

BIULETYN INFORMACYJNY

INSTYTUTU TECHNIKI CIEPLNEJ

POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

WARSZAWA

TEL. 21007 w. 1232 i 1248

NOWOWIEJSKA 25

Nr 21/K.T.M.C. 18

czerwiec 1969 r.

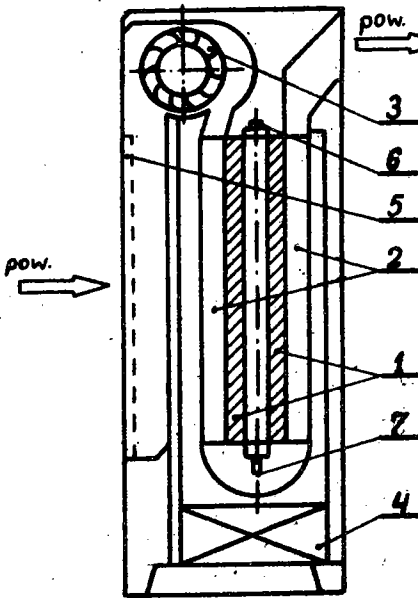
Dr inż. Bogusław Ferens
Mgr inż. Marian Rubik
Katedra Teorii Maszyn Ciepłych
Politechniki Warszawskiej

BADANIE KLIMATYZATORA Z TERMOELEKTRYCZNYM URZĄDZENIEM CHŁODNICZYM

1. Przedmiot badań

Obiektem badań był prototyp klimatyzatora z termoelektrycznym urządzeniem chłodniczym. Prototyp ten został wykonany przez Pracownię Termoelektryczną Instytutu Techniki Ciepłej oraz Zakład Urządzeń Kotłowych i Miernictwa Ciepłego Politechniki Warszawskiej. Klimatyzator, który pokazano schematycznie na rys.1, przeznaczony jest do regulacji temperatury i częściowo wilgotności powietrza w pomieszczeniach mieszkalnych i biurowych o powierzchni nieprzekraczającej 20 m². Klimatyzator zbudowany jest z następujących zespołów: baterii termoelektrycznej (1), wymienników ciepła zimnych spoin (2), wentylatora (3) oraz zasilacza (4).

Powietrze z pomieszczenia zasysane jest przez filtr tkaninowy (5) i tłoczone przez zespół dwóch baterii termoelektrycznych, zmontowanych w układzie szeregowym. Powietrze ochłodzone i osuszone tłoczone jest do pomieszczenia. Gorące spoiny chłodzone są wodą wodociągową doprowadzoną za pomocą



króćca (6) i odprowadzane do kanalizacji przez króciec (7). Za pomocą tego samego króćca odprowadza się skropliny otrzymane w wyniku skraplania pary wodnej z powietrza.

Rys.1. Klimatyzator termoelektryczny: 1 - bateria termoelektryczna, 2 - wymienniki ciepła, 3 - wentylator, 4 - zasilacz, 5 - filtr tkaninowy, 6,7 - króćce wody chłodzącej

Dane techniczne klimatyzatora

nominalna moc chłodnicza	$Q_0 = 1400 \text{ W}$,
nominalna wydajność objętościowa	$\dot{V} = 0,22 \text{ m}^3/\text{s}$,
obniżenie temperatury powietrza	$\Delta t = 5 \text{ deg}$,
nominalny pobór mocy	$N = 1400 \text{ W}$,
zużycie wody	$\dot{W} = 200 \text{ kg/h}$.

Wymiary gabarytowe:

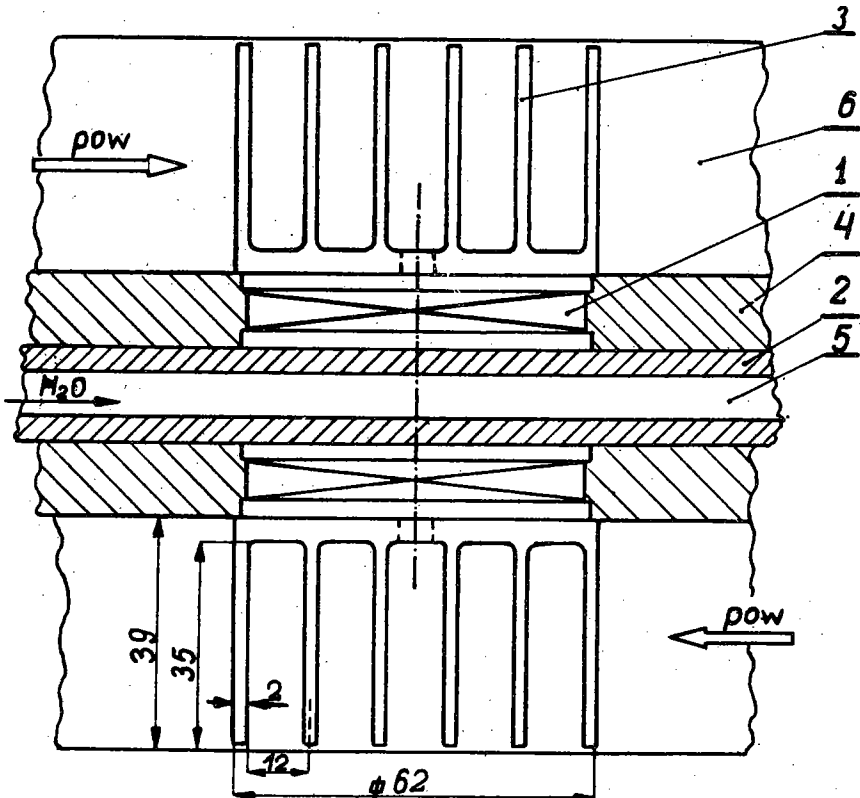
długość	820 mm,
szerokość	250 mm,
wysokość	500 mm,
masa urządzenia	35 kg.

