ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1988
Seria: ENERGETYKA z. 96 Nr kol. 1004

Jan SKŁADZIEŃ
Kazimierz KURPISZ
Adam FIC

WSTĘPNE BADANIA EKSPLOATACYJNE WYBRANYCH PARAMETRÓW PRACY PROTOTYPOWEGO GÓRNICZEGO URZĄDZENIA CHŁODNICZEGO O DZIAŁANIU POŚREDNIM

Streszczenie. W pracy przedstawiono rezultaty pomiarów przeprowadzonych w pierwszym etapie eksploatacji prototypowego urządzenia chłodniczego o działaniu pośrednim GUC 250 P, zainstalowanym na poziomie 1030 m w KWK Halemba. Po krótkim opisie urządzenia i układu pomiarowego podano wnioski wynikające z przeprowadzonych badań. Wnioski te zilustrowano uproszczonym wykresem bilansu energii otrzymanym dla jednego z przeanalizowanych momentów pracy instalacji.

1. Wstęp

Utrzymanie obecnej wielkości rocznego wydobycia węgla kamiennego w Polsce wymaga prowadzenia prac górniczych na coraz niżej położonych poziomach wydobywczych. Pociąga to za sobą pogorszenie się warunków pracy górników, w szczególności zaś wzrost temperatury górotworu, a tym samym i powietrza. Wzrost ten w pewnych przypadkach jest tak znaczny, że temperatura powietrza przekracza wartość dopuszczaną przepisami pomimo zastosowania intensywnej wentylacji lutniowej. Sytuacja taka wystąpiła na poziomie 1030 m w KWK HALEMBA, gdzie naturalna temperatura górotworu dochodzi do 42°C. Na poziomie tym uruchomiono pod koniec 1983 roku urządzenie chłodnicze GUC 250 P wykonane przez Wytwórnię Urządzeń Chłodniczych w Dębicy i stanowiące podstawowy element instalacji zaprojektowanej przez Główne Biuro Studiów i Projektów Górniczych w Katowicach.

Zespół pracowników Instytutu Techniki Cieplnej Politechniki Śląskiej w Gliwicach przeprowadził badania efektywności działania instalacji chłodniczej z urządzeniem GUC 250 P. Pomiarów dokonywano w 1984 roku wspólnie z zespołem pracowników Zakładu Aerologii Górniczej Głównego Instytutu Górnictwa w Katowicach.

Badane urządzenie chłodnicze ma charakter prototypowy. Jest to pierwsza instalacja chłodnicza stosowana w głębinowej kopalni węgla kamiennego w Polsce w celach klimatyzacyjnych. Uprzednio ziębiarki wykorzystywano w przemyśle wydobywczym paliw jedynie podczas budowy kopalń. Rozpatrywana instalacja chłodnicza pracuje w układzie pośrednim. W przyszłości przewiduje się

również zastosowanie urządzeń o prostszym układzie, tzn. urządzeń z bezpośrednim ochładzaniem powietrza w parowaczu. Urządzenia chłodnicze pracujące w sposób bezpośredni będą na ogół wykorzystywane przy mniejszym zapotrzebowaniu na ochładzane powietrze [1] ÷ [7]. Do większych wydajności są natomiast bardziej predystynowane instalacje z chłodzeniem pośrednim, które mogą być usytuowane zarówno na dole, jak i na powierzchni ziemi. W tym pierwszym przypadku strumień ciepła odprowadzanego z ziębiarki jest pobierany przez strumień powietrza opuszczającego kopalnię za pośrednictwem szybu wydechowego, jak to ma miejsce w KWK HALEMBA. Mogą być również stosowane układy kombinowane, tj. układy zawierające agregaty chłodnicze częściowo na powierzchni ziemi, częściowo zaś na dole. Instalowanie urządzeń ziębniczych na powierzchni ziemi ma z punktu widzenia termodynamicznego kilka istotnych zalet. Ciepło odprowadzane w skraplaczu może być wykorzystane bądź bezpośrednio, np. do wstępnego podgrzewania wody w łaźni, bądź też za pośrednictwem pomp grzejnych. Unika się ponadto wprowadzania pod ziemię dodatkowych źródeł ciepła, lepsze są warunki chłodzenia skraplacza, jak również można stosować inny obiegowy czynnik termodynamiczny, np. taki jak przy mrożeniu górotworu [8]. Podstawową wadą instalacji naziemnej jest natomiast jej wysoki koszt.

