



mgr inż. Jerzy Konrad Nowakowski - Instytut Techniki Ciepłej w Łodzi
ANALIZA STRAT W USZCZELNIENIACH REGENERATORA SILNIKA TURBOSPALINOWEGO
Praca wykonana w ramach przewodu doktorskiego otwartego uchwałą Rady
Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej z dnia 5.04.1963 r.
Promotor: doc.dr inż. Zdzisław Orzechowski

S t r e s z c z e n i e



D-678

Najbardziej ekonomiczną drogą podniesienia sprawności obiegu silnika turbospalinowego jest odzyskanie ciepła wylotowego gazów z turbiny dla wstępnego podgrzania powietrza w wymienniku ciepła. W zastosowaniu do trakcyjnych silników turbospalinowych najlepiej do tego celu nadają się obrotowe regeneracyjne wymienniki ciepła, które posiadają następujące główne zalety:

1. Wysoki stopień odzyskania ciepła.
2. Mały gabaryt i ciężar przy dużym obciążeniu cieplnym.

Pierwsze próby zastosowania regeneracyjnego obrotowego wymiennika ciepła dla silnika turbospalinowego przeprowadzono w Niemczech w roku 1941. Badania dotyczące zastosowania regeneracyjnych wymienników ciepła w obiegu silnika turbospalinowego są prowadzone obecnie w nielicznych ośrodkach krajów technicznie rozwiniętych: USA, Anglii i ZSRR.

W pracy podano krótki opis konstrukcji i technologii tarczowego regeneracyjnego wymiennika ciepła dla silnika turbospalinowego, wykonany po raz pierwszy w Polsce. Wymiary matrycy tego regeneratora są następujące: średnica zewnętrzna $D_z = 561$ mm, średnica wewnętrzna $D_w = 280$ mm, szerokość $l = 75$ mm. Matrycę wypełnia pokarbowana nierdzewna blacha stalowa H17 o grubości $g = 0,05$ mm, tworząc trójkątne laminarne kanałki o średnicy hydraulicznej $d_h = 0,86$ mm.

Jednym z głównych problemów, który decyduje w ogóle o ewentualności stosowania tego typu wymiennika ciepła w obiegu silnika turbospalinowego jest w regeneratorze zagadnienie strat czynnika sprężonego, ponieważ wielkość tego przecieku ma jak wykazano w niniejszej pracy duży wpływ na sprawność tego obiegu.

W dostępnej literaturze zagadnienie obliczania strat przecieku przez uszczelnienia obrotowego regeneracyjnego wymiennika ciepła poruszone zostało w pracach [1] [2]. Pierwsza z nich [1] ma charakter ogólny i dotyczy przepływu przez labirynty. Nowsze ujęcie zagadnienia dotyczące strat przecieku w obrotowym wymienniku ciepła przedstawia druga

praca. W pracy tej jednak nie poruszono szeregu istotnych problemów, które decydują o wielkości strat przecieku. Główne niedociągnięcia są następujące:

1. brak danych na temat kształtu kanalików matrycy,
2. badanie uszczelnień z małą ilością przewężeń (uszczelnienia wąskie),
3. brak powiązania wielkości przecieku przez pojedyncze uszczelnienie z wielkością przecieku przez wszystkie uszczelnienia,
4. brak dokładnego opracowania wpływu przecieku na sprawność ogólną silnika turbospalinowego.

Zadaniem postawionym sobie przez autora niniejszej dysertacji było uzupełnienie tych niedociągnięć, wyprowadzenie pewnych zależności teoretycznych na straty przecieku oraz przebadanie szeregu uszczelnień o różnych wielkościach konstrukcyjnych na stoisku doświadczalnym.

W oparciu o równania przepływu przez przelotowe uszczelnienie labiryntowe i przy założeniu przepływu izotermicznego wyprowadzono zależności, które umożliwiają obliczenie strat przecieku przez uszczelnienie i rozkładu ciśnień wzdłuż szerokości uszczelnienia przy nieruchomym i ruchomym wirniku. Zależności te przedstawione zostały w funkcji podstawowych parametrów konstrukcyjnych matrycy i uszczelnienia oraz w funkcji parametrów termodynamicznych. Zależności analityczne rozwiązano wykreślnie.

Wprowadzono współczynnik umożliwiający obliczenie łącznych strat przecieku w uszczelnieniach głównych regeneracyjnego wymiennika ciepła.

Na stoisku doświadczalnym zbudowanym w Katedrze C.M.P. P.Ł. przeprowadzono badania strat przecieku na pięciu uszczelnieniach o różnych parametrach konstrukcyjnych. Opisano metodę pomiaru i wzorcowania kanału pomiarowego i przyrządów. Wykonano badania wpływu szerokości uszczelnienia L i wielkości szczeliny S na wielkość przecieku przy nieruchomym i ruchomym wirniku. Na jednym wybranym uszczelnieniu przeprowadzono badania rozkładu ciśnień wzdłuż szerokości uszczelnienia przy nieruchomym i ruchomym wirniku.

Wyprowadzono wzór na sprawność rzeczywistego obiegu silnika turbospalinowego z regeneracją uwzględniający straty przecieku czynnika sprężonego przez uszczelnienie regeneratora. W podanym przykładzie obliczeniowym wykazano, że straty przecieku mają znaczny wpływ na obniżenie sprawności obiegu.



Wykaz podstawowych oznaczeń

- A - powierzchnia przekroju
- a - wskaźnik przecieku całkowitego, długość podstawy trójkąta równoramiennego tworzącego kanaliki matrycy, wyrażenia pomocnicze.
- B - wskaźnik przecieku transportu
- b - długość boku trójkąta równoramiennego tworzącego kanalik matrycy
- c - prędkość
- c_p - ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
- c_v - ciepło właściwe przy stałej objętości
- D - średnica (odnosząca się do wirnika)
- d - średnica (odnosząca się do rurociągu)
- d_h - średnica hydrauliczna kanałków matrycy
- F - wskaźnik przecieku statycznego
- f - funkcje pomocnicze, częstotliwość pulsacji
- g - grubość blachy wypełnienia
- h - izentropowa energia jednostkowa, wysokość trójkąta kanalika matrycy
- Δh - różnica wysokości słupów cieczy
- i - entalpia, stosunek cząłowej powierzchni przepływu spalin i powietrza.
- K - współczynniki
- L - szerokość szczeliny (przozy)
- L_s - długość szczeliny
- ℓ - długość kanałków matrycy (szerokość matrycy)
- m - przepływ masy
- m_s - przeciek statyczny
- m_t - przeciek transportu
- m' - względna strata przecieku
- N - moc
- n - prędkość obrotowa
- p - ciśnienie
- Δp - różnica ciśnień, strata ciśnienia
- Δp_{2u} - spiętrzenie na zwęście



- q - ciepło jednostkowe
- \dot{q} - przeciek w odniesieniu do jednostki długości uszczelnienia
- R - stała gazowa
- Re - liczba Reynoldsa
- r - promień
- S - wysokość szczeliny
- T - temperatura bezwzględna
- t - temperatura, podziałka między przewężeniami kanalików matrycy
- u - prędkość obwodowa, jednostkowa energia wewnętrzna
- \dot{V} - przepływ objętości czynnika
- V_m - objętość geometryczna matrycy
- v - objętość właściwa
- Z - zużycie
- z - liczba przewężeń blach matrycy na szerokości płoży, liczba śrub centrujących
- α - współczynnik przepływu pod przewężeniem kanalika, współczynnik rozszerzalności liniowej, kąt trójkąta równoramiennego kanalika, wyrażenie pomocnicze
- β - współczynnik rozszerzalności objętościowej, wyrażenie pomocnicze
- γ - współczynnik nieizentalpowego rozprężania
- δ - współczynnik łącznego przecieku we wszystkich uszczelnieniach matrycy
- ε - współczynnik rozprężania
- η - sprawność
- κ - wykładnik izentropy
- μ - współczynnik tarcia
- ν - lepkość kinematyczna
- ξ - współczynnik strat
- Π - stosunek ciśnień
- ρ - gęstość czynnika
- G_R - stopień odzyskania ciepła regeneratora
- $G(x)$ - błąd względny
- φ - współczynnik wolnego przelotu matrycy
- ω - prędkość kątowa

Analiza strat w uszczelnieniach regeneratora
silnika turbospalinowego

Przeprowadzone badania oraz analiza teoretyczna przecieków przez uszczelnienia pozwoliły wyprowadzić szereg wniosków, z których ważniejsze można streścić w następujących punktach:

1. Uzyskane wyniki badań przecieku potwierdziły obliczenia. Dla pięciu przebadanych uszczelnień o różnych parametrach konstrukcyjnych i czterech różnych prędkości obrotowych maksymalne różnice między wynikami obliczeń i badań $\pm 10\%$ zaś przeciętnie 5% . Jedynie przy prędkościach obrotowych matrycy przeciwnych do kierunku przecieku statycznego różnice między wynikami doświadczalnymi i obliczeniowymi są większe.
2. Różnica między zbadanym i obliczonym teoretycznie rozkładem ciśnień wzdłuż uszczelnienia nie przekracza 5% .
3. Znalezione z badań współczynniki nieizentalpowego przepływu przez uszczelnienie γ , przyjmując za podstawę ich oceny średnią podziałość między przewężeniami blach, są zgodne ze współczynnikami podawanymi przez Harpera [2] z dokładnością $\pm 10\%$ w zakresie średnich szczelin i średnich szerokości uszczelnienia. Większe rozbieżności są dla bardzo wąskich uszczelnień lub małych szczelin.
4. Przy wzroście szczeliny powyżej $s = 0,2$ mm lub przy zwięzieniu uszczelnienia poniżej $L = 50$ mm straty przecieku przez uszczelnienie zaczynają szybko rosnać.
5. Duży wpływ na wielkość przecieku ma prędkość obrotowa wirnika.
6. Współczynnik łącznej straty przecieku przez uszczelnienia główne wymiennika δ ma minimum przy wielkości stosunku $\frac{\dot{m}_{t,c}}{\dot{m}_{s,c}} = 1$. Można tak więc dobrać parametry konstrukcyjne płozy, matrycy i prędkości obrotowej, żeby boczne straty przecieku przez uszczelnienia główne były jak najmniejsze.
7. Pomijany na ogół w literaturze wpływ strat przecieku regeneratora na sprawność ogólną obiegu silnika turbospalinowego jest znaczny. Na przykład: dla przeciętnych parametrów obiegu $\pi = 3$ i temperatury przed turbiną $t_3 = 650^\circ\text{C}$ przy stratach przez wymiennik $\dot{m}' = 4\%$, procentowe obniżenie sprawności obiegu silnika wynosi $\frac{\Delta\eta_c}{\eta_{0,inc}} = 6,5\%$.
8. Podawana w literaturze granica dopuszczalnej wartości przecieku przez uszczelnienia nie może być traktowana jako wartość uogólniona. Właściwym i jedynym wskaźnikiem określenia dopuszczalnego przecieku przez uszczelnienia jest analiza wpływu strat przecieku na sprawność obiegu.



Objaśnienia bibliograficzne

- [1] Egli A.: The leakage of steam through labyrinth seals.
Trans. ASME, Vol 57, 1935.
- [10] Harper D.B.: Seal leakage in the rotary regenerator and its
effect on rotary - regenerator design for gas turbines.
Trans. ASME, February 1957.



L i t e r a t u r a

- [1] Ackermann G.: Theorie der Wärmeaustauscher mit Wärmespeicherung. Zeitschrift für angewandte Math. und Mech., Band 11, Heft 3 Juni 1931.
- [2] Bernard T.: Tunelik TCS-2 do cechowania sond przepływowych. Ciepłne Maszyny Przepływowe 19/59.
- [3] Chao W.: Wraszczajuszczijsia tieploobmiennik firmy „Ford” dla gazoturbinych ustanowok. Gazowyje turbiny. Sbornik Statiej. Moskwa 1957 lub Automotive Industries 112 Nr 10, 54-56 (1955).
- [4] Cox M.B., Stevens R.K.: The regenerative heat exchanger for gas-turbine power-plant. Proceedings I.Mech.E. 1950 V 163.
- [5] Campbell W.E.: Solid lubricants. Lubrication Engineering, August 1953.
- [6] Egli A.: The leakage of ^{steam} through labyrinth seals. Trans. ASME, Vol 57, 1935.
- [7] Hausen H.: Näherungsverfahren zur Berechnung des Wärmeaustausches in Regeneratoren. Zeitschrift für angew. Math und Mech. Band 11 Heft 2, April 1931.
- [8] Hausen H.: „Über die Theorie des Wärmeaustausches in Regeneratoren. Zeitschrift für angew. Math. und Mech. Band 9 Juni 1929.
- [9] Hausen H.: Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom. Springer Verlag Berlin 1950.
- [10] Harper D.B.: Seal leakage in the rotary regenerator and its effect on rotary - regenerator design for gas turbines. Trans. ASME, February 1957.
- [11] Hrynischak : Entwurfsprobleme von regenerativen Luftvorwärmern für Gasturbinen. M. und W. H 8 9/8 Jhr.
- [12] Iliffe C.E.: Thermal analysis of the contra-flow regenerative heat exchanger. Proceedings of the Mech. Engineers 1948, 37-46 Vol 159.
- [13] Idjeczik I.E.: Sprawocznik po gidrawliczeskim soprotiwljenijam. Gosenergoizdat. Moskwa-Leningrad 1960.
- [14] Kruschik J.: Die Gasturbine. Wien, Springer-Verlag 1952.
- [15] Kruschik J.: Die Fahrzeuggasturbine. ATZ 1/1956.



- [16] Kruschik J.: Der Regenerativwärmübertrager. Berichte M.u.W. 9 Jhr H 9.
- [17] Łukaszewicz J., Wormus M.: Metody numeryczne i graficzne. PWN Warszawa 1956.
- [18] Miles I.C., Parker N.A., Smoot R.L.: Rotary regenerator for gas turbines. ASME paper, no 56-GTP-9/64 (sprawozdanie wewnętrzne r. 1956).
- [19] Migaj W.K., Nowoziłow I.F.: Issledowanie uplotnienij wraszczajuszczegosja regeneratiwnogo wozduchopodogriewatielja gazoturbinnyh ustanowok. Izwiestja Akademii Nauk SSSR, 3/56.
- [20] Nowakowski J.K.: Analiza konstrukcji regeneracyjnych wymienników ciepła turbin gazowych. Ciepłotechnika, 8/57.
- [21] Nowakowski J.K.: Obliczanie stopnia wymiany ciepła obrotowego regeneracyjnego wymiennika ciepła o przepływie osiowym przeciuprądowym dla założonych parametrów konstrukcyjnych. Ciepłotechnika, 32/61.
- [22] Nowakowski J.K.: Dotychczasowe prace prowadzone w Katedrze Ciepłotychniki Politechniki Łódzkiej nad zagadnieniem obrotowego regeneracyjnego wymiennika ciepła o przepływie osiowym przeciuprądowym. Archiwum KCMP PL, Łódź, Kwiecień 1962.
- [23] Nowakowski J.K.: Sprawozdanie z badań wentylatora WOK-4 du w Kopalni "Rymer". Część druga. Sprawozdanie wewnętrzne ITC, Łódź, 1964.
- [24] Nowoziłow I.F., Migaj W.K.: Wraszczajuszczisja regeneratiwnyj wozduchopodogriewatiel dla gazoturbinnoj ustanowki. Energomaszinstrojenie, 7/57.
- [25] Nusselt W.: Die Theorie des Winderhitzers. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Band 71, Nr 3, 15 Januar 1927.
- [26] Oprecht U.: Regeneratoren für Kleingasturbinen. Verlag Lesmann, Zürich 1957.
- [27] Obalski J.: Rachunek błędów. Mechanik - Poradnik Techniczny. T.1. Zeszyt 4. Warszawa 1948.
- [28] Pankhurst R.C., Holder D.W.: Wind-tunnel technique. London 1952.
- [29] Schmeidler W.: Mathematische Theorie der Wärmespeicher. Band 8 Heft 5, October 1928. Zeitschrift für angew. Math. und Mechanik, Band 8, Heft 5, October 1928.
- [30] Standa J.: Obliczanie kryz podwójnych. PAK 7/58.



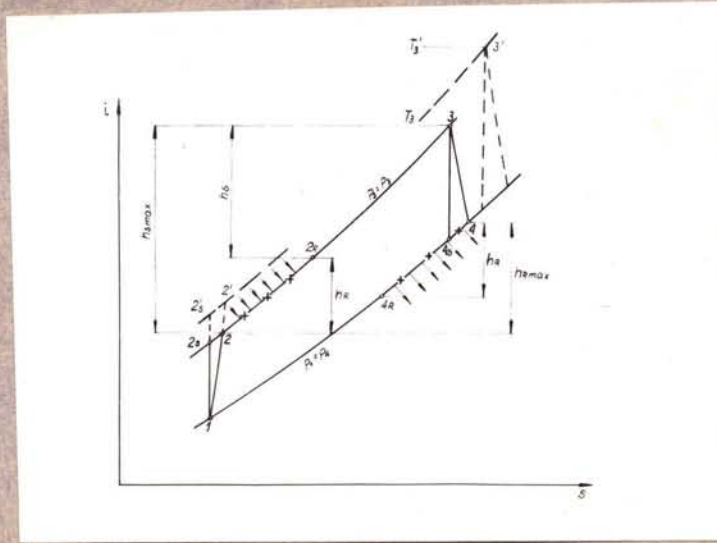
- [31] Turkjenies J.E.: K metodikie tieplowego rasczeta wraszczajuszczego-
sja tieploobmiennika dla gazoturbinowego dwigatielja.
Energomaszinstrojenje 2/60.
- [32] Waller G.: Niekotoryje typy wraszczajuszczichsja rieregeneratiwnych
tieploobmiennikow. Gazowyje turbiny. Sbornik statiej.
Moskwa 1957.
- [33] West A.C.: Friction and boundary lubricants. Lubrication
Engineering August 1953.
- [34] Woźniacki J.: Scieralność metali. Przegląd Mechaniczny 4/52.
- [35] Wukołowicz M., Kirikłow W.: Termodinamiczeskije swojstwa gazow.
Moskwa 1953.
- [36] Ford (U.S.) Gas-turbine research. The Oil Engine and
Gas Turbine, 5/54.
- [37] The Ford experiments with automotive G.T. components.
The Oil Engine and Gas Turbine 4/55.
- [38] Isliedowanje gazowych turbin prowadimyje firmoj „Ford”.
Referatiwnyj żurnał Nr 13, poz. 15004.
- [39] Progress with the Chrysler engine automotive gas turbine
with disc regenerator. The Oil Engine and Gas Turbine,
February 1957.
- [40] G.M.'S. regenerative engine. The Oil Engine and Gas Turbine,
December 1956.
- [41] 225 - B.H.P. Power unit for experimental car. The Oil Engine
and Gas Turbine. December 1959.
- [42] General-Motors-Allison-Automobil Gasturbine GT 305.
H.T.Z. 1/60.
- [43] Wraszczajuszczisja regenerator dla awtomobilnych turbin
„Whirlfire”. Referatiwnyj żurnał Maszinstrojenje VII,
Nr 16/60. Sikowyje ustanowki Referaty 28511-29050.
- [44] Uproszczennaja teorija regeneratow. Ekspres Informacja.
Tieplotiechnika i Tieploeniergietika. Wypusk 14, Nr 61-65,
April 1959.
- [45] Pomiar natężenia przepływu płynów za pomocą zwężek normal-
nych. Warszawa 1955.
- [46] VDI - Durchflussmessregeln DIN 1952. Berlin 1952.
- [47] Silniki turbospalinowe malej mocy. Praca zbiorowa pod
redakcją W.Gundlacha. W.N.T. Warszawa 1963.