Bateria termoelektryczna - składa się z dwóch zespołów, z których każdy stanowi baterię 36 modułów termoelektrycznych połączonych szeregowo. Moduł termoelektryczny zbudowany jest z 12 termoelementów chłodniczych o następujących parametrach fizycznych:

różnicowy współczynnik siły termoelektrycznej	$\Delta\alpha = 350 \mu\text{Vdeg}^{-1}$,
przewodność właściwa	$\sigma_{sr} = 750 \Omega^{-1} \text{ cm}^{-1}$,
współczynnik przewodności cieplnej	$\lambda = 10 \cdot 10^{-3} \text{ W}/(\text{cm} \cdot \text{deg})$

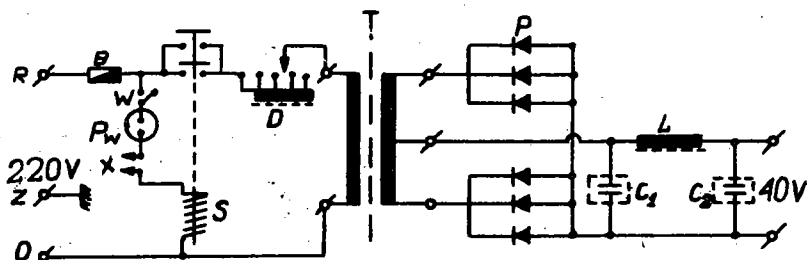
Moduły termoelektryczne zamontowane są na dwóch płytach aluminiowych utlenionych powierzchniowo. Warstwy tlenków stanowią izolację elektryczną. Płyty połączone są na obwodzie za pomocą śrub, tworząc kanał, w którym przepływa woda chłodząca gorące spoiny termobaterii.

Wymienniki ciepła - każdy moduł termoelektryczny wyposażony jest po stronie zimnych spoin w indywidualny wymiennik ciepła, który pokazano schematycznie na rys.2. Żebra o wysokości $h = 35$ mm, grubości $\delta = 2$ mm i podziałce $t = 10$ mm wykonane przez frezowanie z płyty czystego aluminium. Powierzchnia wymiennika przylegająca do modułu jest utleniona, co zapewnia odpowiednią izolację elektryczną. Łączna powierzchnia wymienników ciepła wynosi $2,14 \text{ m}^2$.



Rys.2. Układ wymienników ciepła: 1 - moduł, 2 - płyta aluminiowa, 3 - wymiennik ciepła, 4 - izolacja, 5 - kanał wodny, 6 - kanał powietrzny

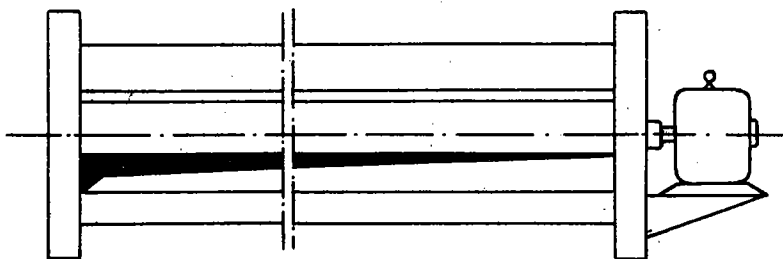
Z a s i l a c z - bateria termoelektryczna zasilana jest z sieci prądu zmiennego 220 V, przez zasilacz którego schemat ideowy pokazano na rys.3. W celu uruchomienia urządzenia należy załączyć wyłącznik W i otworzyć przepływ wody chłodzącej.



Rys.3. Zasilacz chłodniczej baterii klimatyzatora: B - bezpiecznik topikowy, W - wyłącznik, Pw - przekaźnik blokady wody, X - sterowanie zdalne, S - stycznik, D - dławik regulacji napięcia, T - transformator, P - diody, L - dławik filtra, C₁, C₂ - bateria kondensatorów

Na skutek przepływu wody następuje załączenie przekaźnika blokady wody PW. Przekaźnik PW powoduje włączenie stycznika 5, który podaje napięcie na transformator zasilający T przez dławik regulacji napięcia D. Wtórne uzwojenie transformatora T zasilają prostownik. W prostowniku wykonanym z sześciu diod krzemowych typu BY10 uzyskuje się prostowanie dwupołkowe. W celu zmniejszenia tętnienia prądu wyprostowanego, zastosowano filtr złożony z indukcyjności L oraz pojemności C₁ i C₂. Sterowanie pracą zasilacza może być ręczne lub automatyczne. Automatyczne włączanie i wyłączanie zasilacza uzyskuje się przez zastosowanie termostatu. W celu regulacji wydajności baterii chłodniczej transformator wyposażony jest w trzy zaczepty. Aby zmniejszyć natężenie poziomu głośności pracy zasilacza transformator umieszczono prostopadłe w stosunku do dławika.

W e n t y l a t o r - przepływ powietrza przez chłodnicę wymuszony jest działaniem wentylatora bębnowego pokazanego schematycznie na rys.4. Zasadniczą przyczyną zastosowania tego typu wentylatora było zmniejszenie wymiarów gabarytowych urządzenia i natężenia poziomu głośności. Ponadto taki kształt wirnika umożliwia uzyskanie równomiernego przepływu powietrza w całym przekroju poprzecznym chłodnicy.



Rys.4. Wentylator bębnowy klimatyzatora

Dane techniczne wentylatora:

długość wirnika	$l = 594 \text{ mm}$,
średnica wirnika	$d = 80 \text{ mm}$,
liczba łopatek	$i = 24 \text{ szt.}$,
wydajność	$V = 0,22 \text{ m}^3/\text{s}$,
spręż statyczny	$p = 95 \text{ N/m}^2$,
liczba obrotów	$n = 2760 \text{ obr/min}$.

Wyniki badań wentylatora będą tematem innego artykułu.

2. Cel badań

Celem badań klimatyzatora było wyznaczenie charakterystyk klimatyzatora, zarówno w czasie pracy normalnej (chłodzenie powietrza), jak i odwróconej (grzanie powietrza). Pod pojęciem charakterystyki dynamicznej klimatyzatora rozumie się zależność jego mocy chłodniczej lub grzejnej od natężenia prądu zasilającego. Na podstawie przebiegu charakterystyki ustalić można optymalne parametry pracy urządzenia oraz zaprojektować układ regulacji automatycznej.