Wydobywanie węgla z coraz niżej położonych pokładów wymagać będzie w przyszłości stosowania różnego typu urządzeń chłodniczych, w tym podobnych do badanego prototypu. Doświadczenia wynikające z eksploatacji instalacji GUC 250 P w rzeczywistych warunkach kopalnianych mają zatem istotne znaczenie.

2. Opis instalacji i układu pomiarowego

Schemat właściwego agregatu chłodniczego ma charakter elementarny. Agregat wykorzystujący freon R 22 składa się z trójstopniowej sprężarki tłokowej, skraplacza, regulacyjnego zaworu dławiącego, parowacza oraz elementów pomocniczych. Do tych ostatnich należy między innymi odolejacz, oddzielacz cieczy oraz aparatura kontrolno-pomiarowa i sterująca. Skraplacz chłodzony jest wodą krążącą w obiegu zamkniętym poprzez chłodnicę i pompę. Chłodnica wody obiegu skraplacza (CHS) współpracuje z układem trzech wentylatorów połączonych równolegle i zasysających powietrze z chłodnicy oraz z pompą wody zraszającej powierzchnię wymiany ciepła. W parowaczu ochładzana jest woda, która przepływa następnie przez chłodnicę powietrza (CHP) i pompę z powrotem do parowacza. Przed chłodnicą od strony medium ochładzanego zainstalowany jest wentylator, który przetłacza powietrze przez ten wymiennik ciepła oraz przez znajdującą się za nim lutnię. Lutniociąg doprowadza powietrze do ochładzanego stanowiska pracy, którym jest czoło przodku. W obu obiegach wodnych znajdują się przed pompami zbiorniki, przy czym zbiornik w obiegu parowacza jest typu zamkniętego, zaś w obiegu skraplacza otwarty.

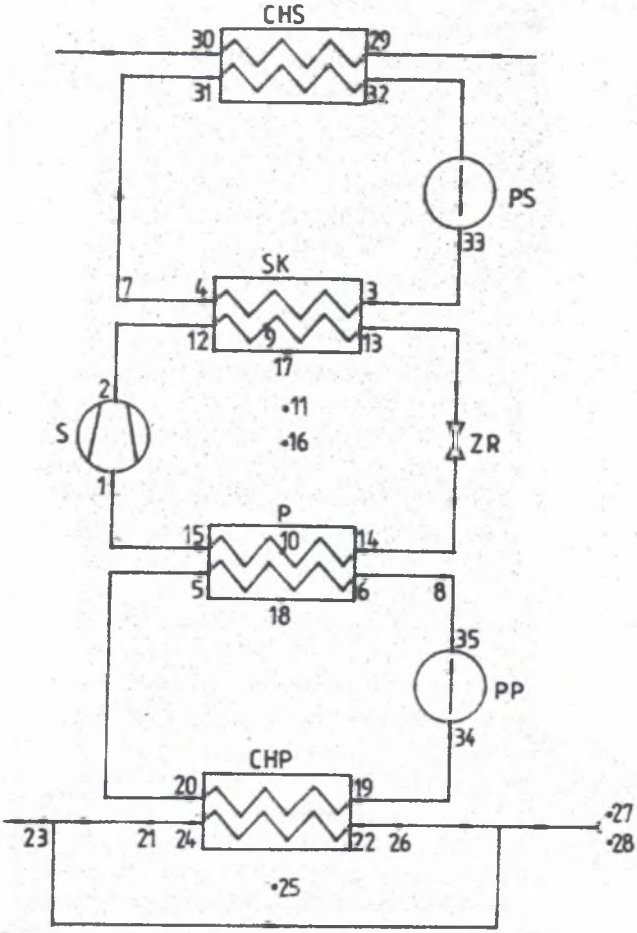
Rozpatrywana instalacja chłodnicza zawiera, jak wynika z powyższego opisu, trzy obiegi, jeden freonowy oraz dwa wodne. Tym samym oziębianie powietrza, podobnie jak i ochładzanie skraplacza, odbywa się w sposób pośredni. Pomimo elementarnego schematu samego agregatu chłodniczego cała instalacja ma pewne cechy szczególne, wynikające z charakteru jej lokalizacji. Należy do nich przede wszystkim dość znaczna długość rurociągów obu obiegów wodnych, rzędu setek metrów. Fakt ten nie tylko pociąga za sobą powstawanie stosunkowo dużych strat ciśnienia wody, ale przede wszystkim w sposób istotny zwiększa oddziaływanie cieplne rurociągów.