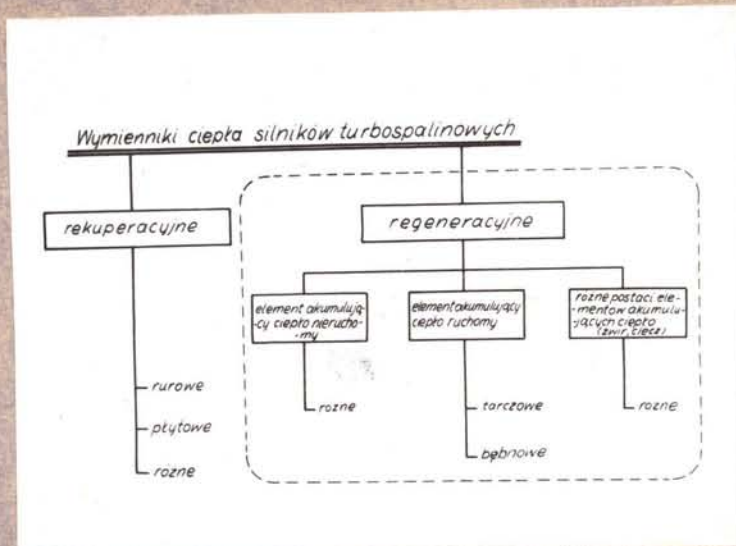
Analiza strat w uszczelnieniach regeneratora
silnika turbospalinowego

Nr 62.6-458

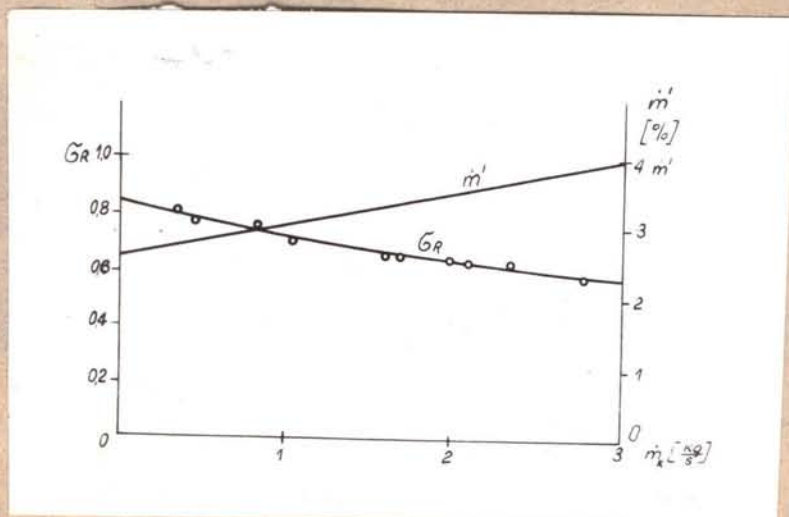
Str. 6d



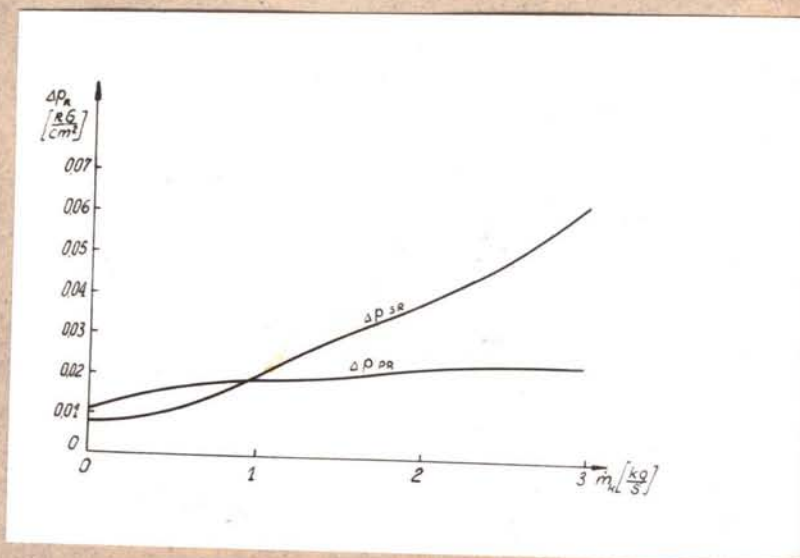
Rys. 1. Dwie drogi polepszenia sprawności obiegu cieplnego silnika turbospalinowego
 --- (1') - przez podniesienie temperatury przed turbiną (i dobranie odpowiednio optymalnego ciśnienia)
 -+ - (2) - przez zastosowanie wymiennika ciepła



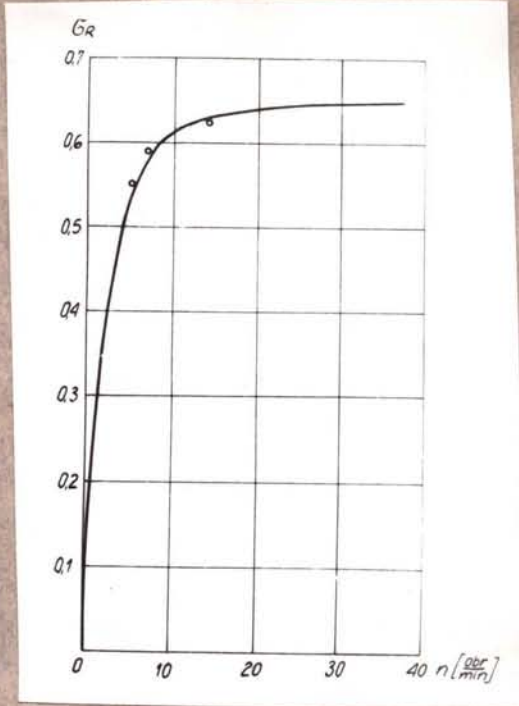
Rys. 2. Klasyfikacja wymienników ciepła silników turbospalinowych



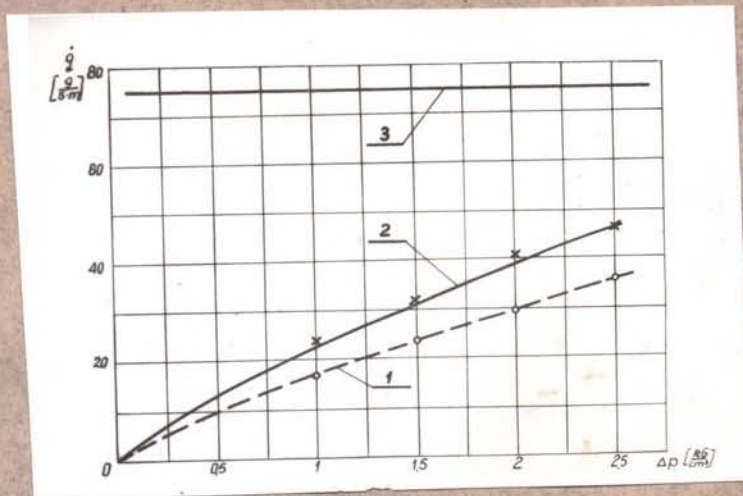
Rys. 3. Stopień odzyskania ciepła $G_R = f(\dot{m}_k)$ oraz straty przecieku $\dot{m}' = f(\dot{m}_k)$ regeneratora wytwórni Ford



Rys. 4. Straty ciśnienia po stronie powietrza $\Delta p_{pR} = f(\dot{m}_k)$ oraz po stronie spalin $\Delta p_{sR} = f(\dot{m}_k)$ regeneratora wytwórni Ford

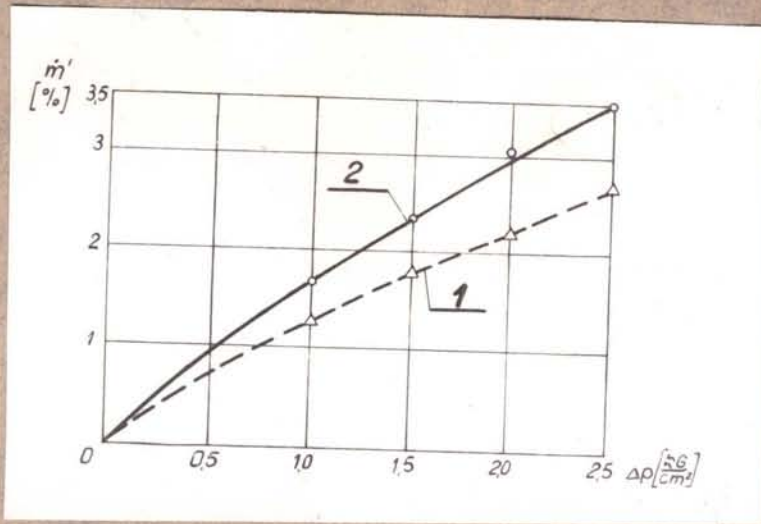


Rys. 5. Wpływ prędkości obrotowej na stopień odzyskania ciepła [24]

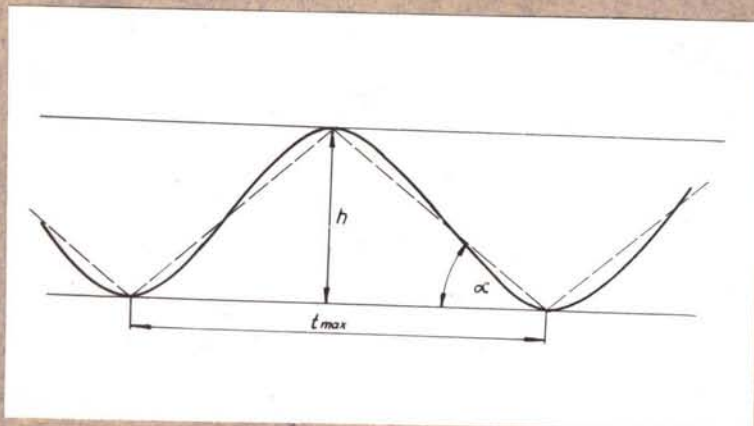


Rys. 6. Jednostkowe straty przecisku w tarczowym regeneratorsze w funkcji różnicy ciśnień po obu stronach uszczelnienia $\dot{q} = f(\Delta p)$ [24]

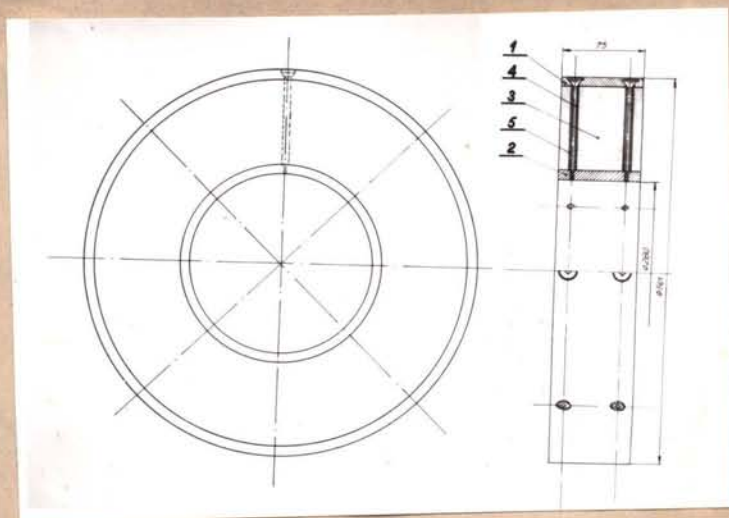
1 - statyczne, 2 - przy obrotach, 3 - graniczne



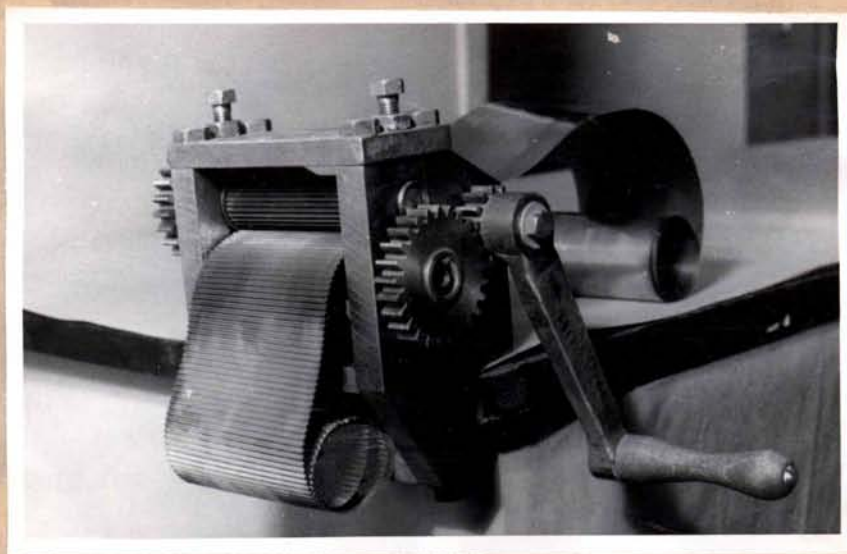
Rys. 7. Względne straty przecieku $m' = f(\Delta p)$ [19]
1 - statyczne, 2 - przy obrotach



Rys. 8. Kształt kanalików matrycy regeneratora Katedry C.M.P. P.Ł.
— kształt rzeczywisty, --- kształt teoretyczny



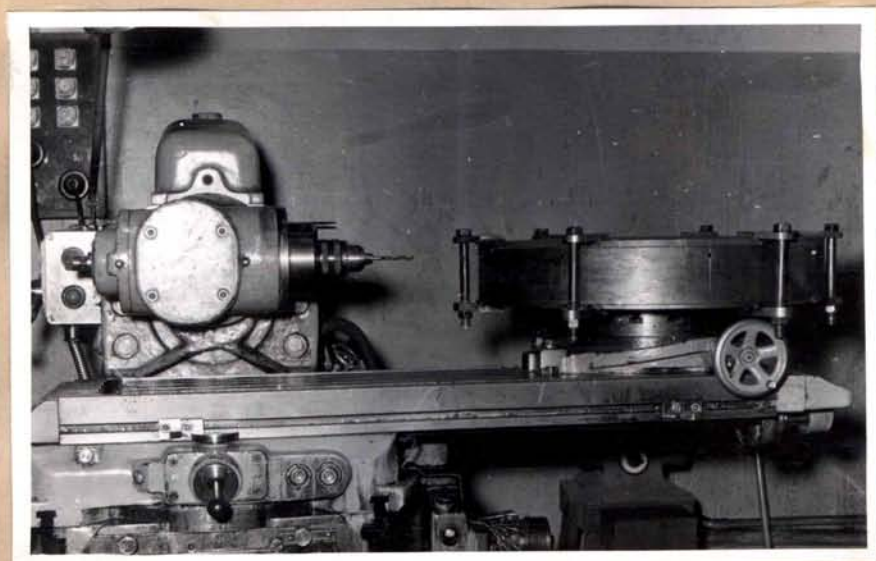
Rys. 9. Matryca regeneratora Katedry C.M.P. P.Ł.
1 - pierścień zewnętrzny, 2 - pierścień wewnętrzny,
3 - wypięknienie matrycy, 4 - śruba centrująca, 5 - tuleja
ochronna



Rys.10. Karbowanie blachy matrycy regeneratora Katedry CMP PŁ



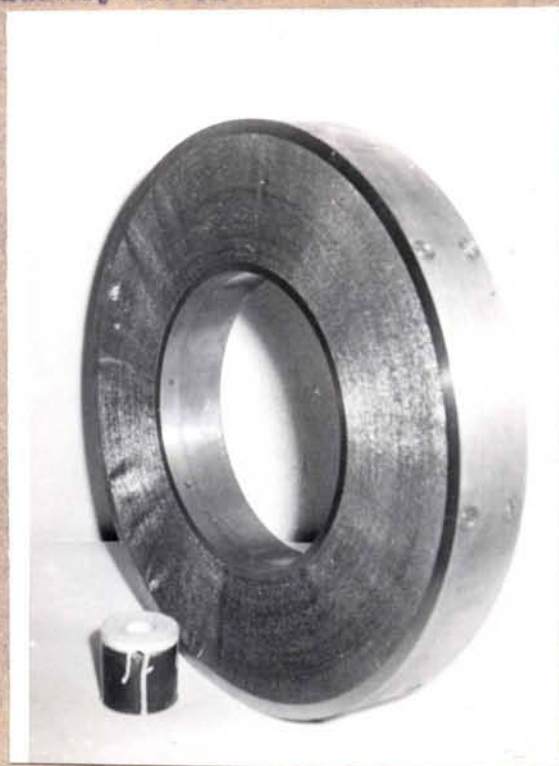
Rys.11. Nawijanie blachy matrycy regeneratora Katedry CMP PŁ.



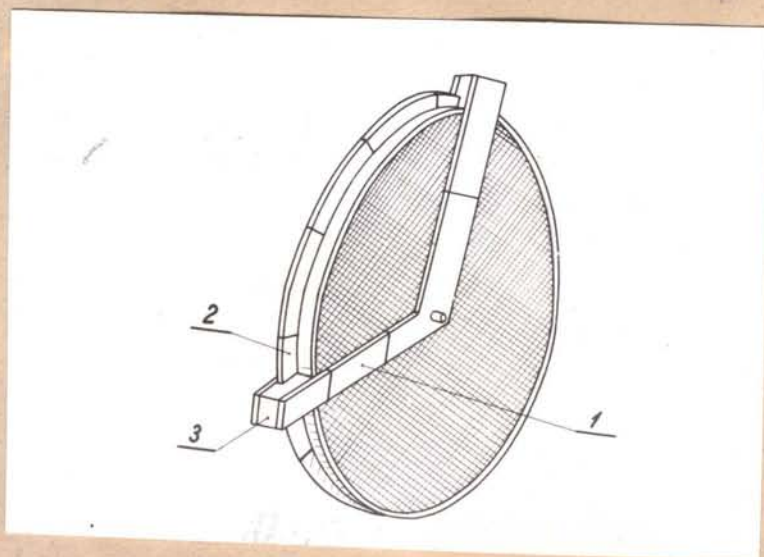
Rys.12. Wiercenie otworów pod śruby centrujące i tuleje ochronne
w matrycy regeneratora Katedry CMP PŁ



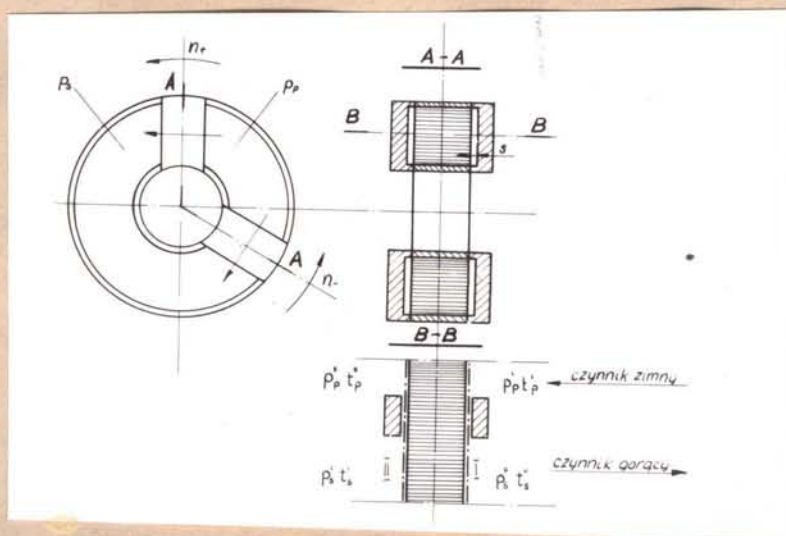
Rys.13. Szlifowanie powierzchni czołowych matrycy regeneratora
Katedry CMP PŁ



Rys.14. Matryca regeneratora Katedry CMP PŁ po wykonaniu



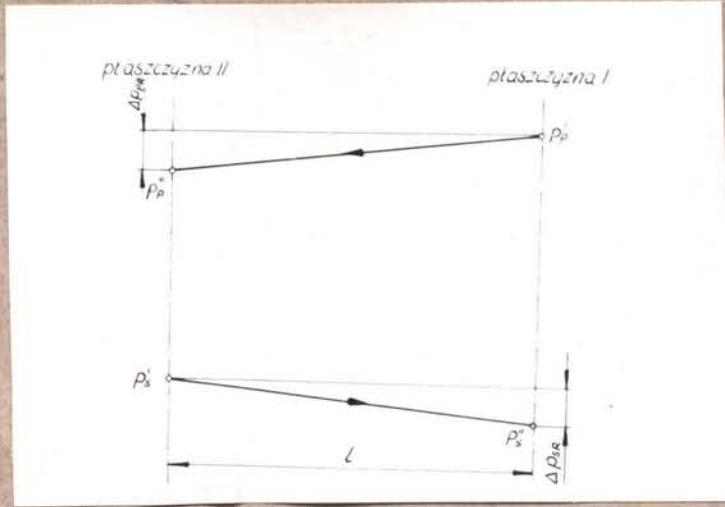
Rys.15. Rodzaje uszczelnień matrycy obrotowego wymiennika ciepła
1 - główne, 2 - obwodowe, 3 - czołowe



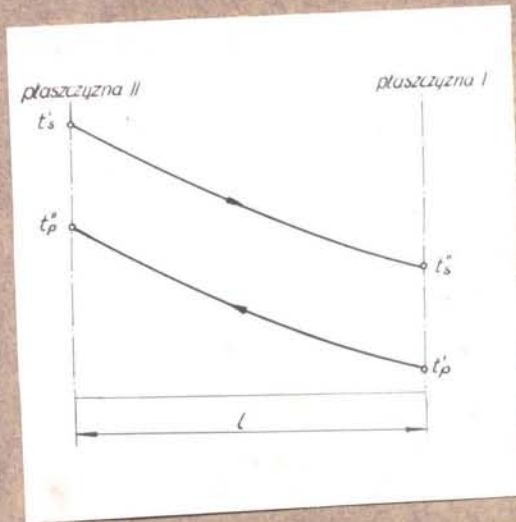
Rys.16. Schemat uszczelnień głównych matrycy



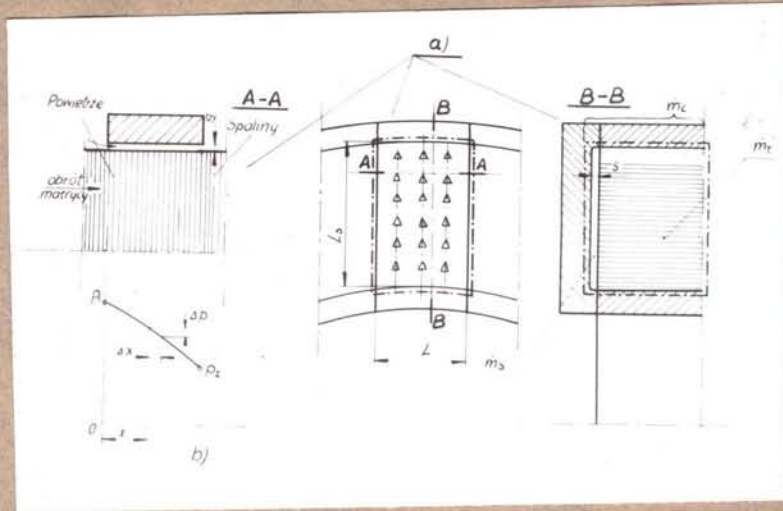
KATEDRA CIĘPLNYCH MASZYN PRZEPLYWOWYCH POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ



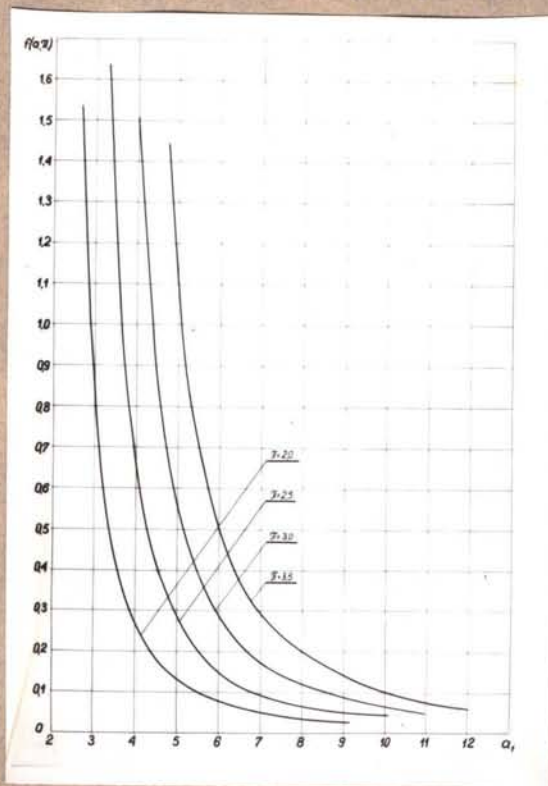
Rys.17. Straty przepływu po stronie powietrza i spalin w matrycy regeneratora



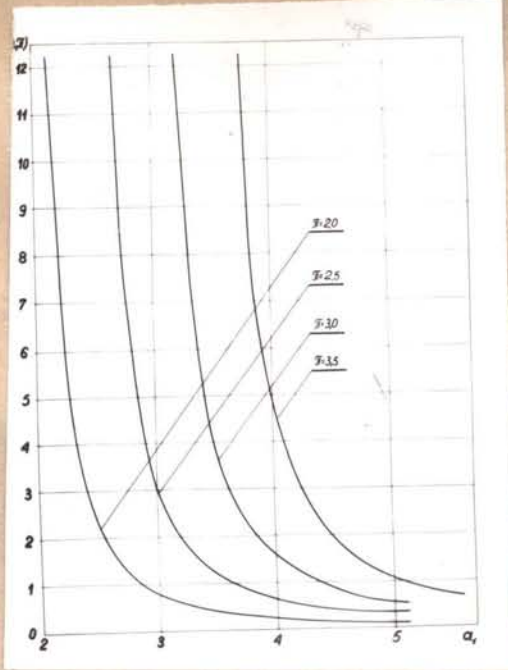
Rys.18. Zmiany temperatur czynnika pracy przepływie przez matrycę wymiennika ciepła