Ponadto celem badań było określenie rzeczywistych oporów przepływu powietrza przez chłodnicę oraz wartości współczynników przejmowania ciepła zarówno w warunkach pracy nominalnej, jak i w warunkach różnych od obliczeniowych. Znajomość powyższych parametrów pozwala na optymalizację konstrukcji powierzchni wymiany ciepła, a zatem optymalizację pracy całego urządzenia, tj. termobaterii, zasilacza i wentylatora.

3. Metodyka badań

Opóźnienia w wykonaniu zespołów klimatyzatora uniemożliwiły przebadanie całego urządzenia. W tej sytuacji przeprowadzono badania jednego zespołu baterii chłodniczej umieszczonej w odpowiednio adaptowanym stanowisku wentylacyjnym w Laboratorium Zakładu Urządzeń Kotłowych i Miernictwa Ciepłego. Schemat ideowy stanowiska pokazano na rys.5.

Baterię chłodniczą (1) umieszczono w przewodzie ssawnym wentylatora promieniowego (2). Takie usytuowanie baterii pozwala na uzyskanie równomiernego, niezakłóconego przepływu powietrza przez przekrój poprzeczny chłodnicy. Zmianę natężenia przepływu powietrza przez chłodnicę uzyskiwano za pomocą zasuw (3) umieszczonej na przewodzie tłocznym wentylatora.

Podstawowe wielkości charakteryzujące pracę termobaterii wyznaczone były na drodze bezpośrednich pomiarów, przy czym wynik każdej serii pomiarowej był sprawdzony według zależności

$$Q_g = Q_o + N, \quad (1)$$

gdzie: Q_g - moc grzejna klimatyzatora (ilość ciepła odprowadzona w jednostce czasu po stronie gorących spoin) W,

Q_o - moc chłodnicza klimatyzatora W,

N - moc elektryczna pobrana z zasilacza W.

P o m i a r m o c y c h ł o d n i c z e j k l i m a t y z a t o r a

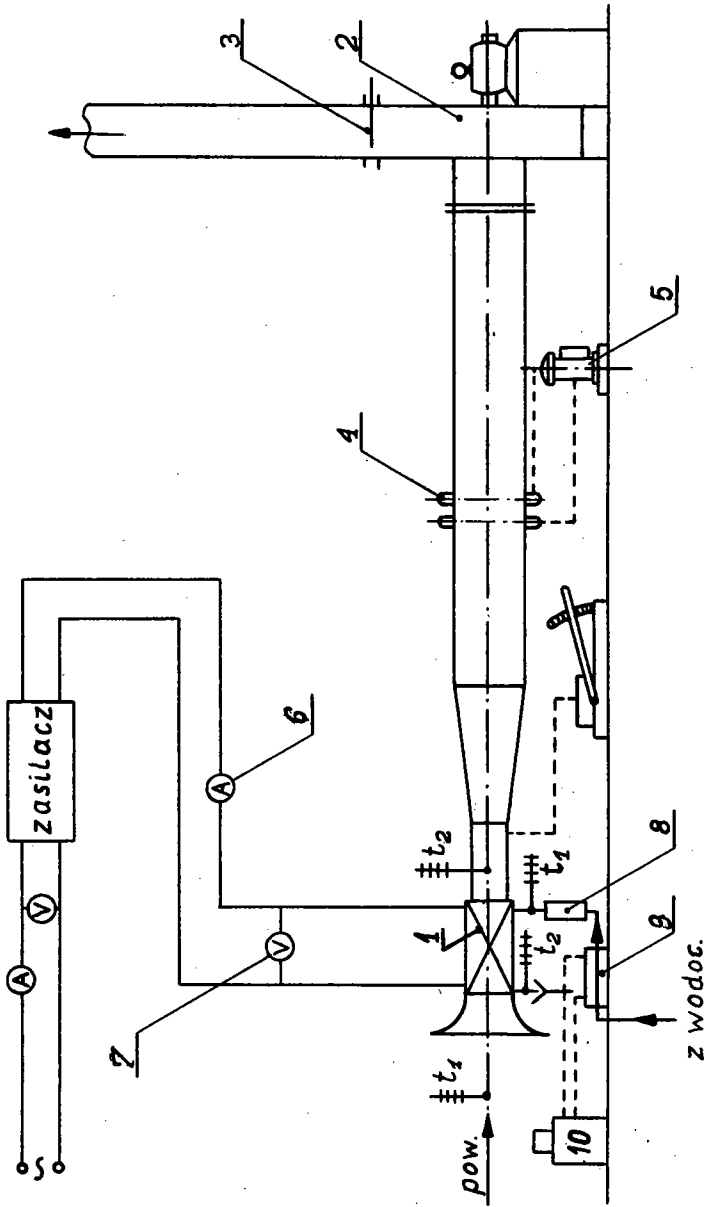
Użyteczną moc chłodniczą klimatyzatora obliczono z zależności

$$Q_o = \dot{m}(J_1 - J_2) \cdot 10^3 \text{ W}, \quad (2)$$

gdzie: \dot{m} - natężenie przepływu masy powietrza kg/s,

$J_1; J_2$ - odpowiednio entalpia powietrza przed i za chłodnicą, kJ/kg.

Z uwagi na to, że w czasie przeprowadzania badań temperatura punktu rosy powietrza przed chłodnicą wynosiła ok. -5°C i była znacznie niższa od średniej temperatury powierzchni wymiany ciepła chłodzenie zachodziło bez wykraplania pary wodnej z powietrza, a zatem wzór (2) można uprościć do postaci



Rys. 5. Schemat ideowy stanowiska pomiarowego: 1 - bateria chłodnicza, 2 - wentylator promieniowy, 3 - sonda spiętrzająca, 4 - zasowa regulacyjna, 5 - mikro-manometr, 6 - amperomierz, 7 - voltomierz, 8 - wymiennik ciepła, 9 - rotametr, 10 - ultratermostat

$$Q_0 = \dot{m} \cdot c'_p (t_1 - t_2) \cdot 10^3 \text{ W}, \quad (2a)$$

gdzie: c'_p - ciepło właściwe powietrza wilgotnego kJ/(kg·deg),
 t_1 ; t_2 - odpowiednio temperatury powietrza przed i za chłodnicą °C.