Rurociągi wody obiegu skraplacza są pozbawione izolacji cieplnej, a ponadto na znacznym odcinku przebiegają w przelotowym chodniku, przez który przepływa strumień powietrza o stosunkowo dużej prędkości. W rezultacie znacząca ilość ciepła jest oddawana przez instalację chłodniczą za pośrednictwem rurociągów obiegu skraplacza.

Rurociągi wody obiegu parowacza są częściowo zaizolowane, tzn. izolację termiczną ma rurociąg od parowacza do chłodnicy powietrza. Rozwiązanie takie nie jest zbyt konsekwentne, z uwagi na także relatywnie niską temperaturę wody powracającej z chłodnicy powietrza do parowacza. Ma ono uzasadnienie wówczas, gdy wskazane jest odbieranie ciepła również od chodnika, w którym przebiegają rurociągi wody obiegu parowacza. Wtedy też obudowa chłodnicy powietrza może być pozbawiona izolacji termicznej.

Inną cechą rozpatrywanej podziemnej instalacji chłodniczej, istotną z punktu widzenia termodynamicznego, jest stosunkowo duża moc napędowa wentylatorów współpracujących z każdą z dwóch chłodnic. Odgrywa to znaczną rolę zwłaszcza w przypadku chłodnicy powietrza.

W celu dokonania termodynamicznej oceny pracy urządzenia chłodniczego GUC 250 P sporządzono zestawienie 35 punktów pomiarowych, których umiejscowienie pokazane jest na rys. 1. Punkty 1, 2, 9÷11, 25 i 35-35 dotyczą pomiaru ciśnienia, w miejscach 3÷6, 12÷22, 27 i 29÷32 planowano określanie temperatury, punkty pomiaru strumienia wody oraz powietrza mają numery 7 i 8 oraz 24, w miejscach 23, 26 i 28 przewidziano zaś wyznaczanie wilgotności powietrza. W praktyce wystąpiła konieczność zrezygnowania z kilku mniej istotnych pomiarów, a mianowicie z pomiarów oznaczonych cyframi 12÷14, 17 i 18, zaś parametry w punktach 11 i 23-28 wyznaczał zespół pracowników Głównego Instytutu Górnictwa. Dokonywano natomiast dodatkowo odczytów natężenia prądu pobieranego przez silniki elektryczne napędzające maszyny robocze wchodzące w skład instalacji chłodniczej. Maszyny te to: sprężarka, pompy wody obiegu parowacza, skraplacza i wody zraszającej CHS, wentylator przed CHP oraz 3 wentylatory CHS. Dokonywano również odczytów parametrów termicznych w kilku dodatkowych punktach pomiarowych, np. temperatury wody bezpośrednio przy pompie obiegu parowacza i temperatury ochładzanego powietrza przed wentylatorem oraz nadciśnienia powietrza w charakterystycznych punktach.



Rys. 1. Schemat instalacji oraz umiejscowienie punktów pomiarowych CHS - chłodnica wody obiegu skraplacza, PS - pompa wody obiegu skraplacza, SK - skraplacz, S - sprężarka, ZR - zawór regulacyjny, P - parowacz, PP - - pompa wody obiegu parowacza, CHP - chłodnica powietrza

Fig. 1. Installation scheme and measurement points placement

Na rysunku 1 jest zaznaczony kanał obejściowy powietrza przy chłodnicy CHP. W czasie przeprowadzania pomiarów kanał ten był zamknięty, a zatem cały strumień powietrza sprężonego w wentylatorze przepływał przez chłodnicę CHP.