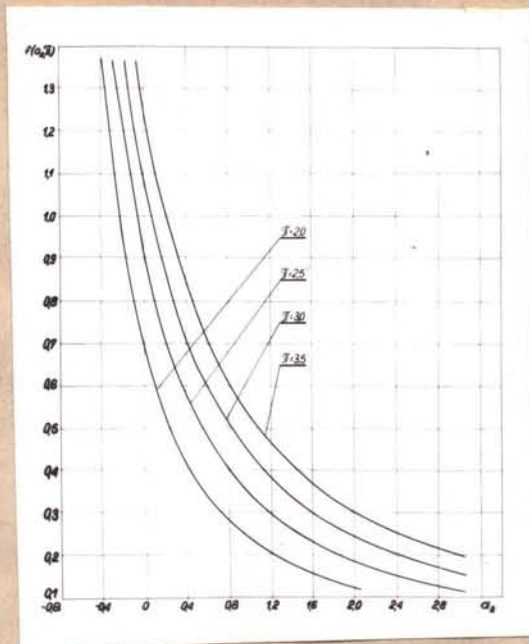
Rys.19. Przekrój całkowity i rozkład ciśnienia pod uszczelnieniem
--- - obszar rozpatrywany



Rys.20. a) Wykres funkcji $f(a, \pi)$ równanie (10a) przy zgodnym kierunku wirowania n_+ (zakres $f = 0 \div 1,6$)

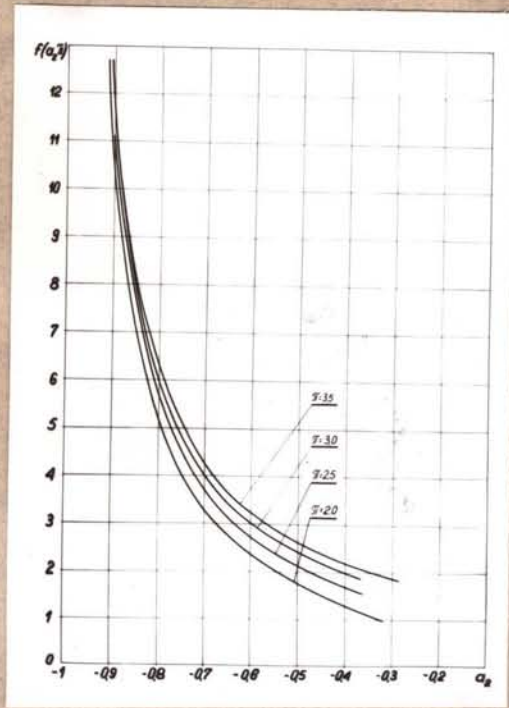


Rys.20 b. Wykres funkcji $f(a, \pi)$, równanie (10a) przy zgodnym kierunku wirowania n_+ (zakres $f = 0 \div 12$)

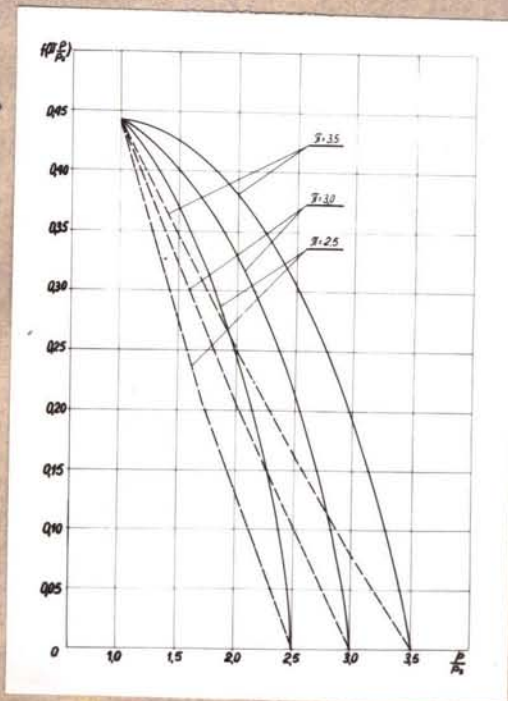


Rys.21 a. Wykres funkcji $f(a_2, \pi)$ równanie (11a) przy przeciwnym kierunku wirowania n_- (zakres $f = 0,1 \div 4,3$)

KATEDRA CIEPLNYCH MASZYN PRZEPŁYWOWYCH POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ

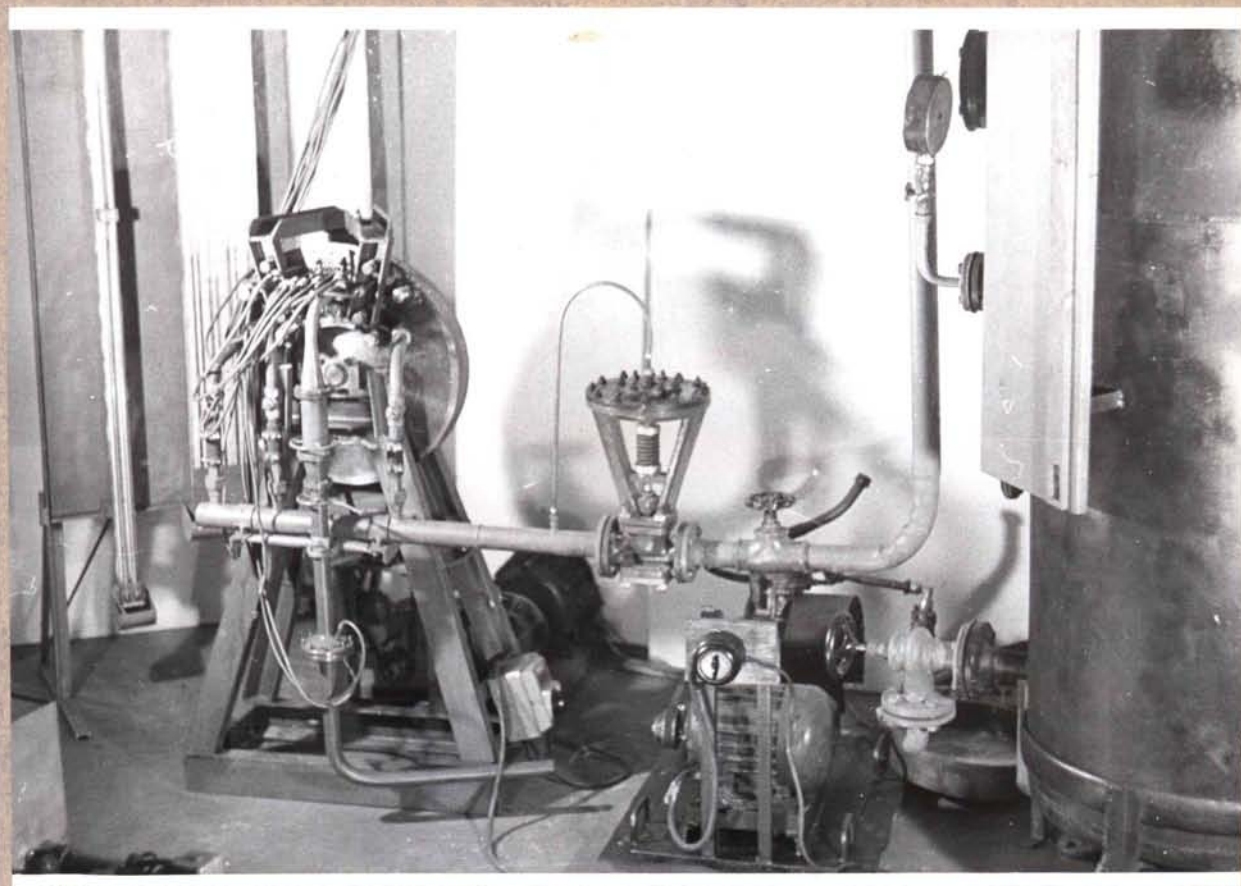


Rys. 21 b. Wykres funkcji $f(a_2, \pi)$ równanie (11a) przy przeciwnym kierunku wirowania n_- (zakres $f = 0 \div 12$)

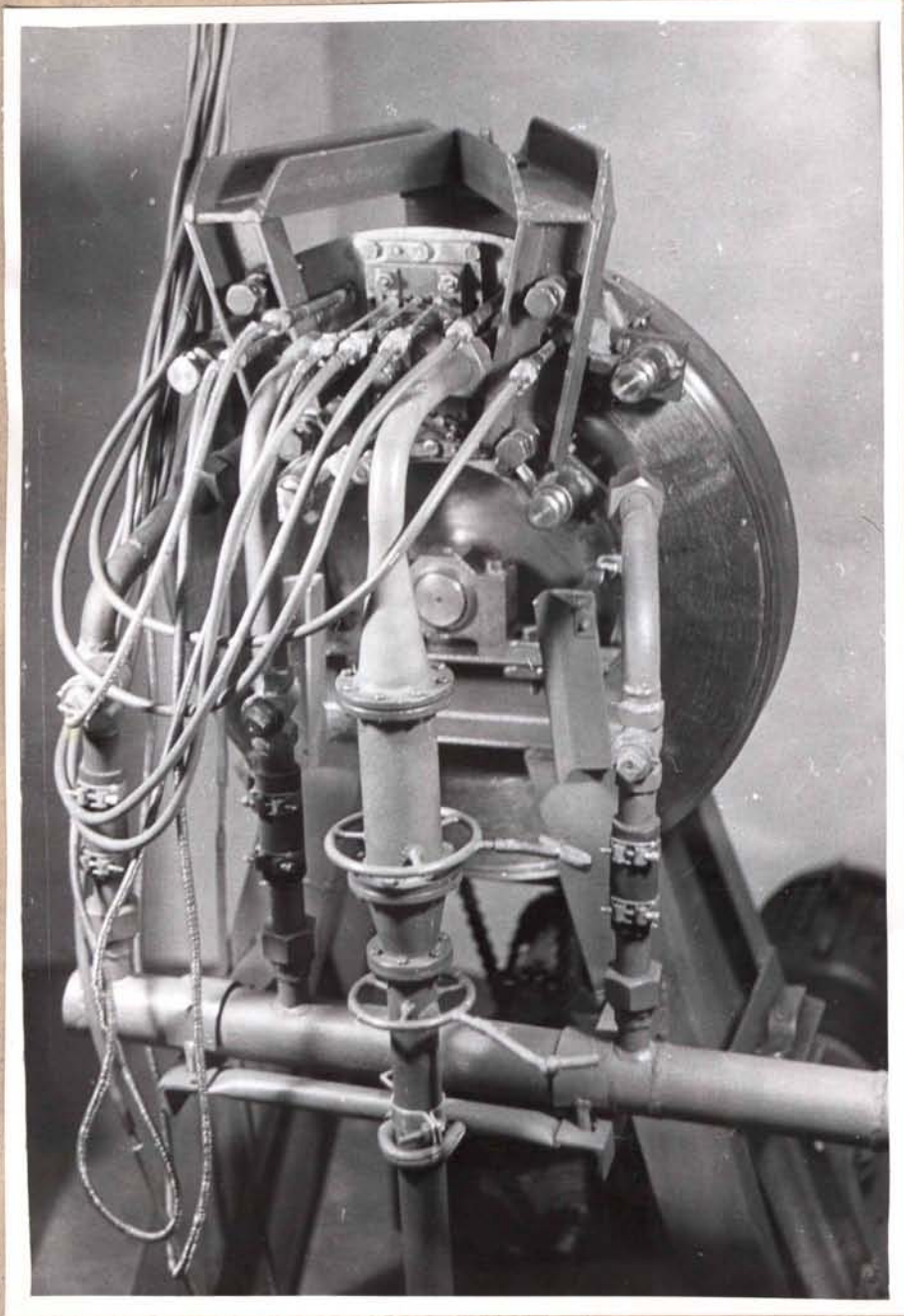


Rys. 22. Wykresy funkcji $f(\pi, \frac{p}{p_2})$, równanie (20a) i (21a) dla α_1 i α_2 podanych w tabeli 3

- obroty zgodne
- obroty przeciwnie



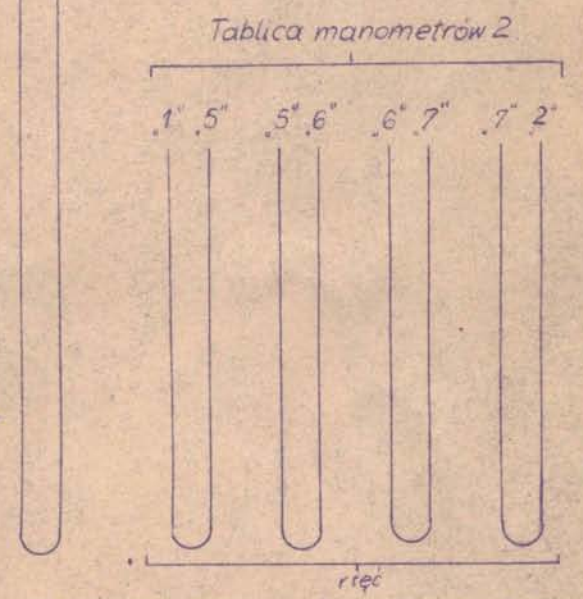
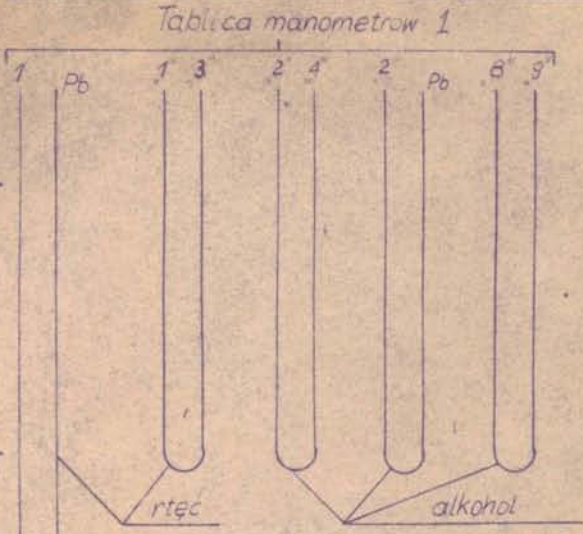
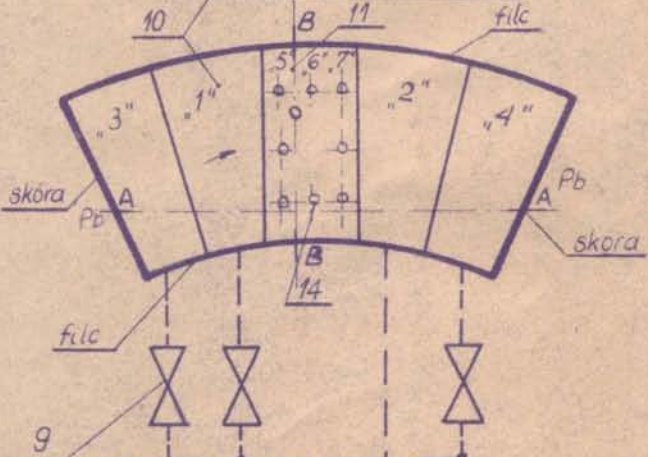
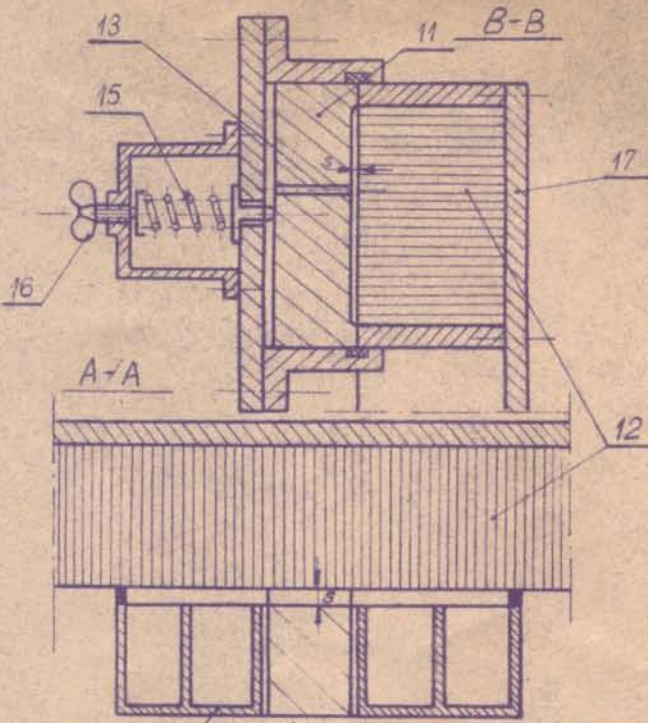
Rys.23. Widok ogólny stoiska do badania strat przecieku w obrotowym wymienniku ciepła w laboratorium Katedry C.M.P. P.Ł.



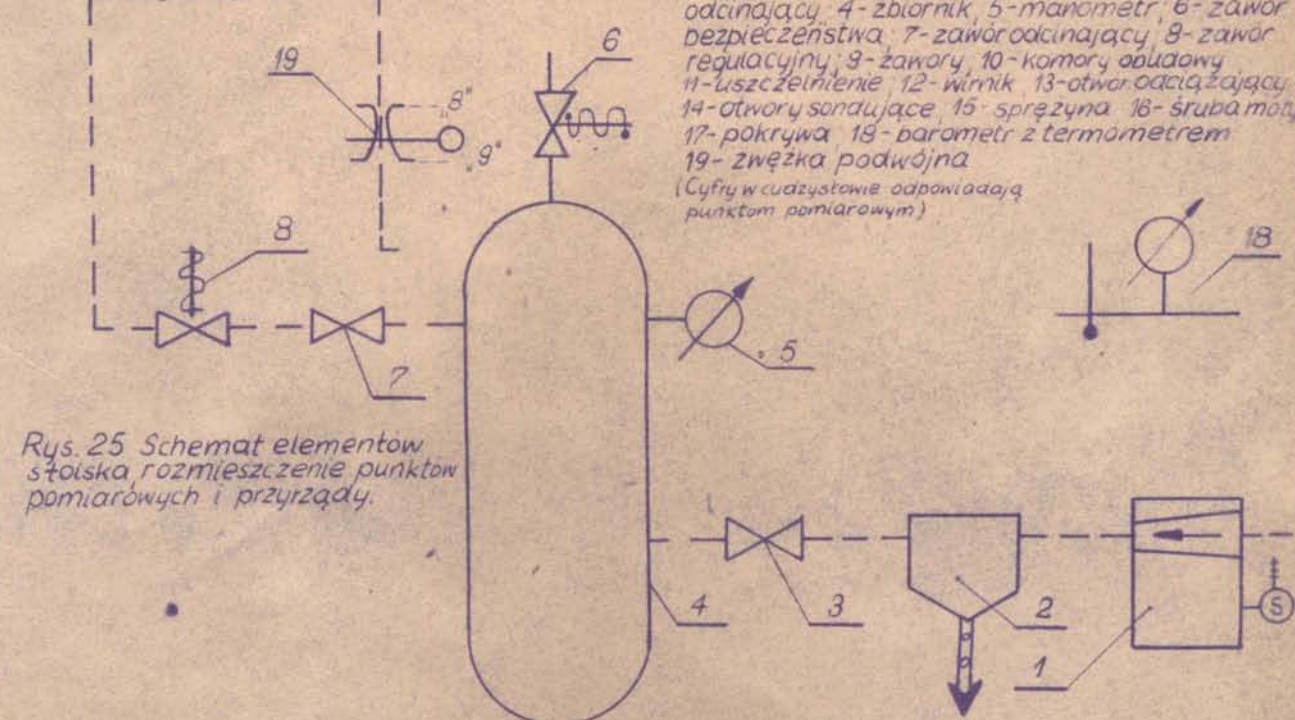
Rys.24. Fragment stoiska z matrycą obrotowego wymiennika ciepła



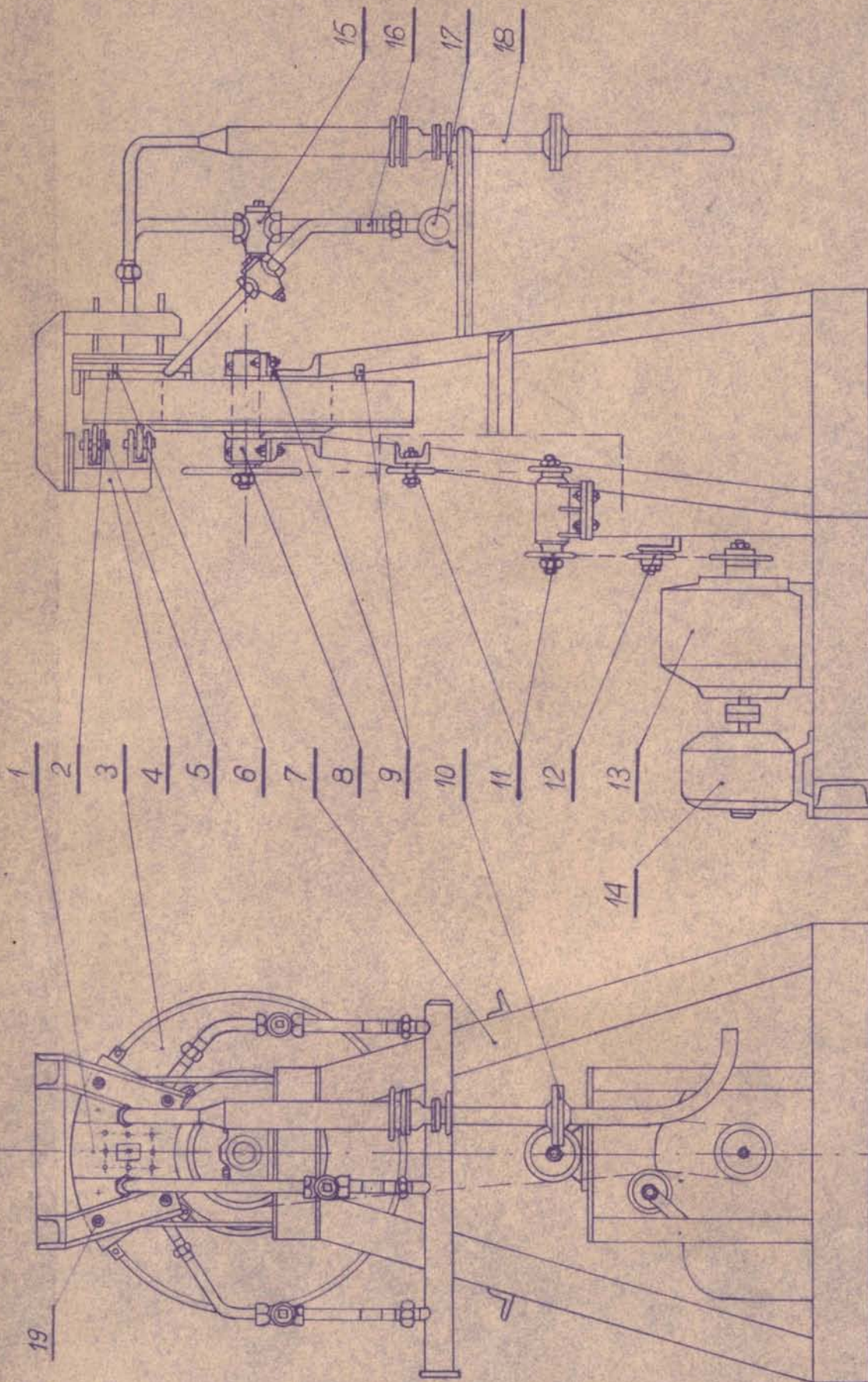
KATEDRA CIEPLNYCH MASZYN PRZEPLYWOWYCH POLITECHNIKI LÓDZKIEJ



1- sprężarka tłokowa 2- odliwiacz 3- zawór odcinający 4- zbiornik 5- manometr 6- zawór bezpieczeństwa 7- zawór odcinający 8- zawór regulacyjny 9- zawory 10- komory obudowy 11- uszczelnienie 12- wirnik 13- otwór odciążający 14- otwory sondujące 15- sprężyna 16- śruba mopa 17- pokrywa 18- barometr z termometrem 19- zwężka podwójna
(Cyfry w cudzysłowie odpowiadają punktom pomiarowym)

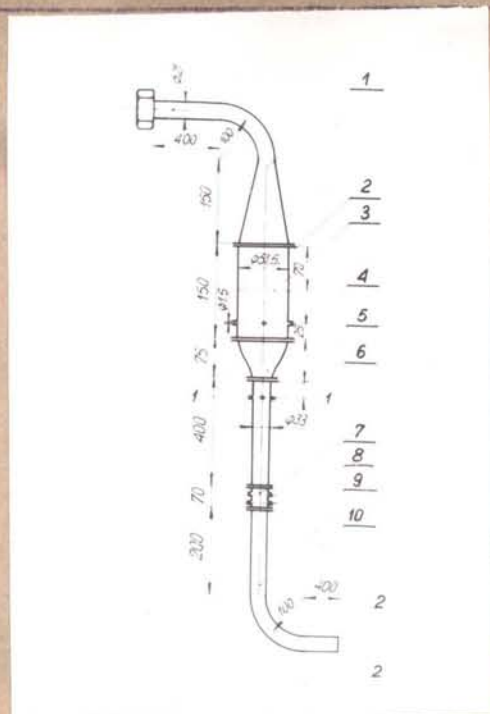


Rys. 25 Schemat elementów stoiska rozmieszczenie punktów pomiarowych i przyrządy.