Natężenie przepływu masy powietrza obliczono według wzoru

$$\dot{m} = F \cdot \varphi \cdot \sqrt{2 \frac{p_d}{\rho}} = F \cdot \sqrt{2 \varphi p_d} \text{ kg/s}, \quad (3)$$

gdzie: F - przekrój poprzeczny przewodu m^2 ,

p_d - średnie ciśnienie dynamiczne w przewodzie N/m^2 ,

ρ - gęstość powietrza kg/m^3 .

Impuls średniego ciśnienia dynamicznego odbierano za pomocą sondy spiętrzającej (pierścienia Recknagla) 4 i mierzono za pomocą mikromanometru typu Askania 5.

Ciepło właściwe powietrza wilgotnego obliczono z zależności

$$c'_p = 1,00 + 1,93 \cdot x \text{ kJ/(kg·deg)}, \quad (4)$$

gdzie: x - zawartość wilgoci w powietrzu kg/kg .

Temperatury powietrza przed i za chłodnicą wyznaczono na drodze pomiaru za pomocą termometrów rtęciowych laboratoryjnych. Do wyznaczenia zawartości wilgotności w powietrzu używano psychrometru Assmana.

Pomiar mocy dostarczonej przez zasilacz - moc pobieraną przez baterię termoelektryczną określono na drodze pomiaru, zarówno po stronie prądu zmiennego, jak i prądu wyprostowanego. Ponadto w celu skontrolowania pracy zasilacza dokonano pomiaru wartości zmiennej składowej napięcia stałego. Moc prądu stałego obliczono na podstawie wskazań amperomierza 6 i woltomierza 7, natomiast moc pobraną z sieci prądu zmiennego wyznaczono na podstawie wskazań watomierza. Jednoczesny pomiar napięcia i natężenia prądu zmiennego pozwolił wyznaczyć wartość $\cos \varphi$ całego urządzenia.

Pomiar mocy grzejnej

Moc grzejną urządzenia obliczono z zależności:

$$Q_g = \dot{m}_w \cdot c (t_2 - t_1) \cdot 10^3 \text{ W}, \quad (5)$$

\dot{m}_w - natężenie przepływu wody kg/s,
 c - ciepło właściwe wody kJ/(kg·deg),
 t_2, t_1 - odpowiednio temperatury wody za i przed wymiennikiem.

Do pomiaru natężenia przepływu wody wykorzystano rotametr 8, natomiast temperaturę wody przed i za chłodnicą określono na podstawie wskazań termometrów rtęciowych. Do podgrzewania i stabilizacji temperatury wody chłodzącej gorące spoiny termobaterii zastosowano wymiennik ciepła 9 zasilany wodą z ultratermostatu 10.

P o m i a r o p o r ó w p r z e p ł y w u p o w i e t r z a p r z e z c h ł o d n i c ę

Opory przepływu wyznaczono przez pomiar podciśnienia powietrza za chłodnicą. Do pomiaru wykorzystano manometr z rurką pochyłą typu Berlowitza.

P o m i a r ś r e d n i e j t e m p e r a t u r y p o w i e r z c h n i w y m i a n y c i e p ł a

Do pomiaru temperatury powierzchni wymiany ciepła zastosowano termopary miedz-konstantan. Siłę termoelektryczną mierzono w układzie kompensacyjnym za pomocą termokompensatora typu Norma.

4. Wyniki badań

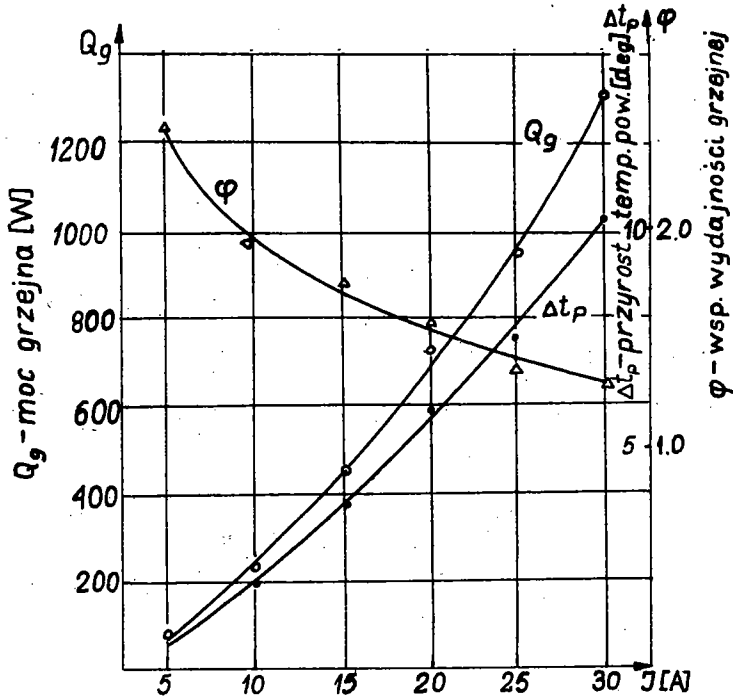
4.1. Praca klimatyzatora w układzie odwróconym (grzanie)

Charakterystykę klimatyzatora przy pracy odwróconej pokazano na rys.6, przy czym charakterystykę tę uzupełniono wykresem przyrostu temperatury powietrza.

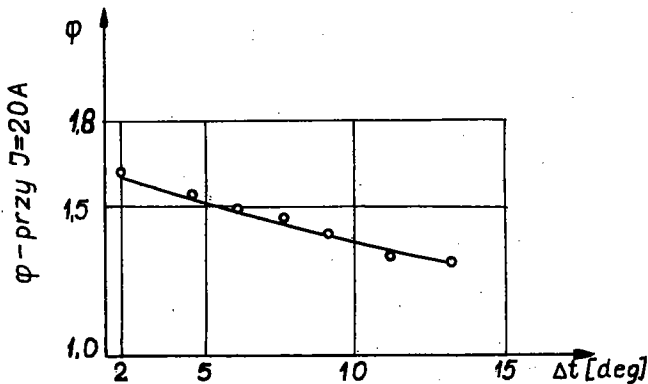
Wskaźnikiem jakości energetycznej urządzenia jest współczynnik wydajności grzejnej zdefiniowany jako stosunek mocy użytecznej (uzyskanej po stronie gorących spoin) do mocy pobranej z zasilacza i obliczony wg wzoru

$$\varphi = \frac{Q_g}{N} \quad W/W. \quad (6)$$

Na rys.7 pokazano zmienność współczynnika wydajności grzejnej urządzenia w funkcji średniej różnicy temperatur pomiędzy ośrodkami (dolnym i górnym źródłem ciepła).