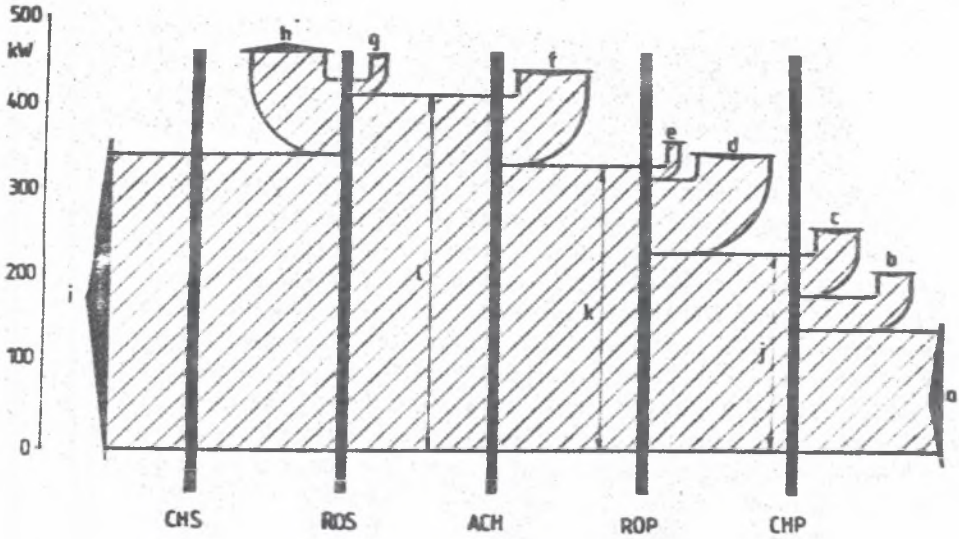
3. Wyniki pomiarów

Jak już uprzednio wspomniano, pomiary były dokonywane w rzeczywistych warunkach pracy urządzenia chłodniczego, podczas jego normalnej eksploatacji. Wyniki badań cechują się w związku z tym niezbyt dużą dokładnością, a zatem dostarczają informacji o charakterze szacunkowym. Na orientacyjne znaczenie otrzymanych rezultatów wpływają głównie dwa aspekty. Odczytów nie można było dokonywać równocześnie we wszystkich, oddalonych od siebie nieraz o kilkaset metrów punktach z uwagi na obowiązujące w kopalni przepisy. Nie było również możliwości kilkakrotnego powtarzania pomiarów w pewnych odstępach czasu. Dodatkowo w pracy urządzenia GUC 250 P występowały zakłócenia zarówno o charakterze "mikro" jak i "makro". Te pierwsze nie miały tak istotnego znaczenia jak zakłócenia typu "makro", powodowane np. wyłączaniem na pewien czas urządzenia lub przerwami w pracy pompy wody obiegu skraplacza. Przerwy te wywoływały, z pewnym opóźnieniem czasowym, zmiany temperatur we wszystkich trzech obiegach. Uzyskanie stanu w pełni ustalonego w takich przypadkach wymagało dość długiego czasu. Ponieważ momenty przeprowadzania pomiarów były ustalane wcześniej, nie zawsze istniała możliwość dokonywania odczytów w stanie ściśle ustalonym. Drugim powodem niezbyt dużej dokładności otrzymywanych wyników był rodzaj wykorzystywanej aparatury pomiarowej. Największą dokładnością cechowały się pomiary strumieni wody dokonywane za pomocą klasycznych kryz ISA. Kryzy te, o średnicach wyznaczonych w Instytucie Techniki Cieplnej Politechniki Śląskiej, zostały zamontowane specjalnie dla potrzeb prezentowanych badań. Pomiary temperatur 5, 15,16, 19÷22 i 29÷32 oraz powietrza przed wentylatorem CHP wykonywano za pomocą termometrów rtęciowych o dokładności odczytu 0,1 K. Pomiaru pozostałych temperatur dokonywano za pomocą mierników zainstalowanych przez producenta. Mierniki te, z wyjątkiem dodatkowego termometru rtęciowego przy pompie wody obiegu parowacza, dostarczały informacji nie w pełni wiarygodnych. Temperatura wody odczytana w punkcie 6 była np. niższa od zmierzonej dodatkowym termometrem temperatury wody bezpośrednio przy pompie, mimo wnikania ciepła z otoczenia. Również wskazania mierników ciśnienia nie były zbyt dokładne i też czasem sprzeczne. Uzyskiwano np. wyższe wartości ciśnienia freonu w skraplaczu niż bezpośrednio za sprężarką lub niższe ciśnienia w parowaczu niż przy dopływie do sprężarki. Dodatkowym utrudnieniem były stosunkowo częste awarie przyrządów pomiarowych.