Rys. 26 Schemat rozwiązania konstrukcyjnego niektórych elementów staśka

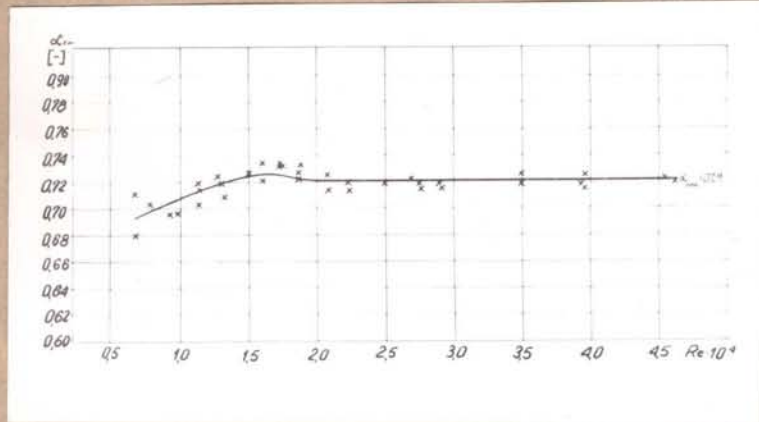
1 - badane uszczelnienie; 2 - obudowa uszczelnienia; 3 - wirnik; 4 - obejmę; 5 - rolka obijmy; 6 - rolka obudowy; 7 - rama; 8 - kołpisko wirnika; 9 - filc smarujący bezniele; 10 - zwężka; 11 - przekładnia karkuchowa; 12 - napinacz; 13 - przekładnia zębata; 14 - silnik; 15 - zawory; 16 - przewody gumowe; 17 - kanał doprowadzający; 18 - rurociąg pomiarowy; 19 - śruba dociskowa



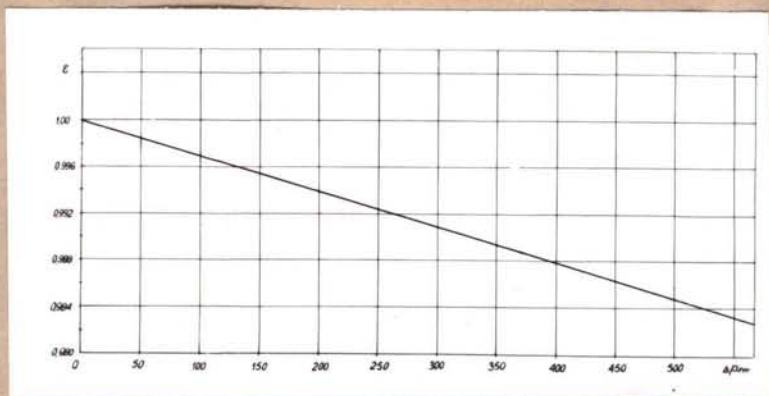
Rys.27. Kanał pomiarowy
1-kanał doprowadzający, 2-kanał wyrównawczy, 3-siatka,
4-króćce do pomiaru ciśnienia statycznego przed dyszą (cztery
na obwodzie), 5-dysza, 6-króćce do pomiaru ciśnienia statycz-
nego za dyszą (cztery na obwodzie), 7-zwężka podwójna,
8-króćcie do pomiaru ciśnienia statycznego przed zwężką,
9-króćcie do pomiaru ciśnienia statycznego za zwężką,
10-kanał wylotowy



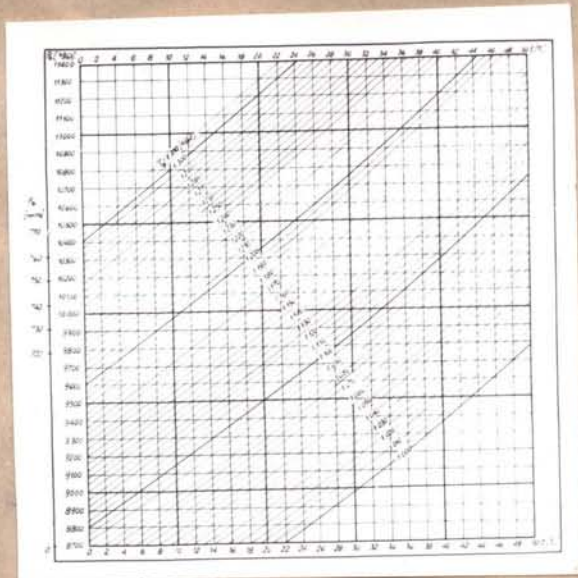
Rys.28. Badane uszczelnienia



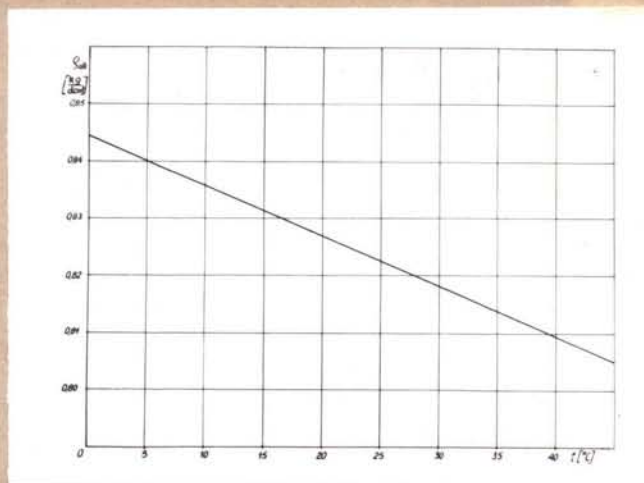
Rys.29. Współczynnik przepływu $\alpha_{zu} = f(Re)$
x - punkty z pomiaru



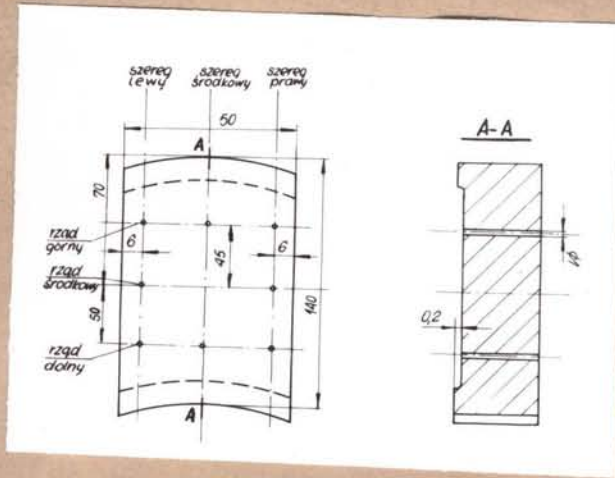
Rys.30. Współczynnik rozprężania $\epsilon = f(\Delta p_{zu})$ według [46]



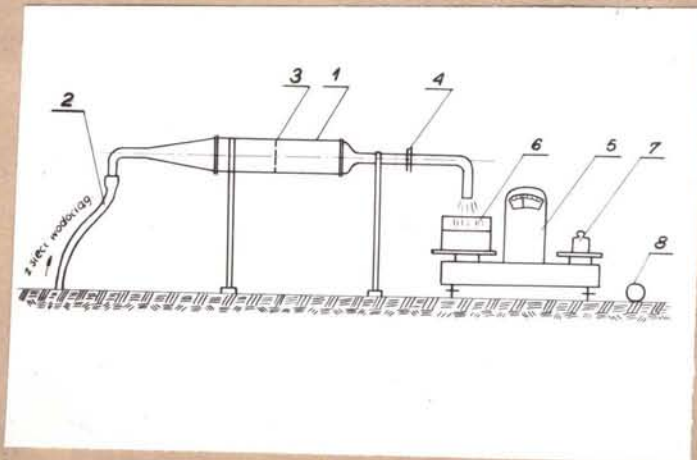
Rys.31. Ciężar właściwy powietrza $\gamma_p = f(t)$ dla wilgotności względnej powietrza $\varphi_p = 0,7$ według ITC - Łódź



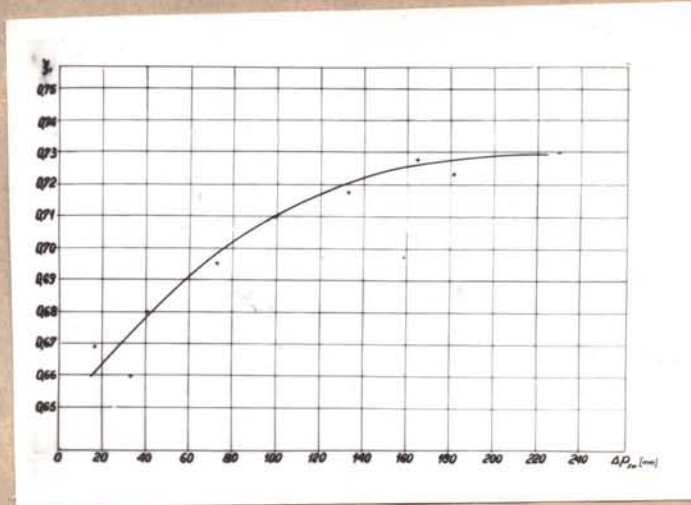
Rys.32. Gęstość alkoholu $\rho_{alk} = f(t)$ według ITC - Łódź



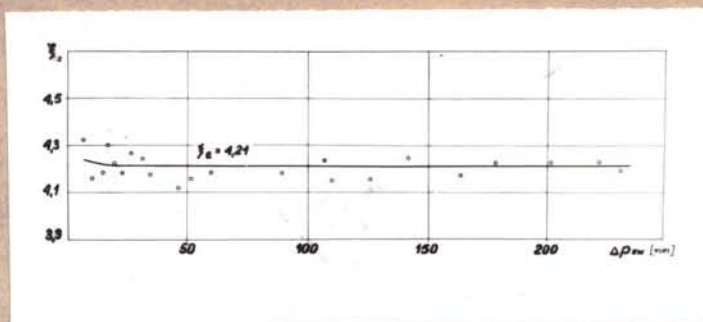
Rys.33. Rozmieszczenie otworów sondujących ciśnienie w uszczelnieniu 2



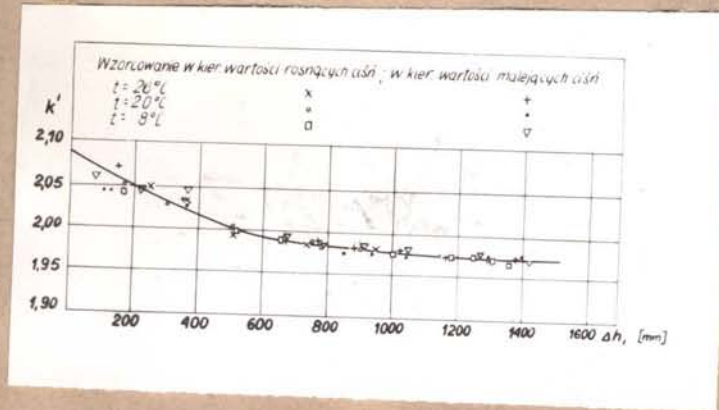
Rys.34. Stoisko do wzorcowania współczynnika α_{zw} przy pomocy wody
1-rurociąg pomiarowy, 2-wąż gumowy, 3-siatka wyrównawcza,
4-zwężka podwójna, 5-waga, 6-naczynie z wodą, 7-odważniki,
8-stoper



Rys.35. Współczynnik strat $\xi_1 = f(\Delta p_{zm})$ z wzorcowania
o - punkty z pomiaru



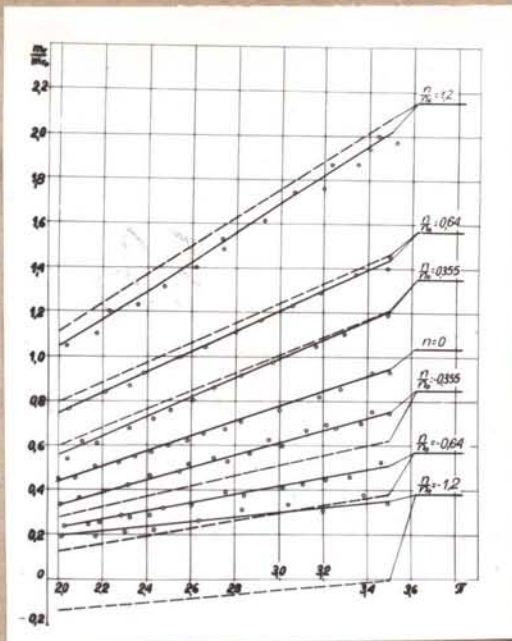
Rys.36. Współczynnik strat $\xi_2 = f(\Delta p_{zm})$ z wzorcowania
o - punkty z pomiaru



Rys.37. Współczynnik $k' = f(\Delta h_i)$ z wzorcowania



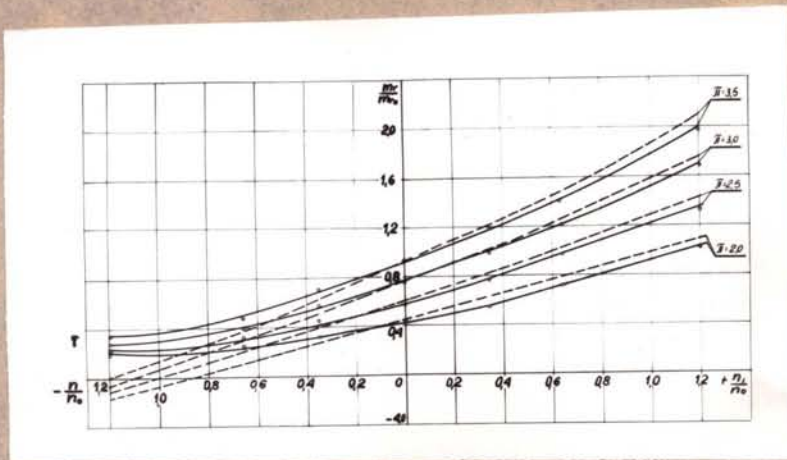
Rys.38. Współczynniki $k = f(\Delta h_i)$ dla różnych manometrów z wzorcowania
o - punkty z pomiaru



Rys.39 a. Wpływ prędkości obrotowej matrycy na wielkość przecieku

$$\frac{m_r}{m_{r0}} = f\left(\frac{n}{n_0}, \frac{p_2}{p_0}\right) \quad \frac{L_0}{L_0} = 1; \frac{s_0}{s_0} = 1; p_2 = 0,981 \text{ bar } t = 18^\circ\text{C}$$

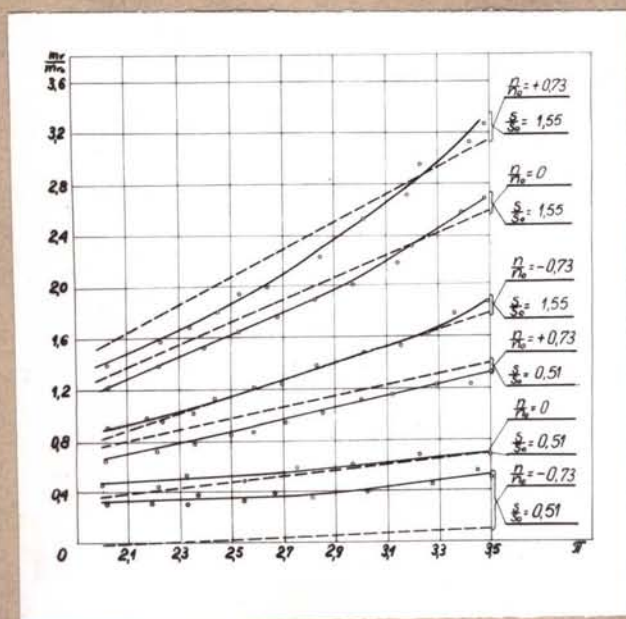
— z badań (° - punkty z pomiaru)
--- z obliczeń teoretycznych



Rys.39 b. Wpływ prędkości obrotowej matrycy na wielkość przecieku

$$\frac{m_r}{m_{r0}} = f\left(\frac{n}{n_0}, \frac{p_2}{p_0}\right) \quad \frac{L_0}{L_0} = 1; \frac{s_0}{s_0} = 1; p_2 = 0,981 \text{ bar } t = 18^\circ\text{C}$$

— z badań (° - punkty z pomiaru)
--- z obliczeń teoretycznych

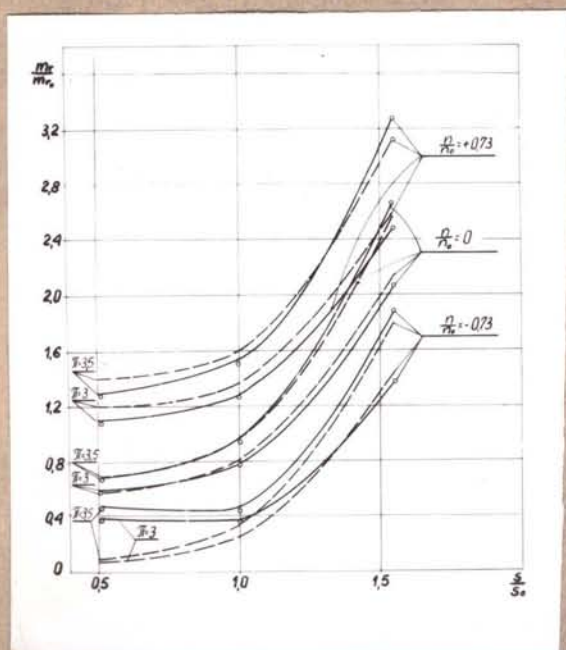


Rys.40 a. Wpływ wielkości szczeliny na wielkość przecieku $\frac{m_r}{m_{r0}} = f(\pi, \frac{\xi}{s_0})$

— z badań (o - punkty z pomiaru)

--- z obliczeń teoretycznych

$\frac{L}{L_0} = 1$; $\frac{n}{n_0} = 0$; $\frac{n}{n_0} = \pm 0,73$; $p_2 = 0,981 \text{ bar}$; $t = 18^\circ\text{C}$



Rys.40 b. Wpływ wielkości szczeliny na wielkość przecieku $\frac{m_r}{m_{r0}} = f(\frac{\xi}{s_0}, \pi)$

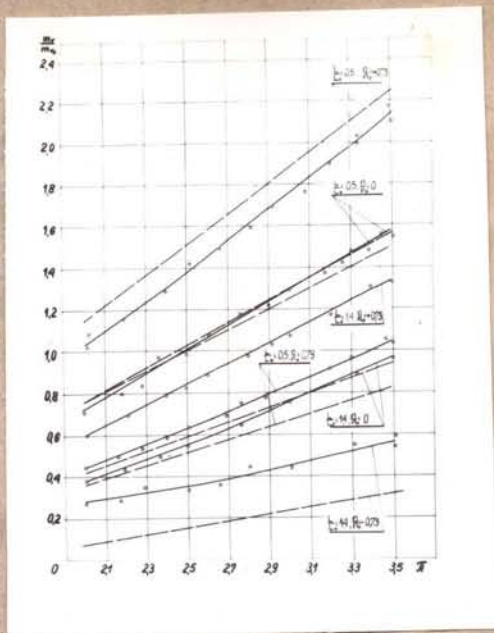
— z badań (o - punkty z pomiaru)

--- z obliczeń teoretycznych

$\frac{L}{L_0} = 1$; $\frac{n}{n_0} = 0$; $\frac{n}{n_0} = \pm 0,73$; $p_2 = 0,981 \text{ bar}$; $t = 18^\circ\text{C}$