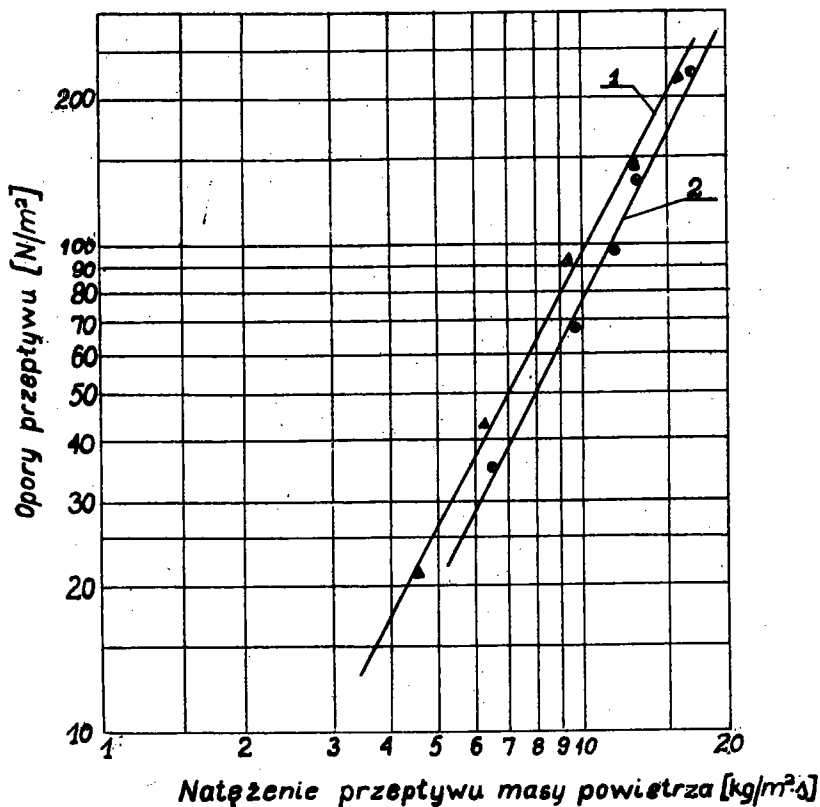


Rys.6. Charakterystyka klimatyzatora termoelektrycznego w układzie pracy odwróconej (grzanie) dla warunków: natężenie przepływu powietrza $\dot{m}_p = 460$ kg/h, początkowa temperatura powietrza $t_p = 20^\circ\text{C}$, natężenie przepływu wody $\dot{m}_w = 110$ kg/h, początkowa temperatura wody $t_w = 16^\circ\text{C}$



Rys.7. Zmienność współczynnika wydajności grzejnej jako $\phi(\Delta t_{sr})$ pomiędzy dolnym i górnym źródłem ciepła

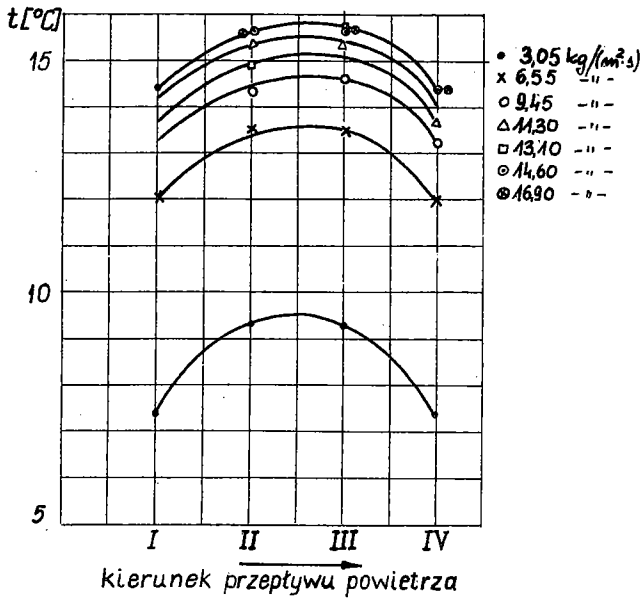
Na rys.8 (prosta 1) pokazano zmienność oporów przepływu powietrza przez chłodnicę w funkcji jednostkowego natężenia przepływu masy powietrza.



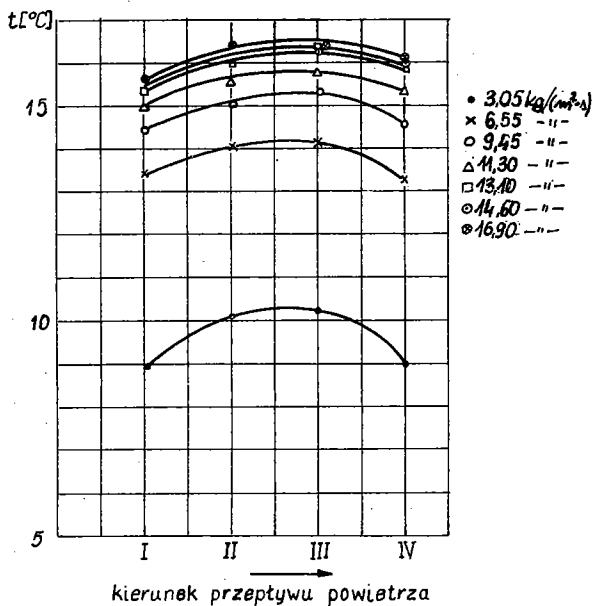
Rys.8. Wykres zmian oporów przepływu

Na wykresach 9 i 10 pokazano rozkład temperatur żeber na wierzchołkach i przy podstawie w zależności od natężenia przepływu masy i usytuowania, przy czym kolejność numeracji rzędów jest zgodna z kierunkiem przepływu powietrza.