Pomiary przeprowadzano w dwóch seriach - na wiosną i jesienią 1984 roku. Pomiary pierwszej serii zawierają trzy zestawy w miarę kompletnych danych, drugiej zaś dwa. Druga seria nie dostarczyła jednak informacji zasługujących na analizę, gdyż dotyczyła ona okresu wadliwego działania agregatu chłodniczego. Wynikało to z niewłaściwej pracy zaworu regulacyjnego, którego awaria została usunięta już po zakończeniu pomiarów.

Znajomość najważniejszych parametrów termodynamicznych pracy instalacji chłodniczej umożliwia wykonanie wykresów obrazujących najistotniejsze strumienie energii. Przykład takiego wykresu dla pierwszej serii pomiarowej po-

kazano na rys. 2, Na rysunku tym a oznacza spadek netto entalpii strumienia powietrza w układzie chłodnica - wentylator, b jest zaś częścią elektrycznej mocy napędowej wentylatora przed chłodnicą CHP, związaną z przetłacza-



Rys. 2. Przykładowy uproszczony wykres bilansów energii
CHS - chłodnica wody obiegu skraplacza, ROS - rurociągi wody obiegu skraplacza, ACH - właściwy agregat chłodniczy, ROP - rurociągi wody obiegu parowacza, CHP - chłodnica powietrza

Fig. 2. Examplary simplified graph of energy balances

niem powietrza przez ten wymiennik. Strumień energii b wyznaczano jako iloczyn całkowitej elektrycznej mocy napędowej wentylatora przed chłodnicą powietrza oraz stosunku spadku ciśnienia powietrza w chłodnicy i całkowitego przyrostu ciśnienia powietrza w wentylatorze. Wentylator bowiem przetłacza powietrze nie tylko przez chłodnicę CHP, lecz również przez przewód powietrzny łączący chłodnicę powietrza z ochładzanym stanowiskiem. Ponieważ przewód ten istniałby również, gdyby instalacji chłodniczej nie było, zatem mocy napędowej wentylatora związanej z przetłaczaniem powietrza przez lutnię nie należy rozpatrywać przy analizie cieplnej pracy samej instalacji chłodniczej. Strumień b oznacza moc elektryczną a nie wewnętrzną, gdyż cały zespół wentylator - łożyska - silnik elektryczny znajduje się w strumieniu powietrza doprowadzanego do chłodnicy. Suma mocy a + b oznacza całkowity strumień ciepła odbieranego od powietrza w chłodnicy CHP. Symbol c dotyczy stru-

mienia ciepła przenikającego przez ściany chłodnicy, a zatem suma j = a + + b + c jest całkowitym strumieniem ciepła pobieranego przez wodę w chłodnicy CHP. Moc j powiększona o strumień ciepła d przenikającego do wody w rurociągach obiegu parowacza oraz o wewnętrzną moc napędową e pompy wody przed parowaczem daje strumień ciepła k oddawanego przez wodę w parowaczu. Strumień ten jest z dużą dokładnością równy strumieniowi ciepła pobieranego przez freon. Suma strumienia k oraz wewnętrznej mocy napędowej sprężarki f daje z dobrym przybliżeniem strumień ciepła oddawanego przez freon w skraplaczu oraz strumień ciepła l pobieranego przez wodę w tym wymienniku. Strumień l powiększony o wewnętrzną moc napędową g pompy wody obiegu skraplacza jest sumą strumienia ciepła h oddawanego w rurociągach oraz strumienia i odprowadzanego w chłodnicy wody.

Podobne wykresy strumieni energii otrzymano dla innych przypadków pierwszej serii pomiarów. W czasie realizacji drugiej serii chłodnica powietrza CHP była odsunięta o dalszych kilkaset metrów od miejsca usytuowania samego agregatu chłodniczego. Nastąpiło przy tym nie tylko wydłużenie rurociągów obiegu parowacza, ale również zwiększenie współczynnika wnikania ciepła do tych rurociągów. Powodem tego była zmiana charakteru chodnika, w którym przebiegają omawiane rurociągi, z nieprzelotowego na przelotowy. Jednym z celów pomiarów było zbadanie efektów tych zmian. Niestety, z uprzednio podanych przyczyn zamiar ten został zrealizowany.