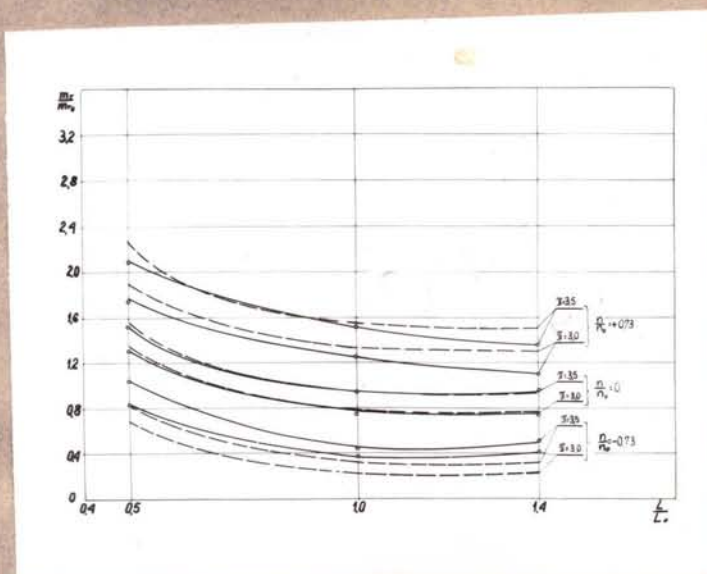
KATEDRA CIEPLNYCH MASZYN PRZEPLYWOWYCH POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ



Rys.41 a. Wpływ szerokości uszczelnienia na wielkość przecieku

$$\frac{m_1}{m_{10}} = f\left(\frac{L}{L_0}, \frac{L}{L_0}\right) \quad \frac{s}{s_0} = 1; \quad \frac{\eta}{\eta_0} = 0; \quad \frac{\eta}{\eta_0} = \pm 0,73; \quad p_2 = 0,981 \text{ bar}, \quad t = 18^\circ\text{C}$$

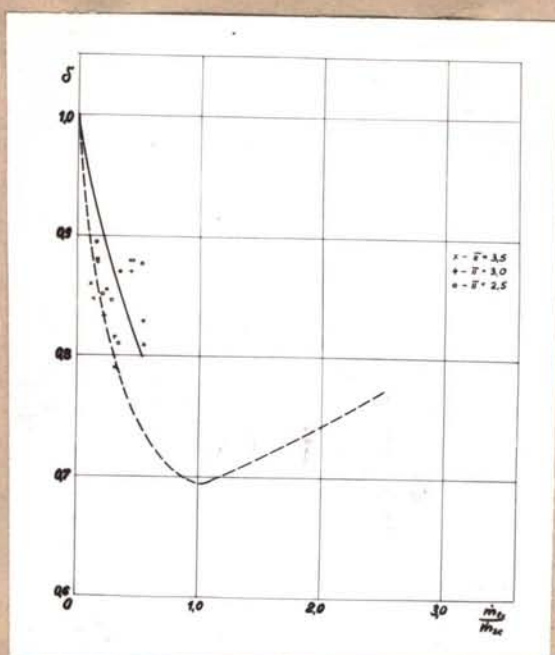
— z badań (o - punkty z pomiaru)
- - - z obliczeń teoretycznych



Rys.41 b. Wpływ szerokości uszczelnienia na wielkość przecieku

$$\frac{m_1}{m_{10}} = f\left(\frac{L}{L_0}, \pi\right) \quad \frac{s}{s_0} = 1; \quad \frac{\eta}{\eta_0} = 0; \quad \frac{\eta}{\eta_0} = \pm 0,73; \quad p_2 = 0,981 \text{ bar}, \quad t = 18^\circ\text{C}$$

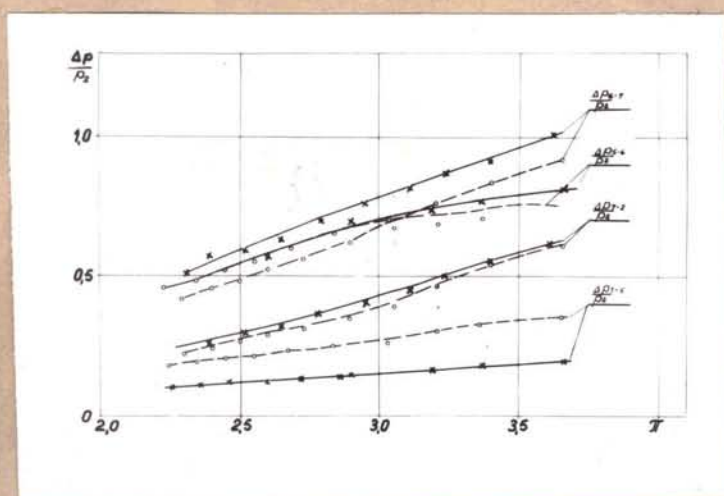
— z badań (o - punkty z pomiaru)
- - - z obliczeń teoretycznych



Rys.42. Porównanie współczynnika δ zmierzonego z obliczonym

$$\delta = f\left(\frac{\dot{m}_{tc}}{\dot{m}_{sc}}\right)$$

- z badań (o, x, + - punkty z pomiaru)
- z obliczeń teoretycznych



Rys.43 a. Względne różnice ciśnień między otworkami umieszczonymi
wzdłuż szerokości płozy otrzymane z badań

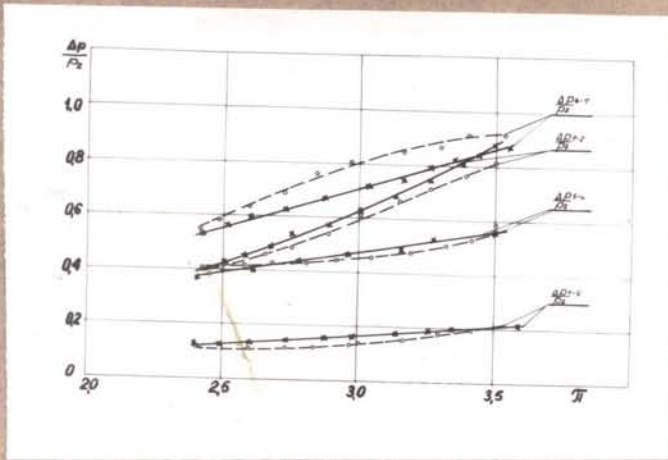
- x — x rząd górny otworków
- o — o rząd dolny otworków

$$\frac{\Delta p}{p_2} = f(\bar{n}); \quad \frac{\bar{n}}{n_0} = 0$$

$$\frac{L}{L_0} = 1; \quad \frac{S}{S_0} = 1$$



KATEDRA CIEPLNYCH MASZYN PRZEPŁYWOWYCH POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ

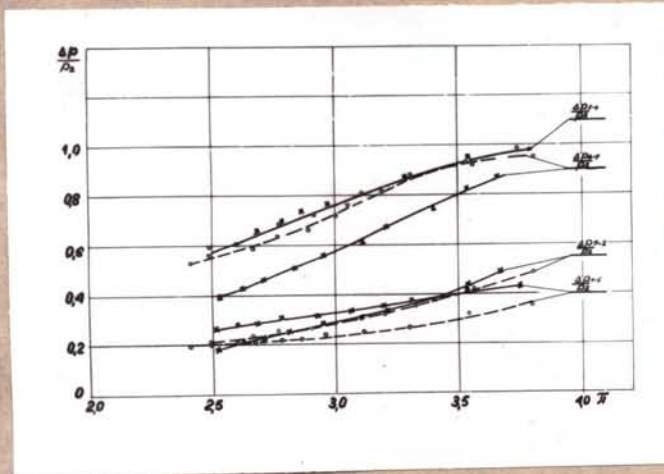


Rys.43 b. Względne różnice ciśnień między otworkami umieszczonymi wzdłuż szerokości płoży otrzymane z badań

$$\frac{\Delta p}{p_2} = f(\bar{\pi}) \quad \frac{n}{n_0} = +0,75$$

- x — x — rząd górny otworków
- o — o — rząd dolny otworków

$$\frac{L}{L_0} = 1, \quad \frac{s}{s_0} = 1$$

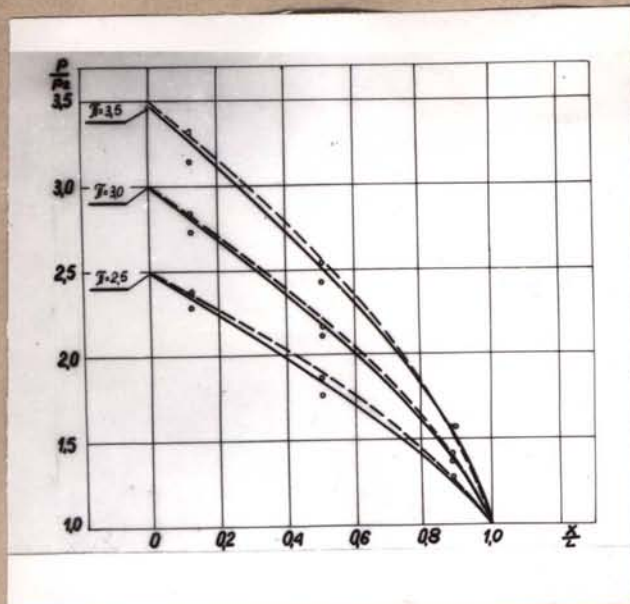


Rys.43 c. Względne różnice ciśnień między otworkami umieszczonymi wzdłuż szerokości płoży otrzymane z badań

$$\frac{\Delta p}{p_2} = f(\bar{\pi}), \quad \frac{n}{n_0} = -0,73$$

- x — x — rząd górny otworków
- o — o — rząd dolny otworków

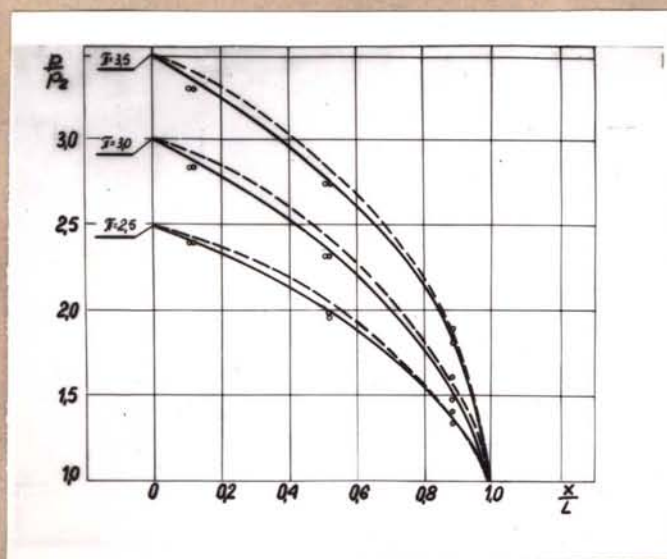
$$\frac{L}{L_0} = 1, \quad \frac{s}{s_0} = 1$$



Rys.44a . Rozkład ciśnień wzdłuż szerokości uszczelnienia

$$\frac{p}{p_2} = f\left(\frac{x}{L}, \Pi\right) \quad \frac{L}{L_0} = 1, \quad \frac{S}{S_0} = 1, \quad \frac{n}{n_0} = 0$$

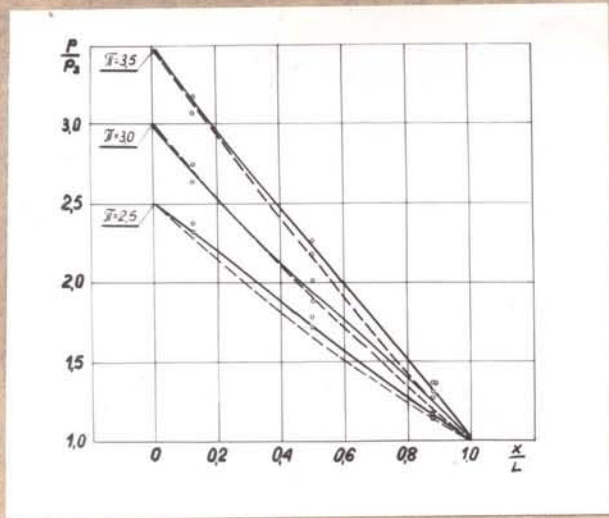
— z badań (o - punkty z pomiaru)
--- z obliczeń teoretycznych



Rys.44 b, Rozkład ciśnień wzdłuż szerokości uszczelnienia

$$\frac{p}{p_2} = f\left(\frac{x}{L}, \Pi\right) \quad \frac{L}{L_0} = 1, \quad \frac{S}{S_0} = 1, \quad \frac{n}{n_0} = +0,73$$

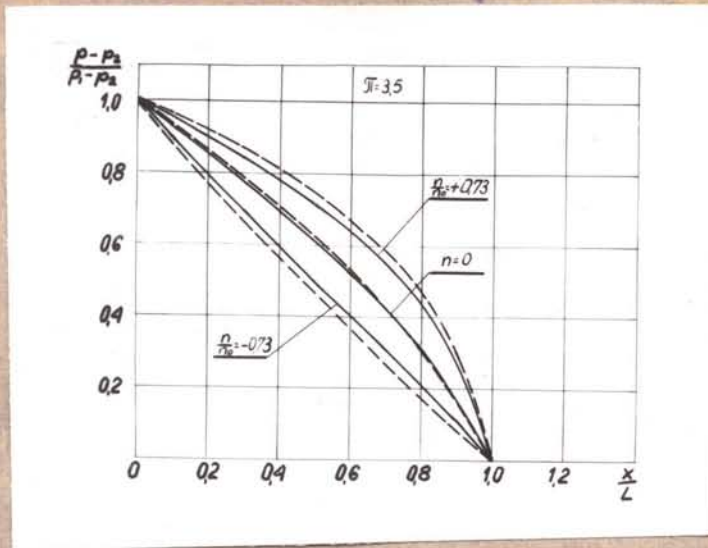
— z badań (o - punkty z pomiaru)
-- z obliczeń teoretycznych



Rys.44 c. Rozkład ciśnień wzdłuż szerokości uszczelnienia

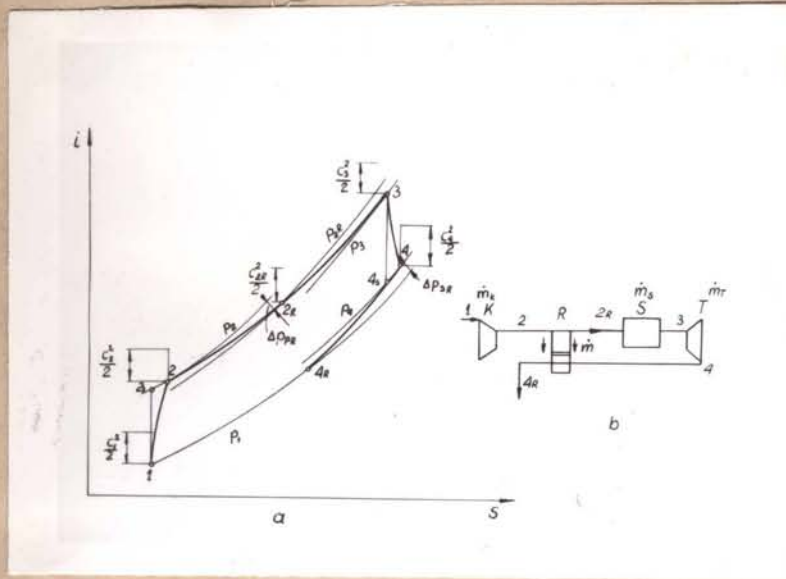
$$\frac{p}{p_2} = f\left(\frac{x}{L}, \pi\right) \quad \frac{l}{L_0} = 1, \quad \frac{s}{s_0} = 1, \quad \frac{\eta}{\eta_0} = -0,73$$

— z badań (o - punkty z pomiaru)
-- z obliczeń teoretycznych

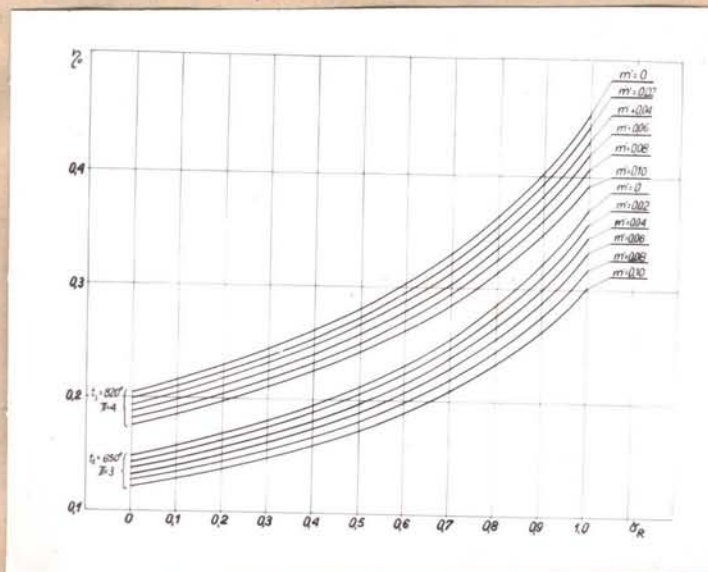


Rys.45. Stosunek $\frac{p-p_2}{p_1-p_2} = f\left(\frac{x}{L}, \frac{\eta}{\eta_0}\right)$ dla $\pi = 3,5$

— z badań
-- z obliczeń teoretycznych

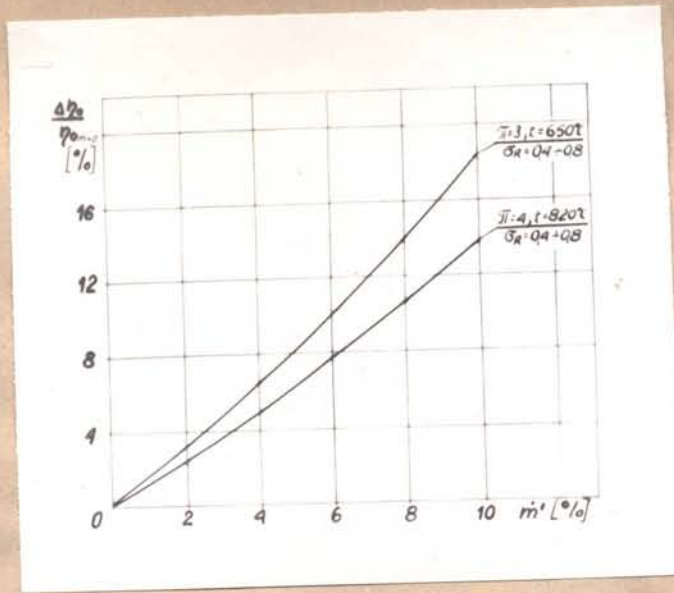


Rys.46. Obieg silnika turbospalinowego z regeneracją z uwzględnieniem strat ciśnienia i straty przecieku czynnika sprężonego
k - sprężarka, S - komora spalania, T - turbina, R-regenerator

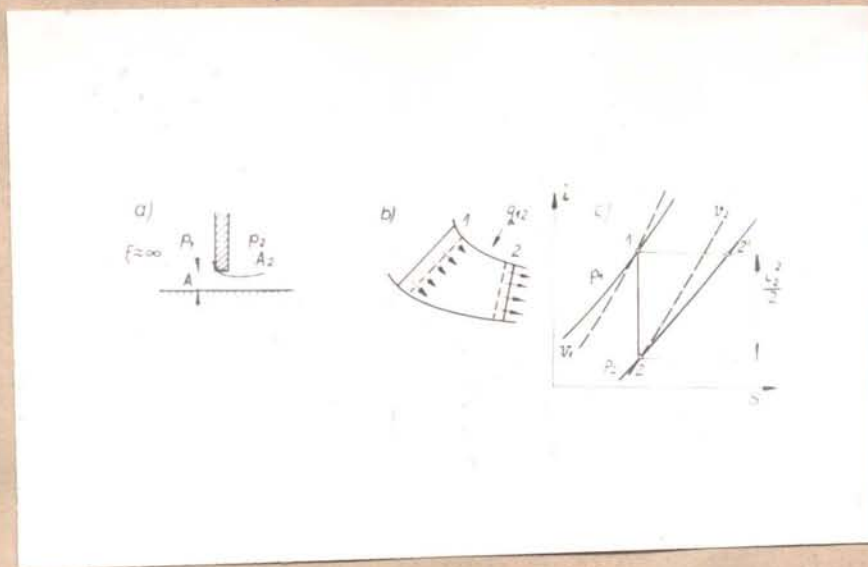


Rys.47. Wpływ przecieku na sprawność obiegu silnika turbospalinowego z regeneracją

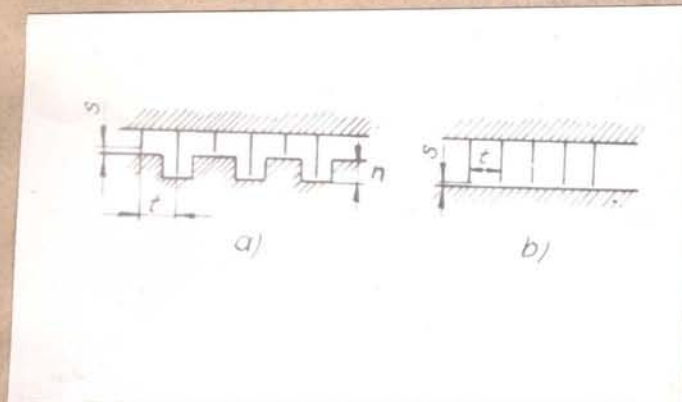
$$\eta_o = f(\sigma_r, \dot{m}') ; \quad \eta_\pi = 0,88, \quad \eta_k = 0,84, \quad t_1 = 20^\circ\text{C}$$



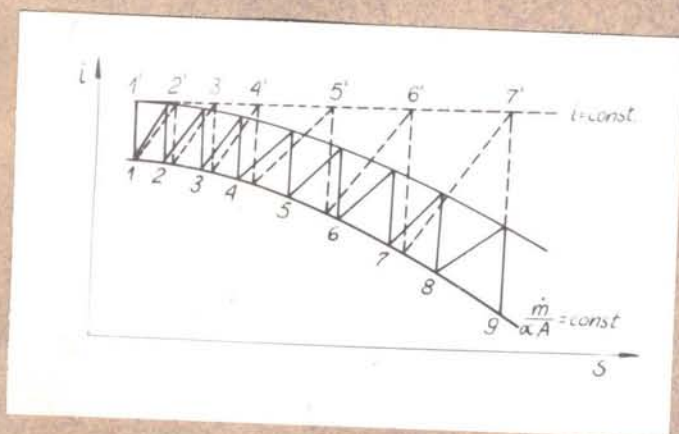
Rys.48. Procentowy spadek sprawności obiegu w zależności od względnej straty przecieku $-\frac{\Delta \eta_0}{\eta_{om=0}} = f(m')$