Na rys.11 pokazano zmienność współczynnika przejmowania ciepła (odniesionego do powierzchni uźbrowanej) w funkcji natężenia przepływu masy. Wartość współczynnika przejmowania ciepła α obliczono z zależności



Rys.9. Rozkład temperatur podstaw żeber (chłodzenie $J = 20 \text{ A}$)



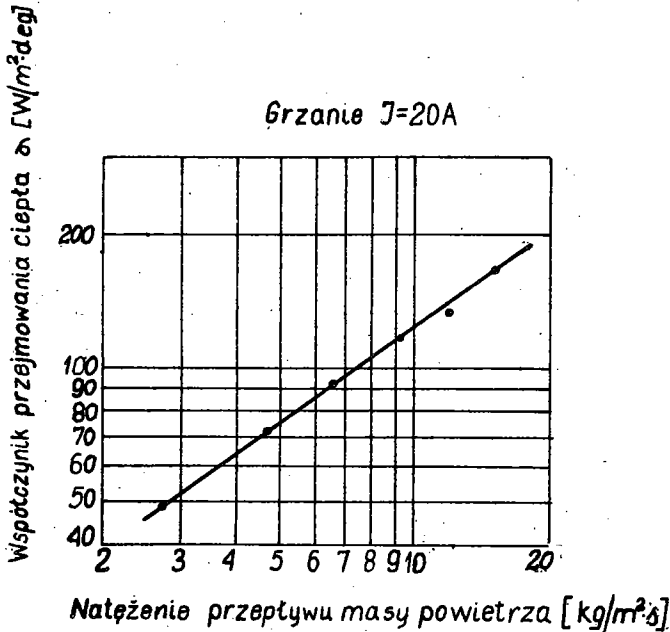
Rys.10. Rozkład temperatur wierzchołków żeber (chłodzenie $J = 20 \text{ A}$)

$$\alpha = \frac{Q_g}{F_z(t_s - t_f)} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{deg)}, \quad (7)$$

F_z - pole powierzchni umberlandej m^2 ,

t_s - średnia temperatura powierzchni umberlandej $^{\circ}\text{C}$,

$t_f = \frac{t_1 + t_2}{2}$ - średnia temperatura powietrza $^{\circ}\text{C}$.



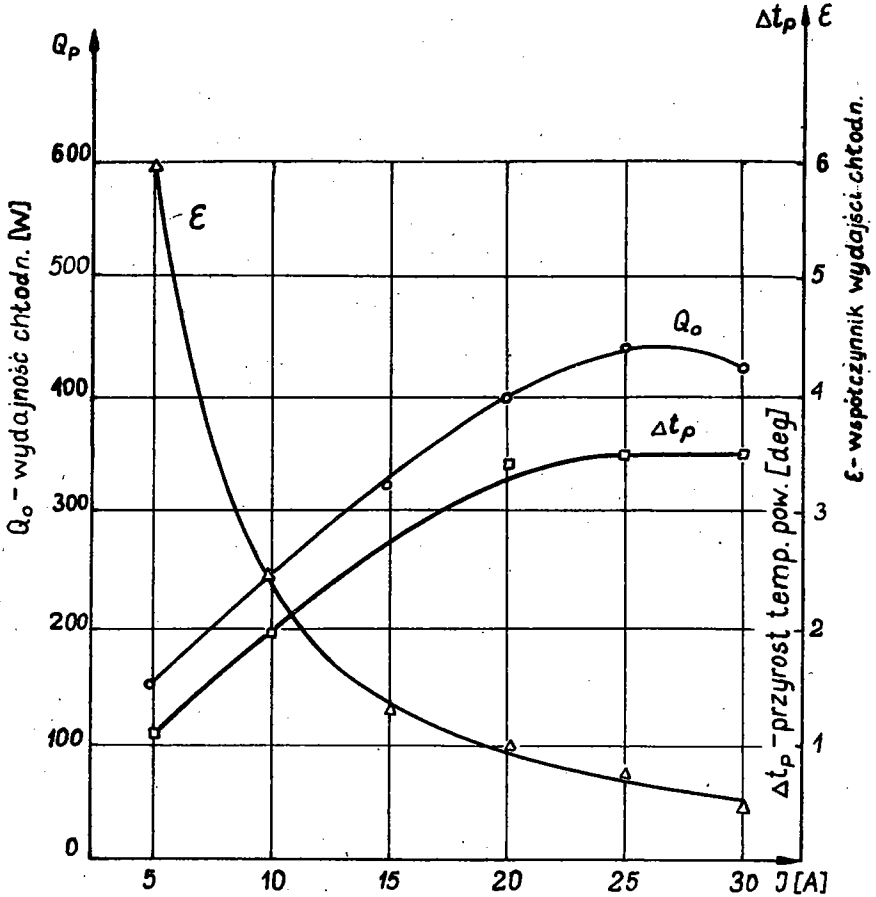
Rys.11. Wykres współczynnika przyjmowania ciepła (grzanie $J = 20 \text{ A}$)

Średnią temperaturę powierzchni umberlandej określa się na drodze graficznego całkowania wykresów pokazanych na rys.9 i 10.

4.2. Praca klimatyzatora w warunkach normalnych (chłodzenie)

Charakterystykę klimatyzatora w warunkach chłodzenia powietrza pokazano na rys.12. Charakterystykę tę sporządzono