Pomiary pierwszej serii dostarczyły wielu informacji o charakterze szczegółowym. A oto ważniejsze spośród nich:

- Parametry wody w obiegu parowacza były bardzo zbliżone do przewidzianych. Nieco większe odchylenia występowały w obiegu skraplacza, gdzie temperatury wody były nieco niższe od zakładanych. Wynikało to prawdopodobnie z korzystniejszych od przyjętych w założeniach projektowych warunków chłodzenia wody obiegu skraplacza.
- Strumienie wody w obu obiegach były wyraźnie wyższe od nominalnych i zbliżone do maksymalnych. Wydłużenie rurociągów obiegu parowacza przed drugą serią pomiarów w znikomym stopniu zmniejszyło strumień wody w tym obiegu.
- Elektryczne moce napędowe silników napędzających elementy instalacji chłodniczej były, z dwoma wyjątkami, bliskie przewidywanym. Trochę wyższa była moc napędowa pompy wody obiegu parowacza, co się wiązało z nieco obniżoną jej sprawnością. Znacznie mniej korzystnie kształtowała się sytuacja w przypadku wentylatora współpracującego z chłodnicą powietrza. Całkowita sprawność tego wentylatora w chwili przeprowadzania pomiarów zilustrowanych rysunkiem 2 wynosiła 25%, w pozostałych zaś przypadkach była jeszcze niższa. Tym samym stosunkowo dużą wartość miała elektryczna moc napędowa. Ponieważ otrzymane wartości sprawności wentylatora były niezbyt wiarygodne, jego moc napędową wyznaczono nie tylko za pomocą pomiaru natężenia prądu, lecz również z bilansu energii. Określenie przyrostu energii strumienia powietrza potwierdziło rezultaty uzyskane z pomiaru elektrycznego. Istnienie

dużej mocy napędowej wentylatora współpracującego z chłodnicą powietrza jest szkodliwe nie tylko dlatego, że zwiększa się całkowite zużycia energii przez urządzenie chłodnicze. Przede wszystkim mała sprawność wentylatora chłodnicy CHP w widocznym stopniu niweczy efekt działania instalacji chłodniczej.

- Strumień ciepła pobieranego przez wodę w chłodnicy powietrza był w przypadku pokazanym na rys. 2 zgodny z wartością projektowaną, w pozostałych zaś sytuacjach pierwszej serii pomiarów miał nieznacznie mniejszą wartość.

- Strumień ciepła przekazywanego do parowacza był zgodny z charakterystyką agregatu i wyraźnie wyższy od założonego. Wynikało to z mniejszej różnicy temperatury skraplania i parowania freonu niż w założeniach projektowych. Równocześnie wyższy od przewidywanego był strumień ciepła dopływającego do wody w rurociągach obiegu parowacza.

- Całkowity współczynnik netto efektywności procesu ochładzania powietrza wynosił dla sytuacji pokazanej na rys.2 0,75, w pozostałych zaś przypadkach pierwszej serii pomiarów był zbliżony do 1. Współczynnik ten jest ilorazem strumienia ciepła a odbieranego netto od powietrza oraz sumy elektrycznych mocy napędowych wymienionych uprzednio maszyn sprężających. Wahania rozpatrywanego współczynnika efektywności wynikały głównie ze zmiany mocy napędowych wentylatorów. Współczynnik netto efektywności chłodzenia ma znaczenie pomocnicze, tym niemniej powinien być on brany pod uwagę, zwłaszcza w warunkach pracy kopalni. Wzrost mocy elektrycznej potrzebnej do odbierania netto jednostkowego strumienia ciepła od powietrza jest bowiem w tym przypadku podwójnie szkodliwy. Zwiększa się zużycie energii elektrycznej, a ponadto następuje wzrost mocy dodatkowych źródeł ciepła instalowanych pod ziemią.

- Współczynnik efektywności obiegu ziębiarki, równy stosunkowi strumienia ciepła oddawanego przez wodę w parowaczu i wewnętrznej mocy napędowej sprężarki, wynosił w czasie pierwszej serii badań ok. 4,5. Jak widać, jest to wartość kilkakrotnie wyższa od wartości całkowitego współczynnika netto efektywności procesu ochładzania powietrza.