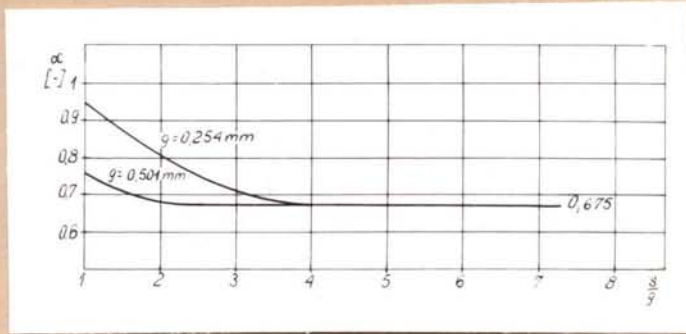
Rys.49. Model rozprężania pod przewężeniem uszczelnienia



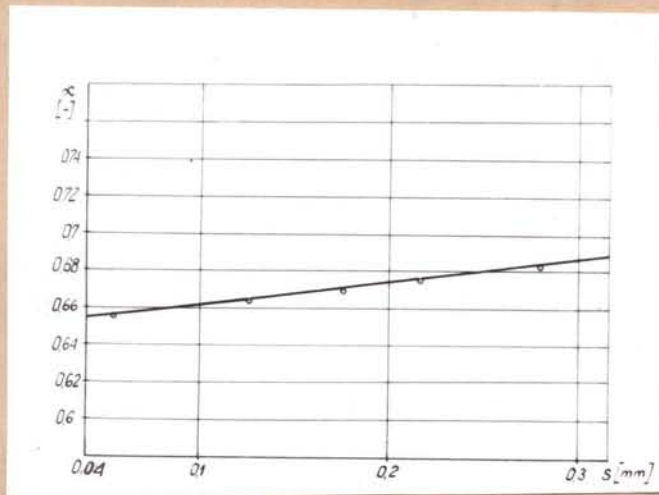
Rys.50. Typy uszczelnień
a - schodkowe, b - przelotowe



Rys.51. Przepływ przez uszczelnienie przelotowe
Cyfry na krzywych oznaczają ilość przewężeń (linia ciągła -
stany rzeczywiste, linia przerywana stany idealne)

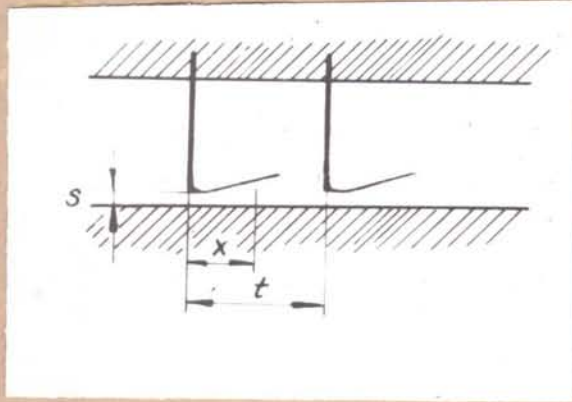


Rys. 52. Współczynnik przepływu α wg Egli [6]

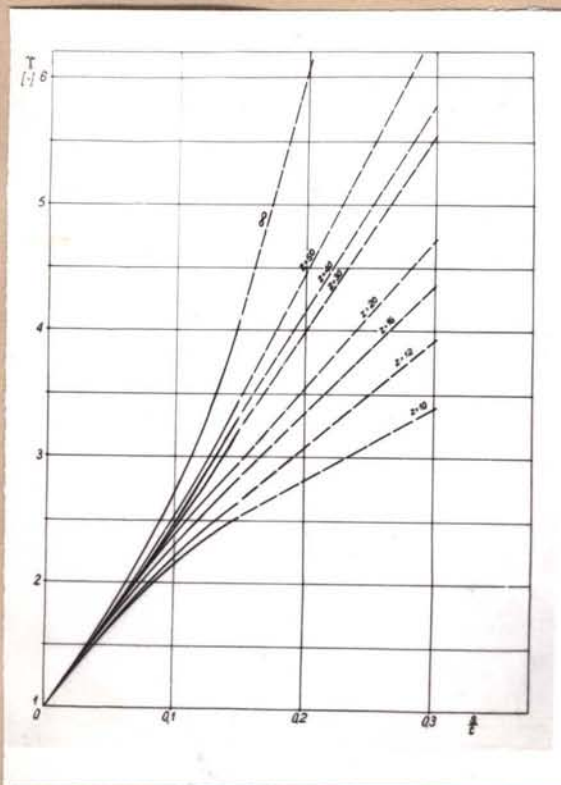


Rys. 53. Współczynnik przepływu α wg Harpera [10]

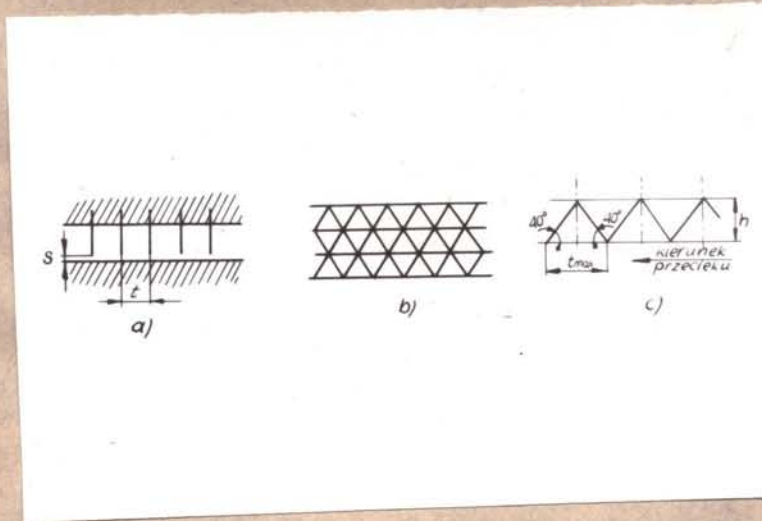
$$t = 5,06 \text{ mm}$$



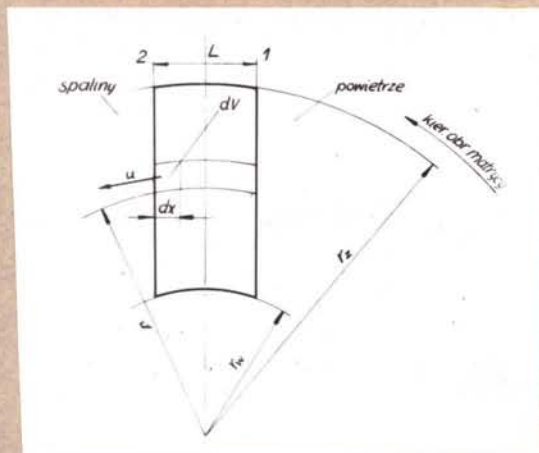
Rys.54. Rozprężanie się strumienia w komorze uszczelnienia



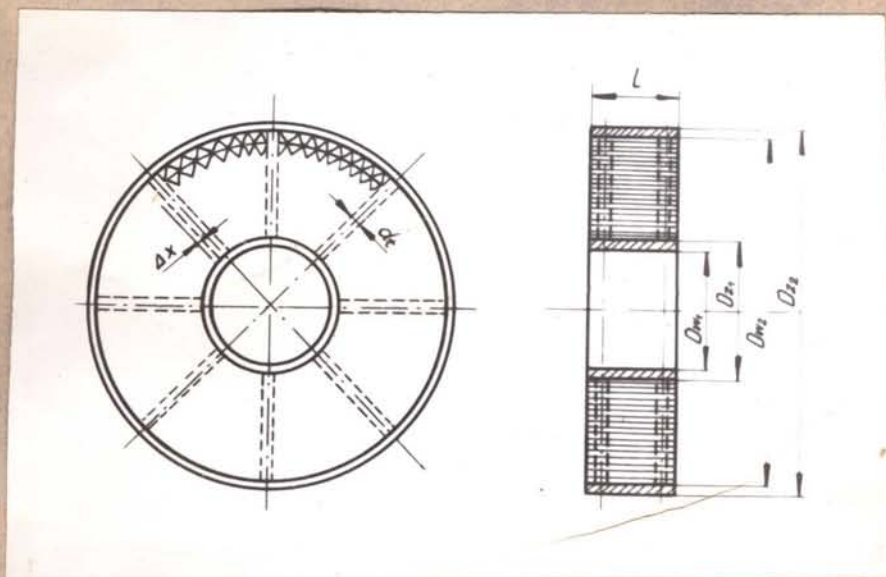
Rys.55. Współczynnik $\gamma = f\left(\frac{s}{t}, z\right)$ wg Harpera [10]



Rys.56. Kształty przewężeń uszczelnienia
a - dla prostego labiryntu, b - dla regeneratora KCMP PŁ
c - powiększenie kształtu kanału

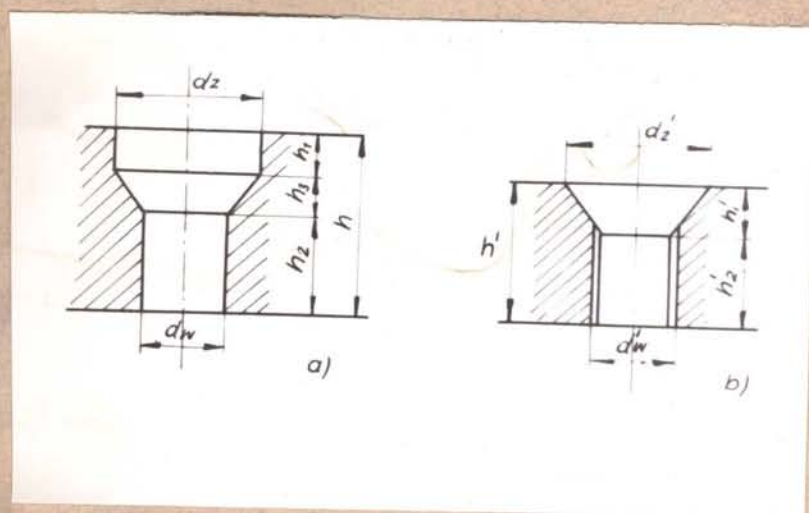


Rys.57. Schemat matrycy pod uszczelnieniem do określenia straty transportu



Rys.58. Rysunek pomocniczy do określenia współczynnika wolnego przepływu matrycy ψ

$D_{z2} = 561 \text{ mm}$, $D_{w2} = 533 \text{ mm}$, $D_{z1} = 300 \text{ mm}$, $D_{w1} = 280 \text{ mm}$, $L = 74,3 \text{ mm}$, $d_f = 12 \text{ mm}$, $\Delta x = 1 \text{ mm}$
 $Z = 16$

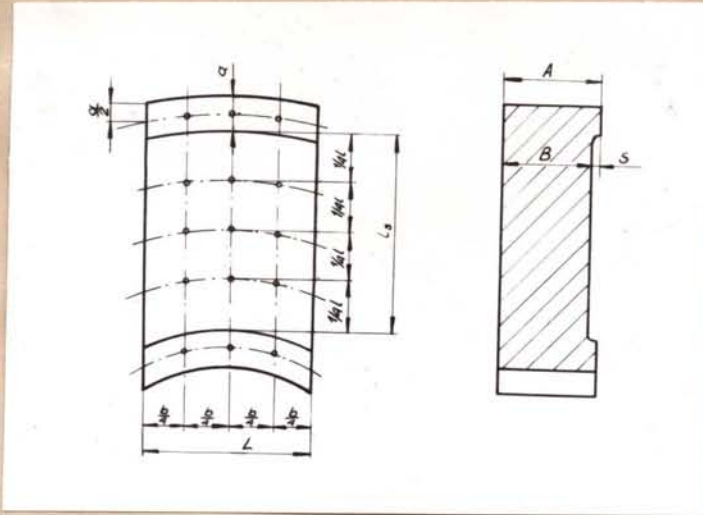


Rys.59. Szkice pomocnicze do obliczenia ciężarów blachy
a - wybranie w pierścieniu zewnętrznym

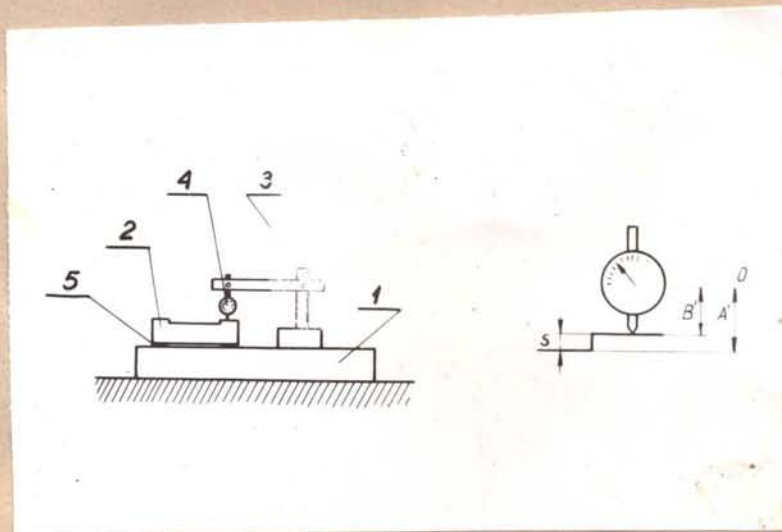
$d_z = 19 \text{ mm}$, $d_w = 12 \text{ mm}$, $h = 14 \text{ mm}$, $h_1 = 4 \text{ mm}$, $h_2 = 5,35 \text{ mm}$

b - wybranie w pierścieniu wewnętrznym

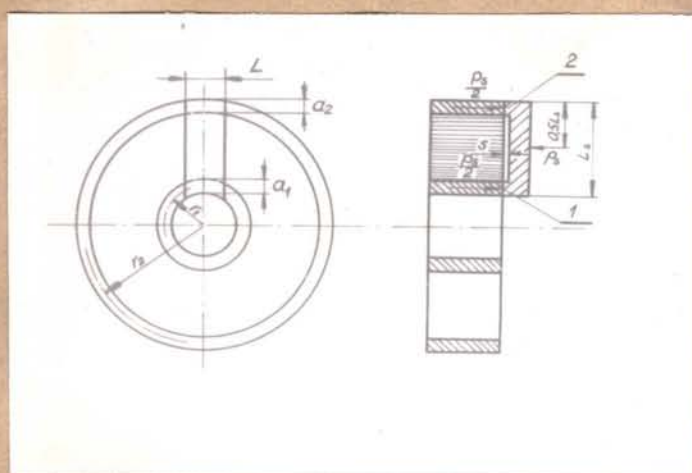
$d_z' = 12 \text{ mm}$, $d_w' = 18 \text{ mm}$, $h' = 10 \text{ mm}$, $h_1' = 1,5 \text{ mm}$



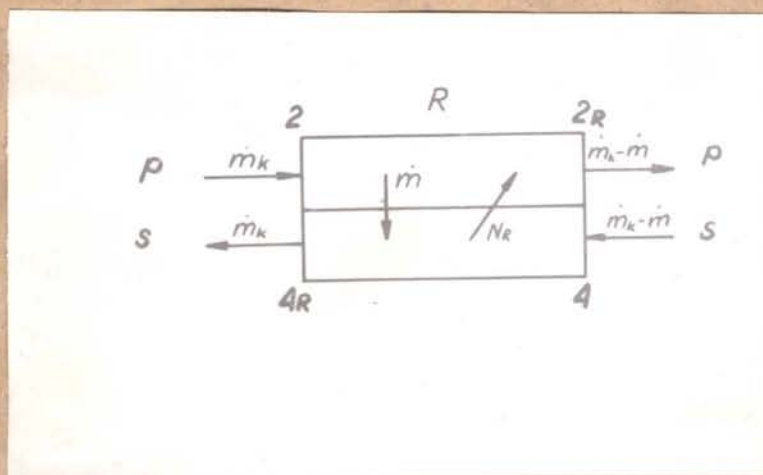
Rys.60. Oznaczenie miejsc pomiaru uszczelnień



Rys.61. Schemat pomiaru wielkości szczeliny przy pomocy czujnika
1 - płyta traserska, 2 - badane uszczelnienie, 3 - uchwyt,
4 - czujnik, 5 - podkładki wyrównujące



Rys.62. Schemat wirnika i uszczelnienia do wyjaśnienia oznaczeń
użytych przy badaniu ścieralności
2 - pierścień zewnętrzny płozy
1 - pierścień wewnętrzny płozy



Rys.63. Schemat regeneracyjnego wymiennika ciepła o przepływie
osiowym przeciwbieżnym
R - regeneracja, P - powietrze, S - spaliny

Politechnika Krakowska
Biblioteka Główna



10000143001



S. 84

S. 87



5.0. ZALĄCZNIKI

5.1. Uszczelnienia

Dobrze działające uszczelnienia pomiędzy wirnikiem a stojanem są głównym problemem rozwoju regeneracyjnych wymienników ciepła silników turbospalinowych.

Działanie uszczelnień jest nie tylko zależne od właściwości konstrukcyjnych, ale również od wpływu gradientu temperatur na warunki pracy uszczelnienia i od różnicy ciśnień czynników po obu stronach uszczelnienia (odkształcenia cieplne, nierównomierność rozszerzania się poszczególnych elementów konstrukcji, drgania, zmiana warunków smarowania itp.).

Rozpatrując zagadnienie ogólnie, regenerator wymaga uszczelnień „zewnątrznych” dla odizolowania przepływających czynników od atmosfery i uszczelnień „wewnętrznych”, które zapobiegają wzajemnemu mieszaniu się czynników.

Z punktu widzenia konstrukcji może być zrobiony inny podział:

1. uszczelnienia typu ślizgowego, w których elementy uszczelnienia umieszczone na wirniku i stojanie ślizgają się po sobie,
2. uszczelnienia typu nieślizgowego, gdzie w warunkach pracy istnieje pewna szczelina między wirnikiem a stojanem.

Uszczelnienia zewnętrzne ze względu na mniejszą odpowiedzialność są łatwiejsze w konstrukcji i wykonaniu. Uszczelnienia wewnętrzne przyczyniają natomiast jeszcze wiele kłopotów i główne wysiłki zmagają się w kierunku zmniejszenia ich długości całkowitej.

W czasie wojny przeprowadzono w Szwecji badania nad uszczelnieniami typu nieślizgowego (labiryntowe, [16]). Straty przecieku labiryntu wynosiły mniej niż 1%, nawet przy stosunkach ciśnień dla powietrza dochodzących do $\pi = 7$. Uszczelnienia labiryntowe jakkolwiek mogą być poddane większym różnicom temperatur niż uszczelnienia ślizgowe, są jednak skomplikowane konstrukcyjnie i drogie w wykonaniu.

Uszczelnienia typu ślizgowego były przedmiotem badań autora w niniejszej pracy. Na ogół posiadają one odciążenie samowyrównawcze:



mechaniczne, hydrauliczne czy pneumatyczne, w celu utrzymania stałego kontaktu powierzchni ślizgowych w zmienionych warunkach pracy regeneratora oraz zapobieżeniu nadmiernego zużyciu powierzchni ślizgowych.

Wybór materiału na stałe i ruchome części ślizgowego uszczelnienia dostarcza co najmniej tylu trudności, co dobór materiału na łopatki turbiny. W zależności od materiału i ze względu na wzajemny wpływ podczas pracy, współczynnik tarcia jest większy lub mniejszy od 0,2 - 0,3 przy współpracy metalu i grafitu oraz od 0,05 - 0,1 przy współpracy metalu i grafitu plus miedź ewentualnie brąz.

W przypadku np. wymiennika angielskiego N.G.T.E. zastosowano powierzchnie żeliwne, ślizgające się bez smarowania po matrycy ze stali nierdzewnej. W późniejszych konstrukcjach wymiennika N.G.T.E. powierzchnie głównych uszczelnień ślizgowych pokrywano chromem.

Uszczelnienia ślizgające się bez smarowania były badane przez wytwórnię Parsons: pierścienie z brązu ślizgały się po powierzchniach ze stali nierdzewnej przy temperaturach dochodzących do 550°C. W tych warunkach jest możliwe pewne samosmarowanie na skutek wytwarzania się warstwy tlenku (metal utlenia się pod wpływem powietrza przechodzącego przez uszczelnienie). Utworzenie cienkiej warstewki oksydacyjnej polepsza w wielu przypadkach własności uszczelniające, szczególnie w wysokich temperaturach. O ile jednak ta warstewka oksydacyjna przekroczy określoną grubość, tworzą się odpryski zagrażające pracy uszczelnienia. Dla uniknięcia pewnych uszkodzeń powierzchni trących można użyć stałych i płynnych środków chłodzących i smarujących, szczególnie dla uszczelnień pracujących w gorących obszarach wymiennika, ale pociągnąć to może za sobą komplikacje w pracy wymiennika.

Ze stałych środków smarujących dobre są np. grafit i siarczek molibdenu, które w warunkach wysokiej temperatury nie zmieniają swoich własności. Biorąc po uwagę własności smarujące materiałów zawierających grafit, można wyprodukować także uszczelnienia, których części stałe albo obracające się składają się z grafitu, ewentualnie z metalu z grafitem. Własności metalu z grafitem, szczególnie przy wysokich temperaturach, zależą wyraźnie od zawartości grafitu [11]. Dobrą pracę uszczelnień zapewniają także materiały syntetyczne, takie jak bakelizowane azbesty oraz materiały porowate nasycone indem, ołowiem, smarowane pod ciśnieniem.



Uszczelnienia ślizgowe mogą być stosowane do pewnych maksymalnych prędkości obwodowych, które w zależności od materiału wynoszą $u_z = 0,5 + 1$ m/sek.

5.2. Wyprowadzenie wzoru na przepływ przez uszczelnienie

Według Egli'ego [6] przepływ pod każdym z przewężeń uszczelnienia można traktować jako wypływ podkrytyczny (rys.49a).