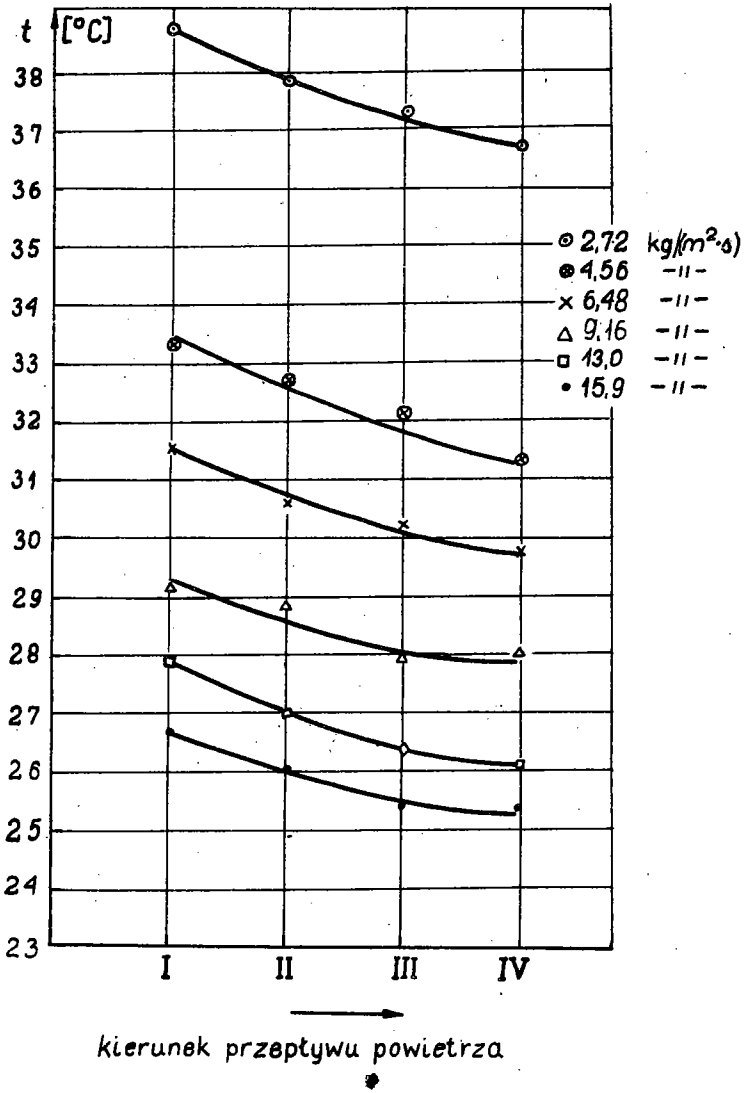
przy następujących warunkach: natężenie przepływu powietrza $\dot{m}_w = 0,124 \text{ kg/s}$, początkowa temperatura powietrza $t_1 = 20,5^\circ\text{C}$, początkowa temperatura wody $t_1 = 14^\circ\text{C}$. Charakterystykę hydrauliczną klimatyzatora przedstawia prosta 2 na rys.8.



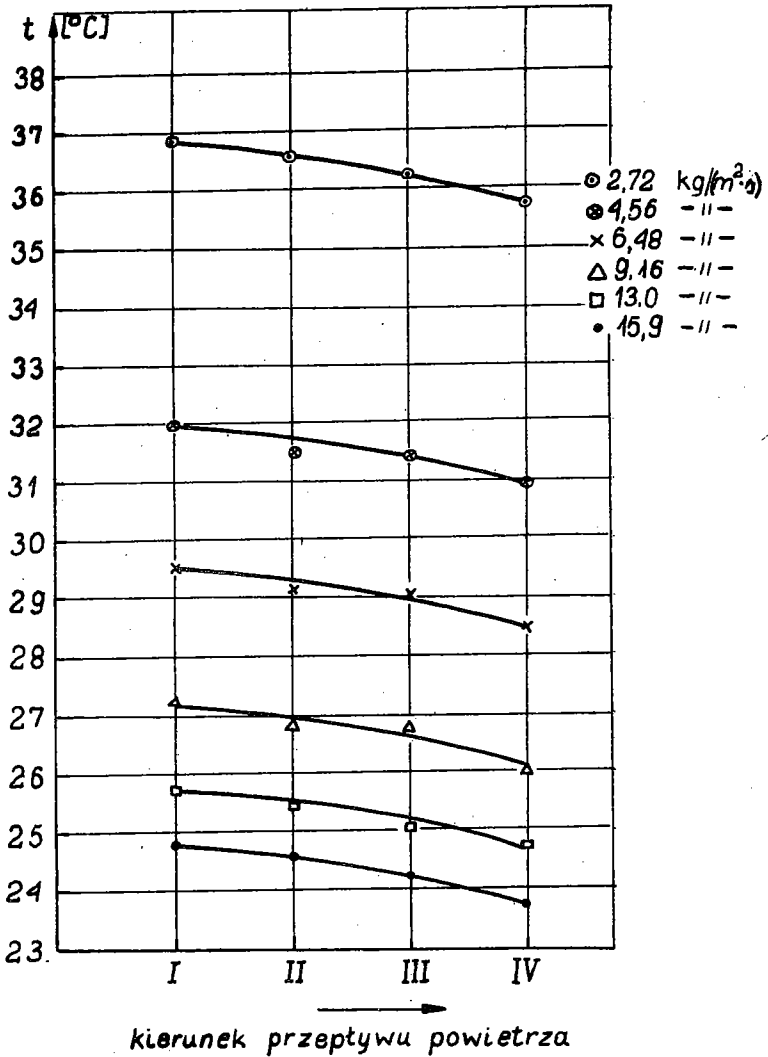
Rys.12. Charakterystyki klimatyzatora w układzie chłodzenia

Na rys.13 i 14 pokazano rozkład temperatur wierzchołków i podstaw żeber przy różnych natężeniach przepływu masy w różnych rzędach modułów termoelektrycznych.

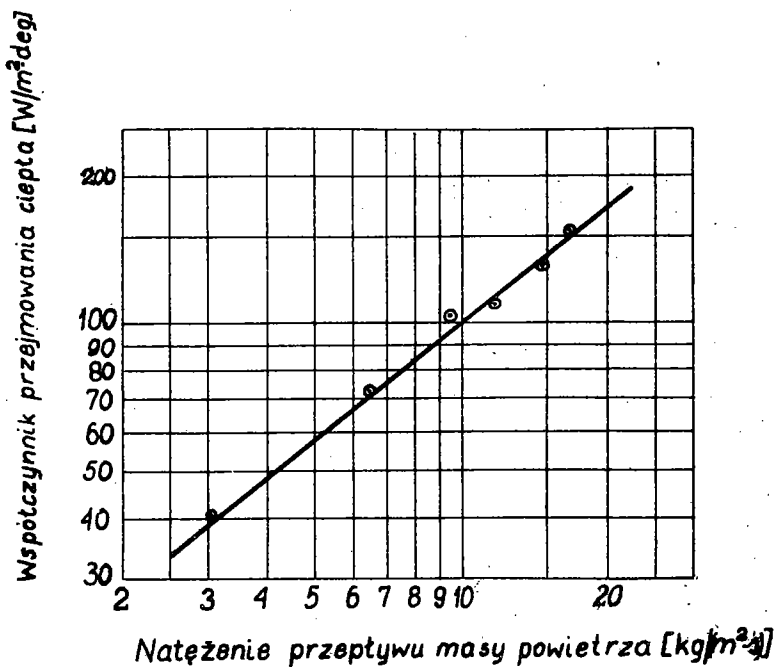
Na rys.15 pokazano zmienność współczynnika przejmowania ciepła w funkcji natężenia przepływu masy.