4. Uwagi końcowe i wnioski

Podstawowy wniosek o charakterze ogólnym, dotyczący jakości pracy agregatu i całego urządzenia chłodniczego, sprowadza się do stwierdzenia, iż sam agregat działał, zgodnie z przewidywaniami, w pracy całej instalacji, natomiast niespodziewanie dużą rolę odgrywały efekty dodatkowe. Jeden z nich, a mianowicie stosunkowo duży strumień ciepła oddawanego przez rurociągi obiegu skraplacza, miał pozytywny wpływ. Pozostałe jednak negatywnie oddziaływały na końcowy rezultat pracy całego urządzenia chłodniczego. Wyraźnie ilustruje to rys. 2. Ostateczny efekt chłodzenia, czyli strumień ciepła a odbierany netto od powietrza, był w sposób widoczny mniejszy od

strumienia ciepła k pochłanianego przez freon w parowaczu. Dodatkowym czynnikiem, obniżającym skuteczność działania urządzenia chłodniczego, były nieszczelności w przewodzie powietrznym pomiędzy chłodnicą CHP i oziębianym przodkiem. Przewód ten jednak jest oddzielnym elementem, nie będącym częścią składową urządzenia chłodniczego.

Obniżenie efektu końcowego, który stanowi strumień ciepła e, nie jest świadectwem niewłaściwego zainstalowania lub eksploatacji urządzenia chłodniczego, lecz wynika w znacznej mierze ze specyfiki jego działania. W dodatku, jak już uprzednio wspomniano, strumienie ciepła wnikającego do rurociągów obiegu parowacza oraz do powierzchni chłodnicy powietrza mogą również być w pewnych przypadkach efektem użytecznym. Bardzo istotną rzeczą jest zatem dokładne uwzględnienie w fazie projektowania przyszłych warunków pracy instalacji, jak również możliwie precyzyjne dobranie pomocniczych urządzeń sprężających współpracujących z agregatem chłodniczym.

W czasie przeprowadzania pomiarów nasunęła się dość istotna, chociaż nie wynikająca z dokonanych odczytów, uwaga. Dotyczy ona aparatury kontrolno-pomiarowej. Aparatura ta dość często ulegała uszkodzeniom, a część wskazań była niezbyt dokładna. Ponadto byłoby rzeczą celową, w przypadku urządzeń tego typu jak GUC 250 P, fabryczne zamontowanie przepływomierzy oraz dodatkowych termometrów lub ewentualnie pozostawienie większej liczby miejsc przystosowanych do instalowania termometrów rtęciowych.

LITERATURA

[1] Bystroń H., Jańczyk W., Markefka P.: Sposoby dziębiania powietrza w kopalniach głębokich. Chłodnictwo 8-9, 1976.

[2] Bystroń H., Maciejewska-Sołtys W.: Stosowanie przodkowych ziębiarek górniczych typoszeregu WK-120 S w drążowych wyrobiskach górniczych, Chłodnictwo 8-9, 1976.

[3] Frycz A.: Klimatyzacja kopalń, "Śląsk", Katowice 1981.

[4] Frycz A.: Maszyny klimatyzacyjne w górnictwie, Przegląd Górniczy 5, 1960.

[5] Frycz A., Frączek R.: Możliwości stosowania maszyn klimatycznych ze skróconym obiegiem wody. Chłodnictwo 8-9, 1976.

[6] Hamm E.: Mine Air - Conditioning Systems Using Central Refrigeration Plants in the German Coal Mining Industry, Symposium Methane, Climate, Ventilation in the Coalmines of the European Communities, Luxembourg, 1980.

[7] Mikołajczyk W.: Wpływ rozmieszczenia urządzeń chłodniczych w kopalniach na efektywność poprawy klimatu. Chłodnictwo 8-9, 1976.

[8] Składzień J.: Analiza cieplna i ekonomiczna mrożenia górotworu. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., s. Energetyka z. 78, Gliwice 1981.

Recenzent:
doc dr hab. inż. Leon Troniewski

Wpłynęło do Redakcji w sierpniu 1985

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕКОТОРЫХ ЭКСПЛОАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ГОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Р е з ю м е

В работе представлены результаты измерений горной холодильной установки, которая помещена в шахте Галемба - уровень 1030 м. Сделаны выводы и построен график энергетического баланса.

PRELIMINARY INVESTIGATIONS OF CHOSEN OPERATING DATA OF A MINING REFRIGERATING MACHINE

S u m m a r y

Results of measurements of a mining refrigerating machine, installed on the level of 1030 m in the Halemba mine are presented. The conclusions are illustrated by the energy balance diagram.