Dla przepływu gazu bez strat w kanale (rys.49b) słuszne jest równanie

$$Q_{12} + u_1 + p_1 v_1 + \frac{c_1^2}{2} = u_2 + p_2 v_2 + \frac{c_2^2}{2}$$

W warunkach adiabatycznych $Q_{12} = 0$, skąd po uwzględnieniu równania izentropy i przyjęciu $c_1 \approx 0$ otrzymuje się znany wzór (rys.49c)

$$\frac{c_2^2}{2} = p_1 v_1 \frac{x}{x-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1-\frac{1}{x}} \right]$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{x-1}{x}} = \left(1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{x-1}{x}} \text{ gdzie } \Delta p = p_2 - p_1$$

Wyraz $\left(1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{x-1}{x}}$ rozwinięto na szereg Taylora

$$f(a+x) = f(a) + f'(a)x + f''(a) \cdot \frac{x^2}{2} + f'''(a) \frac{x^3}{6} + \dots$$

$$\left(1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{x-1}{x}} = 1 + \frac{x-1}{x} \cdot \frac{\Delta p}{p_1} + \frac{x-1}{2x} \cdot \left(\frac{x-1}{x} - 1 \right) \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 + \frac{x-1}{x} \left(\frac{x-1}{x} - 1 \right) \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^3 + \dots$$

Przyjęto dwa pierwsze wyrazy szeregu

$$\left(1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{x-1}{x}} = 1 + \frac{x-1}{x} \cdot \frac{\Delta p}{p_1} + \frac{x-1}{2x} \left(\frac{x-1}{x} - 1 \right) \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 + \dots$$



Podstawiając wyrażenie to do równania energii kinetycznej

$$\frac{c_2^2}{2} = \rho_1 v_1 \frac{x}{x-1} \left[-\frac{x-1}{x} \frac{\Delta p}{\rho_1} + \frac{x-1}{2x^2} \left(\frac{\Delta p}{\rho_1} \right)^2 \right]$$

$$c_2 = \sqrt{2 \rho_1 v_1 \left[-\frac{\Delta p}{\rho_1} + \frac{1}{2x} \left(\frac{\Delta p}{\rho_1} \right)^2 \right]}$$

Jeżeli $\alpha = \frac{A_2}{A}$ (współczynnik przepływu) to:

$$\dot{V}_2 = c_2 A_2 = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{2 \rho_1 v_1 \left[-\frac{\Delta p}{\rho_1} + \frac{1}{2x} \left(\frac{\Delta p}{\rho_1} \right)^2 \right]}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \alpha \cdot A \sqrt{\frac{2 \rho_1 v_1}{v_2^2} \left[-\frac{\Delta p}{\rho_1} + \frac{1}{2x} \left(\frac{\Delta p}{\rho_1} \right)^2 \right]}$$

ale $\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{x}} = \left(1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{-\frac{1}{x}} = 1 - \frac{\Delta p}{p_1} \cdot \frac{1}{x} + \frac{1+x}{2x^2} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 + \dots$

$$\dot{m} = \alpha \cdot A \sqrt{\frac{2 \rho_1 \left[-\frac{\Delta p}{\rho_1} + \frac{1}{2x} \left(\frac{\Delta p}{\rho_1} \right)^2 \right]}{v_1 \left[1 - \frac{\Delta p}{p_1} \frac{1}{x} + \frac{1+x}{2x^2} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 \right]^2}}$$

$$\dot{m} = \alpha \cdot A \sqrt{\frac{2 \left[-\Delta p + \frac{p_1}{2x} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 \right]}{v_1 \left[1 - \frac{\Delta p}{p_1} \frac{1}{x} + \frac{1+x}{2x^2} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 \right]^2}}$$

Jeżeli $\frac{\Delta p}{p_1} \rightarrow 0$ i $\left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 \rightarrow 0$

to $\dot{m} = \alpha \cdot A \sqrt{\frac{-2 \Delta p}{v_1}}$

dla gazu doskonałego $\rho_1 v_1 = R \cdot T_1$

więc

$$\dot{m} = \alpha \cdot A \sqrt{\frac{-2 \cdot \rho_1 \cdot \Delta p}{R \cdot T_1}}$$



Powyższa zależność jest ważna dla przepływu przez jedno przewężenie lub przepływu przez uszczelnienie „idealnie dławiące” typu schodkowego (straight-staggered type labyrinth) (rys.50a), gdzie następuje powrót do stanów leżących na izentropie.

W przypadku przepływu przez uszczelnienie przelotowe (straight-through labyrinth) (rys.50b), czynnik przed wejściem pod następne przewężenie posiada jeszcze pewną energię kinetyczną i pewna część tej energii przechodzi do następnej komory. Proces dławienia w tym typie uszczelnienia przedstawiono na rys.51. Stany rzeczywiste czynnika leżą na krzywej odbiegającej od izentropy. Dla porównania nasiesiono stany czynnika w przypadku idealnym dla tej samej krzywej Fanno $\frac{\dot{m}}{\alpha \cdot A} = \text{const.}$ Z rysunku tego widać, że w przypadku idealnym potrzeba mniej przewężeń niż w przypadku rzeczywistym dla uszczelnienia przelotowego, przy założeniu tego samego przepływu masy i stałego współczynnika przepływu α .

Jak można wykazać, przepływ przez labirynt jest w przybliżeniu proporcjonalny do wartości $\sqrt{\frac{1}{Z}}$ więc dla przepływu przez uszczelnienie przelotowe należy przyjąć wzór

$$\dot{m} = \alpha \cdot \gamma \cdot A \sqrt{\frac{-2 p_1 \Delta p}{R \cdot T_1}}$$

gdzie! $\gamma = \sqrt{\frac{Z}{Z'}}$

Z - rzeczywista liczba przewężeń (rys.51)

Z' - liczba przewężeń idealnych.

Współczynnik γ został nazwany przez autora współczynnikiem nieizentalpowego rozprężania.



5.3. Współczynnik przepływu α i współczynnik rozprężania nieizentalpowego γ^* .

5.3.1. Współczynniki α i γ^* według literatury

Przyjmuje się, że współczynnik przepływu $\alpha = \frac{A_2}{A}$ jest stały [6] [10]. W pracy Egli'ego [6] wielkości współczynnika α zostały określone na specjalnym stoisku dla uszczelnienia typu schodkowego (dla tego typu uszczelnienia współczynnik $\gamma^* = 1$, bo następuje tu całkowite wytracenie energii kinetycznej). Dokładnie biorąc, współczynnik przepływu α zależy od ilości energii kinetycznej przechodzącej przez każde uszczelnienie, tj. również od współczynnika γ^* . W praktyce jednak wpływ współczynnika γ^* na współczynnik α jest nieznaczny.

Na rys.52 przedstawiono współczynnik α według Egli'ego $\alpha = f\left(\frac{s}{g}\right)$ gdzie s jest wielkością szczeliny pod przewężeniem uszczelnienia, zaś g grubością blachy przewężenia. Dla wartości $\frac{s}{g} > 3,5$ jest $\alpha = 0,67 = \text{const.}$

Wartości otrzymane z badań Egli'ego dla zakresu $\frac{s}{g} = 1,3$ do $2,3$ zostały potwierdzone przez badania Friedricha [6], który otrzymał w tym zakresie średnią wartość współczynnika $\alpha = 0,71$.

Według Harpera [10], współczynnik przepływu α jest funkcją ilości przewężeń pod uszczelnieniem Z (szerokości uszczelnienia) oraz podziałki między przewężeniami t i wielkości szczeliny pod przewężeniem S (rys.53). Dla zmiany wielkości szczeliny od $S = 0$ do $S = 0,3 \text{ mm}$ współczynnik przepływu α zmienia się od wartości $\alpha = 0,65$ do $\alpha = 0,69$. Nie jest jednak znane, jaki był kształt kanalików uszczelnienia przy tych badaniach.

Współczynnik rozprężania nieizentalpowego γ^* znaleziony został przez Egli'ego z badań [6] przy przyjęciu tego samego współczynnika przepływu α dla uszczelnienia przelotowego, co i dla uszczelnienia schodkowego.

Rozmowanie Egli'ego jest następujące: strumień opuszczający przewężenie uszczelnienia rozszerza się proporcjonalnie do odległości X (rys.54), a więc ilość energii kinetycznej, którą można wykorzystać przy przepływie przez następne przewężenie musi być w pierwszym rzędzie funkcją stosunku $\frac{S}{t}$.



W swej pracy Egli [6] podaje wykres $\gamma = f(z \text{ oraz } \frac{s}{t})$ w zakresie $z = 2$ do ∞ i $\frac{s}{t} = 0$ do $0,1$, gdzie z - liczba przewężeń, $\frac{s}{t}$ - stosunek wysokości szczeliny do podziałki uszczelnienia. Badania współczynnika γ zostały rozszerzone do wartości $\frac{s}{t} = 0,15$ przez Harpera [10], jednak pracy tej nie można było używać, ponieważ jest to wewnętrzne sprawozdanie amerykańskie. Trudno stwierdzić jakie były kształty i podziałki t badanych przewężeń. Harper w pracy [10] zamieszcza jedynie wykres uzyskanych wartości współczynnika $\gamma = f(z, \frac{s}{t})$ (rys. 55).

5.3.2. Współczynniki α i γ dla wypełnienia matrycy wymiennika K.C.M.P. P.P.

Określone w literaturze wielkości współczynników α i γ odnoszą się do prostych uszczelnień labiryntowych. (w przypadku badań Harpera kształt kanałków wypełnienia był nieznan) i dla stałej podziałki t między przewężeniami (rys. 56a). Ponieważ wielkość współczynnika α nie zależy praktycznie od kształtu przewężeń (komory) i od podziałki, wielkości współczynnika α dla kanałków wymiennika ciepła K.C.M.P. P.P. przyjmowano z wykresu Harpera (rys. 53). Współczynniki γ przyjęto w ten sposób, iż określono zastępczą podziałkę kanałków trójkątnych (rys. 56 b,c). Podziałka ta zmienia się od wartości $t_{min} = 0$ do wartości $t_{max} = 2,4$ mm (dla różnych strug wielkości podziałki t są różne).

Przyjęto wartość średniej podziałki w połowie wysokości trójkąta, tj. dla $\frac{h}{2}$ jest $t_{sr} = \frac{t_{max}}{2}$. Ilość przewężeń uszczelnienia obliczono z szerokości uszczelnienia jako $z = \frac{L}{t_{sr}}$, gdzie L - szerokość uszczelnienia. Dla określonych w ten sposób wielkości $\frac{s}{t_{sr}}$ i z odczytywano z wykresu (rys. 55) wielkości współczynników γ , które porównano następnie z wielkościami współczynników γ otrzymanymi z badań własnych.



5.4. Przeciek transportu czynnika

Powietrze wraz z materycą przemieszcza się do spalin. W czasie dt objętość powietrza $dV = \varphi dV_m$ przepływa do spalin. gdzie: φ - współczynnik wolnego przelotu matrycy omawiany dokładnie w załączniku 5.5

Na jedną sekundę przepływa $dV = \frac{dV}{dt}$

Przy ruchu matrycy z prędkością obwodową u na promieniu r

$$d\bar{v} = \frac{dx}{u}$$

$$dV = \frac{dV}{dx} \cdot u$$

Zakłada się, iż przemieszana pod uszczelnieniem jest izotermiczna

$$T = \text{const.}$$

Dla gazu doskonałego

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}$$

Masa powietrza zawarta w objętości dV i transportowana do spalin

$$dm = \frac{dV}{dx} \cdot u \cdot \rho = \frac{p}{R \cdot T \cdot dx} \cdot \varphi \cdot dV_m \cdot u$$

Przeciek transportu jest to masa powietrza transportowana do spalin zawarta w kanalikach matrycy na całej długości szczeliny L_s , długości dx i szerokości matrycy l

$$\dot{m}_t = \int_{L_s} dm = \int_{r_w}^{r_z} \frac{p}{R \cdot T \cdot dx} \cdot \varphi \cdot dV_m \cdot u$$

ale: $u = \omega \cdot r$

Jeżeli $\omega = \frac{\bar{n} \cdot \pi}{30} = \text{const}$

to

$$\begin{aligned} \dot{m}_t &= \frac{\varphi \cdot p}{R \cdot T} \cdot \omega \int_{r_w}^{r_z} \frac{dx \cdot r \cdot l}{dx} \cdot dr = \frac{\varphi \cdot p \cdot \omega \cdot l}{R \cdot T} \cdot \frac{r_z^2 - r_w^2}{2} \\ &= \frac{\varphi \cdot p}{R \cdot T} \cdot \frac{\bar{n} \cdot \pi}{30} \cdot \frac{l \cdot (r_z^2 - r_w^2)}{2} = \frac{\varphi \cdot V_m \cdot \bar{n}}{60} \cdot \frac{p}{R \cdot T} \end{aligned}$$

gdzie

$$V_m = \bar{n} \cdot (r_z^2 - r_w^2) \cdot l$$



Jak widać masa powietrza transportowana do spalin zależy od rozkładu ciśnień na szerokości płoży.

Całkowity przediek transportu jest więc różnicą masy powietrza, transportowanej w kanalikach matrycy w płaszczyźnie wejścia (\dot{m}_{t_1}) i wyjścia (\dot{m}_{t_2}) uszczelnienia (rys. 57)

$$\dot{m}_{t_c} = \dot{m}_{t_1} - \dot{m}_{t_2} = \frac{\varphi \cdot V_m \cdot n}{60 R \cdot T} (P_1 - P_2)$$

5.5. Współczynnik wolnego przelotu matrycy φ

5.5.1. Określenie współczynników wolnego przelotu matrycy

Wyróżniono w pracy trzy współczynniki wolnego przelotu matrycy

φ_1 - uproszczony współczynnik wolnego przelotu matrycy, który ujmuje stosunek objętości matrycy (V_m) bez pierścieni (V_p), bez tulei ochronnych (V_t) i bez blachy (V_b) do objętości matrycy bez pierścieni i bez tulei ochronnych

$$\varphi_1 = \frac{V_m - V_p - V_t - V_b}{V_m - V_p - V_t} \quad (43)$$

$$V_m - V_p = \frac{\pi}{4} (D_{W2}^2 - D_{Z1}^2) \cdot l$$

$$V_t = z \cdot d_t^2 \cdot \frac{D_{W2} - D_{Z1}}{2}$$

$$V_b = \frac{m_b}{\rho_b}$$

więc:

$$\varphi_1 = 1 - \frac{\frac{m_b}{\rho_b}}{\frac{\pi}{4} [(D_{W2}^2 - D_{Z1}^2) \cdot l - z \cdot d_t^2 \frac{D_{W2} - D_{Z1}}{2}]} \quad (43a)$$

z - liczba tulei ochronnych w matrycy

φ_2 - współczynnik wolnego przelotu matrycy, który ujmuje stosunek objętości matrycy przez którą może przepłynąć czynnik (V) do objętości matrycy bez pierścieni ($V_m - V_p$).



$$\varphi_2 = \frac{V}{V_m - V_p} = \frac{V_m - V_p - V_6 - V_{sc}}{V_m - V_p} \quad (44)$$

Martwa objętość tulei ochronnych

$$V_{sc} = \frac{z}{2} \cdot \frac{D_{w2} - D_{z1}}{2} \cdot l (dt + 2 \cdot \Delta x)$$

gdzie: Δx - szerokość zgniotu blachy spowodowana wierceniem otworów pod śruby centrujące (tuleje ochronne).

Na podstawieniu poprzednich zależności otrzymuje się

$$\varphi_2 = 1 - \frac{\frac{m_6}{S_6} + \frac{z}{4} \cdot l (D_{w2} - D_{z1}) \cdot (dt + 2 \Delta x)}{\frac{\pi}{4} (D_{w2}^2 - D_{z1}^2) \cdot l} \quad (44a)$$

$\varphi_3 = \varphi$ - rzeczywisty współczynnik wolnego przelotu matrycy. Jest on iloczynem współczynnika φ_2 przez współczynnik ε .

(45)

gdzie: ε - współczynnik jakości wykonania matrycy ujmujący zmniejszenie objętości matrycy na skutek niewłaściwego nawinięcia taśmy (fałdy, załamania itp.) w wyniku czego pewna ilość kanałków jest zamknięta dla przepływu.

5.5.2. Obliczenie współczynników wolnego przelotu dla wirnika wymiennika ciepła K.C.M.P. P.Ł.

Jak przedstawiono na rys. 9 wirnik K.C.M.P. P.Ł. posiada w blasze śruby centrujące i tuleje ochronne

masa gotowej matrycy	$m_w = 29,30 \text{ kg}$
masa tulei	$m_t = 3,5 \text{ dkg}$
masa śruby	$m_s = 6,5 \text{ dkg}$
szerokość wirnika	$l = 74,3 \text{ mm}$

Masę blachy wypełnienia matrycy wyznaczono jako różnicę masy całej matrycy określonej na wadze i masy pozostałych elementów matrycy obliczonych na podstawie ich wymiarów geometrycznych

$$m_m = m_{pz} + m_{pw} + z \cdot m_s + z \cdot m_t + m_6$$



gdzie: m_m - masa matrycy
 m_{pz} - masa pierścienia zewnętrznego
 m_{pw} - masa pierścienia wewnętrznego
 m_s - masa śrub
 m_t - masa tulei
 m_b - masa blachy

$$m_{pz} = \rho_b \left\{ \frac{\pi}{4} (D_{z2}^2 - D_{w2}^2) \cdot l - z \left[\frac{\pi}{4} (d_z^2 \cdot h_1 + d_w^2 \cdot h_2) + \frac{\pi}{12} h_3 (d_z^2 + d_z d_w + d_w^2) \right] \right\}$$

$$= \frac{7850}{10^6} \left\{ \frac{\pi}{4} (56,1^2 - 53,3^2) \cdot 7,43 - 16 \left[0,785 (1,9^2 \cdot 0,4 + 1,2^2 \cdot 0,535) + \frac{\pi}{12} \cdot 0,465 (1,9^2 + 1,9 \cdot 1,2 + 1,2^2) \right] \right\}$$

$$= 13,87 \text{ kg}$$

$$m_{pw} = \rho_b \left\{ \frac{\pi}{4} (D_{z1}^2 - D_{w1}^2) \cdot l - z \left[\frac{\pi}{12} \cdot h_1' (d_z'^2 + d_z' \cdot d_w' + d_w'^2) + \frac{\pi}{4} d_w'^2 \cdot h_2' \right] \right\}$$

$$= \frac{7850}{10^6} \left\{ \frac{\pi}{4} (30^2 - 28^2) \cdot 7,43 - 16 \left[\frac{\pi}{12} \cdot 10 (1,2^2 + 1,2 \cdot 0,719 + 0,719^2) + \frac{\pi}{4} \cdot 0,719^2 \cdot 0,85 \right] \right\}$$

$$= 5,39 \text{ kg}$$

$$m_b = m_m - [m_{pz} + m_{pw} + z(m_s + m_t)]$$

$$= 29,3 - [13,87 + 5,393 + 16(0,035 + 0,065)] = 8,437 \text{ kg}$$

Przyjęto gęstość blachy nierdzewnej $\rho_b = 7,88 \text{ kg/dcm}^3$.
 Podstawiając obliczone dane liczbowe do wzorów (43) (44) (45) otrzymano

$$\varphi_1 = 1 - \frac{\frac{m_b}{\rho_b}}{\frac{\pi}{4} [(D_{w2}^2 - D_{z1}^2) \cdot l - z d_t^2 \frac{D_{w2} - D_{z1}}{2}]}$$

$$= 1 - \frac{\frac{8,437}{7,88} \cdot 1000}{0,785 [(53,3^2 - 30^2) \cdot 7,43 - 16 \cdot 1,2^2 \frac{53,3 - 30}{2}]}$$

$$= 0,9035$$

$$\varphi_2 = 1 - \frac{\frac{m_b}{\rho_b} + \frac{z}{4} l (D_{w2} - D_{z1}) (d_t + 2 \Delta x)}{\frac{\pi}{4} (D_{w2}^2 - D_{z1}^2) \cdot l}$$

$$= 1 - \frac{\frac{8,437}{7,88} \cdot 1000 + \frac{16}{4} \cdot 7,43 (53,3 - 30) (1,2 + 2 \cdot 0,1)}{0,785 (53,3^2 - 30^2) \cdot 7,43}$$

$$= 0,82$$



$$\varphi = \varphi_2 \cdot \varepsilon = 0,82 \cdot 0,97 = 0,795$$

W przypadku wymiennika ciepła K.C.M.P. P.Ł. oszacowano zmniejszenie objętości na skutek wykonania technologicznego o 3%, a więc $\varepsilon = 0,97$.

Wartość współczynnika φ_1 porównano z danymi wg [26]. Dla stosunku średnicy hydraulicznej kanałika do grubości blachy $\frac{dh}{g}$ otrzymano wartość $\varphi_1 = 0,9$, a więc bardzo bliską wartości obliczonej uproszczonego współczynnika przelotu matrycy K.C.M.P. P.Ł.

5.6. Rozwiązanie równania różniczkowego

$$\frac{d^2 p}{dx^2} \cdot p + \left(\frac{dp}{dx}\right)^2 = k \left(-\frac{dp}{dx}\right)^{\frac{3}{2}} \cdot p^{\frac{1}{2}}$$

Podstawiono $\frac{dp}{dx} = -y$ $z = \frac{y}{p}$

$$\frac{d^2 p}{dx^2} = -\frac{dy}{dx} = -\frac{dy}{dp} \cdot \frac{dp}{dx} = y \cdot \frac{dy}{dp}$$

$$y^2 + p \cdot y \frac{dy}{dp} = k \cdot y^{\frac{3}{2}} \cdot p^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{dy}{dp} = \frac{dz}{dp} \cdot p + \frac{dp}{dp} \cdot z = \frac{dz}{dp} \cdot p + z$$

$$z^2 + z \cdot \frac{dz}{dp} = k \cdot z^{\frac{3}{2}}$$

Po podstawieniu wyrażenia $\frac{dy}{dp}$

$$z^2 + z \left(\frac{dz}{dp} \cdot p + z\right) = k \cdot z^{\frac{3}{2}}$$

$$2z + \frac{dz \cdot p}{dp} = k \cdot z^{\frac{1}{2}}$$

$$\int \frac{dz}{k\sqrt{z} - 2z} = \int \frac{dp}{p} = \ln p \cdot C$$

$$\int \frac{dz}{k\sqrt{z} - 2z} = 2 \int \frac{dx}{k - 2x} = -\ln(k - 2\sqrt{z})$$

$$\sqrt{z} = x; \quad dz = 2x dx; \quad k - 2x = y$$

$$-\ln(k - 2\sqrt{z}) = \ln p \cdot C$$

$$k - 2\sqrt{z} = \frac{1}{p \cdot C}$$

$$z = \left(\frac{k}{2} - \frac{1}{2p \cdot C}\right)^2 = \left(\frac{1}{p \cdot C_1} - \frac{k}{2}\right)^2; \quad k = \frac{2B}{F}$$

$$-\frac{dp}{dx} = p \left[\frac{1}{p \cdot C_1} - \frac{B}{F}\right]^2$$



5.7. Pomiary wielkości szczeliny płozy

Pomiaru wielkości szczeliny s płozy dokonywano w piętnastu punktach pomiarowych oznaczonych jak na rys. 60.