Rys.13. Rozkład temperatur podstaw żeber (grzanie $J = 20 A$)



Rys.14. Rozkład temperatur wierzchołków żeber (grzanie $J = 20 \text{ A}$)



Rys.15. Wykres współczynnika przejmowania ciepła

5. Wnioski

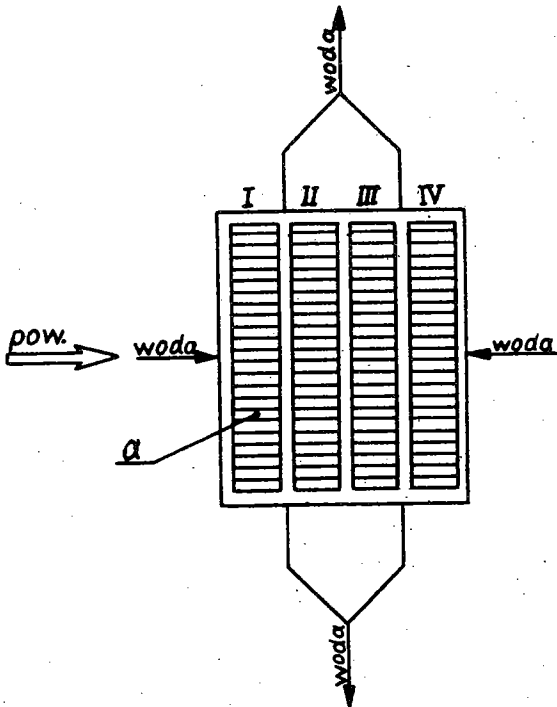
1. Badania wykazały, że maksymalna wydajność chłodnicza termobaterii jest mniejsza o ok. 20% od wydajności obliczeniowej. Przyczyną tego stanu rzeczy są niewłaściwe sposoby mocowania modułów i wymienników do płyty podstawowej. Wykonanie połączeń ze śrub mosiężnych tworzy mostki ciepła i w ten sposób zmniejsza użyteczną wydajność chłodniczą. Ponadto na skutek zbyt cienkiej warstwy tlenków na powierzchni płyty podstawowej nie stanowiły one właściwej izolacji elektrycznej. W celu uzyskania odpowiedniej elektroizolacji zastosowano warstwę papieru kondensatorowego; spowodowało to wzrost oporów cieplnych i związane z tym zwiększenie różnicy temperatur, a zatem zmniejszenie mocy chłodniczej.

2. W wyniku wad i zmian konstrukcyjnych podanych w pkt.1 zmieniło się położenie optymalnych warunków pracy termobaterii w stosunku do obliczeniowych. Z rysunku 12 wynika, że

maksymalną wydajność chłodniczą $Q_0 = 440$ W uzyskano przy prądzie $J = 25$ A. Współczynnik wydajności chłodniczej odpowiadający maksymalnej wydajności wynosił $\varepsilon = 0,76$.

3. Badania wykazały możliwość pracy prototypu klimatyzatora w warunkach chłodzenia i grzania powietrza. Fakt ten znakomicie poprawia wskaźniki ekonomiczne klimatyzatorów wyposażonych w termoelektryczne urządzenia chłodnicze, ponieważ zwiększa się długość okresu ich praktycznego zastosowania do chłodzenia powietrza w okresie letnim i grzania w okresach przejściowych (wiosna, jesień), w przypadkach gdy nie działa jeszcze centralne ogrzewanie.

4. Przebieg charakterystyk $Q_0 = f(J)$ i $Q_g = \psi(J)$ odpowiada przebiegom charakterystyk cieplnych pomieszczeń, co stwarza możliwość łatwej regulacji temperatury przy stosunkowo wąskich tolerancjach.



Rys.16. Oznaczenia rzędów wymienników ciepła

5. Rozkłady temperatur na żebrach (szczególnie przy chłodzeniu) rys.13 i 14 wskazują na znaczny wpływ sposobu doprowadzenia wody chłodzącej na pracę termobaterii. W czasie badań, których wynikiem są przytoczone wyżej wykresy, woda doprowadzona była w układzie krzyżowym, co pokazano schematycznie na rys.16. Przyczyną takiego przebiegu było powstanie lokalnych zastojów, co spowodowało wzrost temperatur w środkowych rzędach żeber (II i III).

Резюме

Испытание кондиционера воздуха с термоэлектрическим
охлаждением

Представлено результаты испытаний кондиционера воздуха с термоэлектрической термобатареей. Испытания были проведены в режиме охлаждения и нагрева воздуха.

Были определены зависимости холодопроизводительности холодного коэффициента от силы тока проходящего через термобатарею. При испытаниях определено зависимость коэффициента теплообмена и изменения температуры обречения.

Номинальная холодопроизводительность

$$Q_0 = 1400 \text{ B}$$

Коэффициент холодопроизводительности

$$E = 1,0$$

Количество воды для охлаждения

$$Q_W = 200 \text{ кг/ч}$$

Summary

Investigations on Thermoelectric air conditioner

Results of experimental investigations of a thermoelectric air conditioner are presented.

The investigations were carried out on both during cooling and heating actions of the device. The coefficient of performance of the refrigerating and the capacity were measured as functions of the thermoelectric battery current. The heat transfer coefficient was also determined (as a functions of air mass flow) and temperature distributions in the finned heat exchanger were measured.

Air conditioner data:

nominal capacity

$$Q_0 = 1400 \text{ W}$$

coefficient of performance

$$E = 1,0$$

cooling water flow

$$Q_W = 200 \text{ kg/h}$$