Pomiar jednego z uszczelnień 2 (tabela 5) wykonano dwoma sposobami:

1. przy pomocy śruby mikrometrycznej
2. przy pomocy czujnika zamocowanego w uchwycie, który przesuwało po dokładnej płycie traserskiej. Na płycie traserskiej ustawione było uszczelnienie jak na rys. 61.

W przypadku pierwszego sposobu pomiaru wielkość szczeliny średniej określono następująco

$$s_{sr} = A_{sr} - B_{sr} = \frac{A_1 + A_2 + \dots + A_n}{6} - \frac{B_1 + B_2 + \dots + B_n}{6}$$

Pomiar za pomocą śruby mikrometrycznej dał następujące wyniki:

$$s_{sr} = A_{sr} - B_{sr} = 400 - 200 = 200 \mu$$

W przypadku drugiego sposobu pomiaru wielkość s_{sr} wynosi

$$s_{sr} = A'_{sr} - B'_{sr} = \frac{A'_1 + A'_2 + \dots + A'_n}{6} - \frac{B'_1 + B'_2 + \dots + B'_n}{6}$$

gdzie wielkości oznaczone znakiem (') mierzone względem dowolnego położenia odniesienia (rys. 61). W tym przypadku zmierzono

$$s_{sr} = A'_{sr} - B'_{sr} = 766 - 560 = 206 \mu$$

Różnica wyników między obu sposobami pomiarów jest jak widać niewielka (3,0%) i w dalszych pomiarach posługiwano się śrubą mikrometryczną jako dogodniejszym narzędziem pomiarowym. Jak wykazuje rachunek błędów (p. 2.8) oba sposoby pomiarów są jednakowo dokładne. Wyniki pomiarów przedstawiono w tabeli 19.



Tabela 9. Obliczenie średniej szczeliny badanych uszczelnień

Uszczelnienie	1	2	3	4	5
Szerokość płozy L mm	50	50	50	25	70
Wielkość A_{sr} μ	200	400	400	200	319
Wielkość B_{sr} μ	98	200	90	8	134
Wielkość S_{sr} μ	102	200	310	192	185

5.8. Ścieralność uszczelnień i wirnika

Zagadnienie ścieralności metali jest szeroko omówione w pracach [5] [33] [34]. Samo zagadnienie ścieralności wykracza poza ramy niniejszej pracy, koniecznym jest natomiast stwierdzenie, w jakim stopniu ścieranie się uszczelnienia i wirnika oddziałuje na zmianę wielkości badanych szczelin s .

Zużycie uszczelnienia i wirnika zależy od następujących czynników:

- materiału,
- czasu trwania ścierania,
- warunków pracy (obciążenia, smarowania itp).

Jednostkowe zużycie (ubytek grubości) pierścieni płozy jest proporcjonalne do stosunku pracy tarcia wykonywanej na dociskanej powierzchni, do wielkości tej powierzchni (rys. 62). Jednostkowe zużycie pierścienia zewnętrznego płozy wynosi:

$$\begin{aligned} Z_{2p} &= k_2 \cdot \frac{L_t}{A_2} = k_2 \cdot \frac{P_s \cdot \mu \cdot 2\pi r_2 \cdot n \cdot T}{2 \cdot A_2 \cdot 60} \\ &= k_2' \cdot \frac{P_s \cdot r_2 \cdot n \cdot T}{2 \cdot A_2 \cdot 60} \\ &= k_2'' \cdot \frac{p_2 \cdot r_2 \cdot n \cdot T}{60} \end{aligned} \quad (46)$$



zaś pierścienia wewnętrznego płozy

$$Z_{1p} = k_1' \cdot \frac{p_1 \cdot r_1 \cdot n \cdot \bar{t}}{60} \quad (47)$$

gdzie:

$Z_p [m]$ - zużycie jednostkowe pierścieni

$p \left[\frac{N}{m^2} \right] = \frac{P_s}{2A}$ - nacisk jednostkowy

$A [m^2] = L \cdot a$ - powierzchnia docisku

$n \left[\frac{obr}{min} \right]$ - prędkość obrotowa matrycy

$\bar{t} [s]$ - czas trwania wycierania

$k_1' \left[\frac{m^2}{N} \right]$ - współczynnik zużycia zależny głównie od materiałów pierścieni i smarowania

$\mu [-]$ - współczynnik tarcia

Jeżeli wycierają się pierścienie z tych samych materiałów i w tych samych warunkach smarowania to

$$k_1' = k_2' = k'$$

Stosunek jednostkowego zużycia pierścienia zewnętrznego płozy do wewnętrznego wynika z równań (46) i (47)

$$\frac{Z_{2p}}{Z_{1p}} = \frac{r_2 \cdot a_1}{r_1 \cdot a_2}$$

Zużycie jednostkowe pierścieni wirnika jest przerywane i można je określić wg poniższych zależności:

Zużycie pierścienia zewnętrznego wirnika wynosi

$$\begin{aligned} Z_{2w} &= k \cdot \frac{P_s \cdot \mu \cdot 2\pi \cdot r_2 \cdot n \cdot \bar{t}}{2 \cdot 60 \cdot A_2} \cdot \frac{L}{2\pi \cdot r_2} \\ &= k' \cdot \frac{p_2 \cdot L \cdot n \cdot \bar{t}}{120 \cdot \pi} \end{aligned} \quad (48)$$

Zużycie pierścienia wewnętrznego wirnika zaś

$$Z_{1w} = k' \cdot \frac{p_1 \cdot L \cdot n \cdot \bar{t}}{120 \cdot \pi} \quad (49)$$



Stosunek jednostkowego zużycia pierścienia zewnętrznego wirnika do wewnętrznego wynosi

$$\frac{Z_{2W}}{Z_{1W}} = \frac{a_1}{a_2}$$

Współczynnik zużycia k' określono z badań ścieralności wirnika K.C.M.P. (tabela 10) opierając się na równaniach (46) i (47). Współczynnik ten dla ślizgania się stalowej płyty po stalowych pierścieniach wirnika i przy smarowaniu pierścieni olejem wynosi:

$$k' = 1,04 \cdot 10^{-14} \left[\frac{m^2}{N} \right]$$

Mając określony współczynnik k' dla danych materiałów i warunków smarowania można wyznaczyć każdorazowo zużycie płyty i pierścieni i w ten sposób skorygować wielkość szczeliny S .

5.9. Stopień odzyskania ciepła z uwzględnieniem strat przecieków

Na rys. 63 przedstawiono schemat regeneracyjnego wymiennika ciepła o przepływie osiowym przeciwprądowym pracujący w obiegu silnika turbospalinowego.

Można ułożyć bilans mocy bez uwzględnienia strat na zewnątrz. Po stronie powietrza

$$N_{p_2} - N_{p_{iz}} + N_R - N_{p_{st}} = N_{p_{2R}} \quad (49)$$

Po stronie spalin

$$N_{s_4} + N_{s_{iz}} - N_R - N_{s_{st}} = N_{s_{4R}} \quad (50)$$

gdzie: N - moc

Indeksy p - powietrze

s - spaliny

R - dostarczona w regeneratorze

st - strat przepływu

prz - przecieku



Tabela 10. Wyznaczenie współczynnika zużycia κ' z badań

Lp.	Nazwa	Ozna- czenie	Jedn. miary	Wielkość	
1.	Siła sprężyny	p_s	N	825 (84 kg)	
2.	Siła reakcji pierścienia	$\frac{p_s}{2}$	N	412,5 (42 kg)	
3.	Szerokość uszczelnienia	L	m	0,02486	
4.	Grubość pierścieni w kierunku promie- niowym	zewn.	a_2	m	0,01196
		wewn.	a_1	m	0,0096
5.	Powierzchnia docisku pierścienia	zewn.	A_2	m ²	$2,975 \cdot 10^{-4}$
		wewn.	A_1	m ²	$2,385 \cdot 10^{-4}$
6.	Nacisk jednostkowy na pierścieniu	zewn.	p_2	bar	13,9 ($14,2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$)
		wewn.	p_1	bar	17,3 ($17,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$)
7.	Prędkość obrotowa	n	$\frac{\text{obr}}{\text{min}}$	14,7	
8.	Czas trwania ścierania	\bar{t}	s	$1,71 \cdot 10^4$	
9.	Ubytek grubości promienia płozy	zewn.	Z_{2p}	m	$16,4 \cdot 10^{-6}$
		wewn.	Z_{1p}	m	$11,6 \cdot 10^{-6}$
10.	Współczynnik zużycia	zewn.	κ'_z	$\frac{\text{m}^2}{\text{m}^2}$	$1,02 \cdot 10^{-14}$
		wewn.	κ'_w	$\frac{\text{m}^2}{\text{m}^2}$	$1,06 \cdot 10^{-14}$
		przyjęty	κ'	$\frac{\text{m}^2}{\text{m}^2}$	$1,04 \cdot 10^{-14}$ ($1,02 \cdot 10^{-13}$) $\frac{\text{m}^2}{\text{kg}}$



Analiza strat w uszczelnieniach regeneratora
silnika turbospalinowego

Nr 62.6-458

Str. 84



Wyrażenia określające moc są następujące (rys. 46a)

$$N_{p2} = \dot{m}_k \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2} \right)$$

$$N_{p12} \approx \dot{m} \frac{i_2 + i_{2R}}{2}$$

$$N_{p2R} = (\dot{m}_k - \dot{m}) \left(i_{2R} + \frac{c_{2R}^2}{2} \right)$$

$$N_{s4} = (\dot{m}_k - \dot{m}) \left(i_4 + \frac{c_4^2}{2} \right)$$

$$N_{s4R} = \dot{m}_k \left(i_{4R} + \frac{c_{4R}^2}{2} \right)$$

Po podstawieniu wyżej podanych wyrażen, zależności (49) i (50) otrzymują następującą postać:

$$\dot{m}_k \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) - \dot{m} \left(\frac{i_2 + i_{2R}}{2} \right) + N_R - N_{pst} = (\dot{m}_k - \dot{m}) \left(i_{2R} + \frac{c_{2R}^2}{2} \right) \quad (49a)$$

$$(\dot{m}_k - \dot{m}) \left(i_4 + \frac{c_4^2}{2} \right) + \dot{m} \left(\frac{i_2 + i_{2R}}{2} \right) - N_R - N_{sst} = \dot{m}_k \left(i_{4R} + \frac{c_{4R}^2}{2} \right) \quad (50a)$$

Stożek odzyskania ciepła określa się stosunkiem

$$G_R = \frac{N_R}{N_{Rmax}} \quad (51)$$

N_{Rmax} - jest to maksymalna moc, która może być przekazana od spalin do powietrza.

Z równania (50a)

$$N_R = (\dot{m}_k - \dot{m}) \left(i_4 + \frac{c_4^2}{2} \right) + \dot{m} \left(\frac{i_2 + i_{2R}}{2} \right) - N_{sst} - \dot{m}_k \left(i_{4R} + \frac{c_{4R}^2}{2} \right)$$

według rys. 46a

$$N_R = N_{Rmax} \quad \text{gdy} \quad i_4 = i_{2R} \quad \text{i} \quad i_{4R} = i_2$$

i

$$N_{Rmax} = (\dot{m}_k - \dot{m}) \left(i_4 + \frac{c_4^2}{2} \right) + \dot{m} \left(\frac{i_2 + i_4}{2} \right) - N_{sst} - \dot{m}_k \left(i_2 + \frac{c_{4R}^2}{2} \right) \quad (52)$$



Po podstawieniu wartości N_R z równania (49a) i N_{Rmax} z równania (52) równanie (51) otrzymuje następującą postać:

$$\zeta_R = \frac{(\dot{m}_K - \dot{m}) \left(i_{2R} + \frac{C_{2R}^2}{2} \right) + N_{pst} - \dot{m}_K \left(i_2 + \frac{C_2^2}{2} \right) + \dot{m} \left(\frac{i_2 + i_{2R}}{2} \right)}{(\dot{m}_K - \dot{m}) \left(i_4 + \frac{C_4^2}{2} \right) + \dot{m} \left(\frac{i_2 + i_4}{2} \right) - N_{sst} - \dot{m}_K \left(i_2 + \frac{C_{4R}^2}{2} \right)}$$

Straty przepływu w kanalikach matrycy można pominąć

$$N_{pst} = N_{sst} = 0$$

Można założyć również następujące zależności

$$(\dot{m}_K - \dot{m}) \frac{C_{2R}^2}{2} \approx \dot{m}_K \frac{C_2^2}{2}$$

$$i \quad (\dot{m}_K - \dot{m}) \frac{C_4^2}{2} \approx \dot{m}_K \frac{C_{4R}^2}{2}$$

Przy takich założeniach wyrażenie na stopień odzyskania ciepła przyjmuje następującą postać

$$\begin{aligned} \zeta_R &= \frac{\dot{m}_K (i_{2R} - i_2) - \frac{\dot{m}}{2} (i_{2R} - i_2)}{\dot{m}_K (i_4 - i_2) - \frac{\dot{m}}{2} (i_4 - i_2)} \\ &= \frac{i_{2R} - i_2}{i_4 - i_2} \end{aligned} \quad (51a)$$

Stopień odzyskania ciepła przy przyjętych uproszczeniach nie zależy więc od wielkości strat przecieków.

**5.10. Zmiana ciepła właściwego powietrza dla różnych wartości temperatur w obiegu rzeczywistym Braytona-Joule'a**

Ciepło właściwe powietrza c_p , c_v i $\chi = \frac{c_p}{c_v}$ podano w tabeli 11 wg [35]

Tabela 11. Ciepło właściwe c_p , c_v i χ w zależności od temperatury

t °C	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
$\frac{c_p}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$	1,005	1,009	1,026	1,047	1,068	1,094	1,114	1,137	1,156	1,170	1,185
$\chi = \frac{c_p}{c_v}$	1,400	1,395	1,390	1,380	1,369	1,355	1,350	1,335	1,329	1,325	1,320

Przyjęto następujące wartości temperatur, otrzymując z tabeli 11 wartość c_p .

Stosowano oznaczenia wg rys. 46

$t_1 = 20^\circ\text{C}$	-	$c_{p1} = 1,005$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$
$t_{2s} = 160^\circ\text{C}$	-	$c_{p2s} = 1,018$	"
$t_2 = 175^\circ\text{C}$	-	$c_{p2} = 1,020$	"
$t_3 = 820^\circ\text{C}$	-	$c_{p3} = 1,159$	"
$t_{4s} = 490^\circ\text{C}$	-	$c_{p4s} = 1,091$	"
$t_4 = 530^\circ\text{C}$	-	$c_{p4} = 1,100$	"

Przyjmując, iż wartości średnie ciepła właściwego przy danych zmianach temperatur są średnimi arytmetycznymi, można napisać:

$$c_{p3-4s} = \frac{c_{p3} + c_{p4s}}{2} = \frac{1,159 + 1,091}{2} = 1,125$$

$$c_{p1-2s} = \frac{c_{p1} + c_{p2s}}{2} = \frac{1,005 + 1,018}{2} = 1,012$$

$$c_{p2-3} = \frac{c_{p2} + c_{p3}}{2} = \frac{1,020 + 1,159}{2} = 1,089$$

$$c_{p2-4} = \frac{c_{p2} + c_{p4}}{2} = \frac{1,020 + 1,100}{2} = 1,060$$

Względna maksymalna różnica między obliczonymi wartościami c_p wynosi:

$$\frac{\Delta c_p}{c_p} = \frac{c_{p3-4s} - c_{p1-2s}}{c_{p1-2s}} = \frac{1,125 - 1,012}{1,012} = 11,2\%$$



Względne odchylenie maksymalne od wartości średniej dla wszystkich znalezionych wartości C_p w obiegu C_{p0} wynosi:

$$\delta(C_p) = \frac{C_{p\max} - C_{p0}}{C_{p0}} = \frac{1,125 - 1,072}{1,072} = 4,95\%$$

gdzie:

$$C_{p0} = \frac{C_{p3-4s} + C_{p1-2s} + C_{p2-3} + C_{p2-4}}{4}$$

$$= \frac{1,125 + 1,012 + 1,089 + 1,060}{4} = 1,072$$

Jak wykazały wyżej przeprowadzone obliczenia różnice między wartościami C_p w poszczególnych zakresach obiegu różnią się dość znacznie między sobą, więc do rozważań nie można przyjmować średniej wartości C_p , dla całego obiegu. Ta sama uwaga odnosi się również do wykładnika izentropy κ .

5.11. Przykład obliczenia wpływu strat przecieku na sprawność obiegu silnika turbospalinowego z regeneracją

Obliczenie wpływu strat przecieku na sprawność obiegu silnika, turbospalinowego przeprowadzono dla dwóch przypadków przyjętych dla warunków optymalnych, wg wykresu podanego przez Kruschika [14].

Przypadek 1: stosunek ciśnień $\bar{\pi} = 4$, temperatura przed turbiną $t_3 = 820^\circ\text{C}$

Przypadek 2: " " " $\bar{\pi} = 3$, " " " " $t_3 = 650^\circ\text{C}$

Ponadto przyjęto:

sprawność sprężarki $\eta_k = 0,84$

sprawność turbiny $\eta_T = 0,88$

straty po stronie spalin przy przepływie przez regenerator (dla obu przypadków) $\xi_1 = \frac{\Delta p_{s,r}}{p_1} = \frac{0,04}{1} = 0,04$ - wg badań firmy Ford dla $\dot{m}_k = 2 \text{ kg/sek}$

straty po stronie powietrza przy przepływie przez regenerator (przypadek 1) $\xi_2 = \frac{\Delta p_{p,r}}{p_2} = \frac{0,025}{4} = 0,00625$ - wg badań firmy Ford dla $\dot{m}_k = 2 \text{ kg/sek}$

straty po stronie powietrza przy przepływie przez regenerator (przypadek 2) $\xi_2 = \frac{\Delta p_{p,r}}{p_2} = \frac{0,025}{3} = 0,00835$ przyjęto jak wyżej



straty przy przepływie przez komorę spalania (oba przypadki) $\xi_3 = \frac{\Delta p_s}{p_2} = 0,015 \text{ wg [14]}$

Wielkości potrzebne do obliczenia sprawności obiegu dla obu przypadków podano w tabeli 12.

Po podstawieniu danych z tabeli 12 uzyskano następującą postać równania (42).

Dla przypadku 1

$$\eta_0 = \frac{74 - 40,4 \cdot a}{165 - 91 \cdot \sigma_R}$$

Dla przypadku 2

$$\eta_0 = \frac{50,2 - 31,1 \cdot a}{128,5 - 77 \cdot \sigma_R}$$

Wyniki przeliczeń tych zależności $\eta_0 = f(m', \sigma_R)$ podano w tabeli 13 oraz na rys. 47. Na rysunku tym widać wyraźny wpływ strat przecieku na sprawność ogólną obiegu.

Ważną stratę przecieku określono jako:

$$m' = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_k} = 1 - \frac{1}{a}$$

gdzie a podano w p. 3.2.

Procentowy spadek sprawności obiegu dla obu wymienionych przypadków spowodowany przeciekami przez uszczelnienia przedstawiono na rys. 48.

$$\frac{\Delta \eta_0}{\eta_{0m'=0}} = \frac{\eta_{0m'=0} - \eta_{0m'}}{\eta_{0m'=0}}$$

gdzie: $\eta_{0m'=0}$ - sprawność obiegu przy danej wielkości stopnia odzyskania ciepła σ_R i bez strat przecieku przez uszczelnienia regeneratora $m' = 0$.

$\eta_{0m'}$ - sprawność obiegu przy danej wielkości stopnia odzyskania ciepła σ_R i ze stratami przecieku przez uszczelnienia regeneratora m' .



Tabela 12. Wielkości przyjęte do obliczeń η_o .

Przypadek	1 $t = 820^\circ, \bar{\pi} = 4$						2 $t = 650^\circ, \bar{\pi} = 3$					
	t_1	t_{2s}	t_2	t_3	t_{4s}	t_4	t_1	t_{2s}	t_2	t_3	t_{4s}	t_4
temperatura t w punktach wg rysunku 46 Przyjęto z wykresu i-s	20	160	175	820	490	530	20	125	140	650	420	442
Ciepło właściwe według [35] $\frac{kJ}{kg^\circ C}$	c_{p1}	c_{p2s}	c_{p2}	c_{p3}	c_{p4s}	c_{p4}	c_{p1}	c_{p2s}	c_{p2}	c_{p3}	c_{p4s}	c_{p4}
	1,005	1,018	1,020	1,159	1,091	1,100	1,005	1,0135	1,0180	1,1129	1,075	1,079
Ciepło właściwe średnie c_p $\frac{kJ}{kg^\circ C}$	c_{p3-4s}	c_{p1-2s}	c_{p2-3}	c_{p2-4}	c_{p3-4s}	c_{p1-2s}	c_{p2-3}	c_{p2-4}				
	1,125	1,021	1,089	1,060	1,102	1,011	1,073	1,049				
$\alpha = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$	$\alpha_1 (\gamma_1 = 1,396)$			$\alpha_2 (\gamma_2 = 1,3425)$			$\alpha_1 (\gamma_1 = 1,397)$			$\alpha_2 (\gamma_2 = 1,351)$		
	1,48			1,421			1,37			1,33		
$\beta = \left(\frac{1+\xi_1}{1-\xi_2-\xi_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$	1,015						1,015					

Tabela 13. Wartości liczbowe funkcji $\eta_o = f(m', \sigma_e)$ dla dwóch przypadków obliczeniowych

$m' = 0$									$m' = 0,02$								
σ_e	0	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	σ_e	0	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
η_{o1}	0,204	0,229	0,261	0,304	0,331	0,364	0,404	0,454	0,199	0,224	0,255	0,297	0,323	0,355	0,395	0,443	
η_{o2}	0,1485	0,1685	0,1955	0,232	0,256	0,285	0,322	0,37	0,144	0,1635	0,1895	0,2245	0,248	0,276	0,312	0,359	
$m' = 0,04$									$m' = 0,06$								
σ_e	0	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	σ_e	0	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
η_{o1}	0,1935	0,217	0,248	0,289	0,314	0,345	0,384	0,431	0,188	0,211	0,241	0,280	0,305	0,335	0,373	0,419	
η_{o2}	0,1385	0,1572	0,1823	0,216	0,238	0,266	0,3	0,346	0,1355	0,1515	0,1755	0,208	0,229	0,256	0,289	0,333	
$m' = 0,08$									$m' = 0,10$								
σ_e	0	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	σ_e	0	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
η_{o1}	0,182	0,204	0,233	0,271	0,296	0,325	0,361	0,406	0,176	0,195	0,226	0,262	0,286	0,314	0,349	0,392	
η_{o2}	0,127	0,145	0,168	0,199	0,2195	0,245	0,276	0,318	0,1215	0,1378	0,1595	0,1895	0,209	0,233	0,263	0,303	