

Vyacheslav PISAREV¹
Dorian CZARNIECKI²

SYSTEM KLIMATYZACJI CENTRALNEJ ZE STROPAMI CHŁODZĄCYMI I GRUNTOWYM WYMIENNIKIEM CIEPŁA

Dynamiczny rozwój cywilizacyjny człowieka wraz z szybkim wzrostem liczby urządzeń przyspieszających i ułatwiających pracę oraz umilających odpoczynek (komputery, drukarki, dodatkowe oświetlenie itp.) emitujących ciepło oraz zmiany w technologii budowlanej przyczyniające się do skuteczniejszej izolacji powodują znaczny wzrost obciążeń cieplnych w pomieszczeniach. Efektem tego zjawiska jest wzrost obciążeń chłodniczych, co w przypadku zastosowania tradycyjnych systemów klimatyzacyjnych przyczynia się do przewymiarowania instalacji i spadku komfortu cieplnego w pomieszczeniach w wyniku wysokich prędkości i gradientów temperatury. Aby tego uniknąć, oddzielono funkcję chłodzenia realizowanego poprzez powierzchnie chłodzące w pomieszczeniu od klimatyzacji realizowanej przez oddzielny system. Stropy chłodzące zintegrowane z systemami wentylacji i klimatyzacji są coraz chętniej i powszechniej stosowane w obiektach, gdzie pojawia się nadmierna ilość zysków ciepła jawnego w pomieszczeniach. Sufity chłodzące działają przez ochłodzenie widocznej powierzchni stropu. Ochłodzone powierzchnie stropu odbierają ciepło od ludzi, przedmiotów, ścian pomieszczenia oraz powietrza przez promieniowanie i naturalną konwekcję (ruch powietrza wywołany wyłącznie różnicą gęstości). Odebrane ciepło zostaje następnie odtransportowane przez wodę stanowiącą czynnik chłodzący [1]. Opracowano metodę projektowania systemu klimatyzacji ze stropami chłodzącymi i gruntowo-powietrznym rurowym wymiennikiem ciepła. Metodę projektowania opisano przykładem obliczeniowym oraz przedstawiono wyniki obliczeń na wykresach $i-x$ powietrza wilgotnego dla okresu letniego.

Słowa kluczowe: klimatyzacja, strop chłodzący, gruntowo-powietrzny wymiennik ciepła

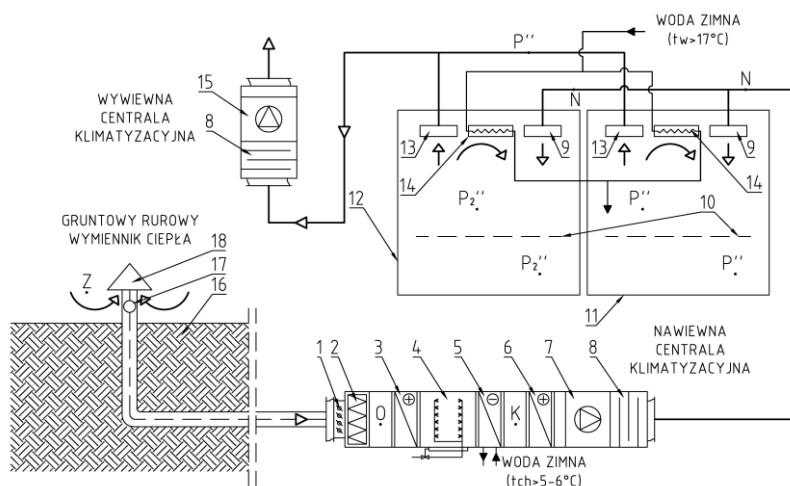
¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Vyacheslav Pisarev, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 6, 35-029 Rzeszów, tel. (17) 8651946, pisarev@prz.edu.pl

² Dorian Czarniecki, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 6, 35-029 Rzeszów, tel. 886399431, dorian.czarniecki@interia.pl

1. Zasady projektowania systemu klimatyzacji scentralizowanej dla okresu letniego

Strop chłodzący uzupełnia pracę instalacji klimatyzacyjnej. Współpraca ta jest bardzo efektywna – strop chłodzący odbiera zyski ciepła jawnego, natomiast system klimatyzacji reguluje warunki wilgotnościowe oraz zapewnia niezbędną czystość powietrza. W układzie tym urządzenie klimatyzacyjne jest stosunkowo niewielkie i powinno dostarczyć objętościowy strumień powietrza od 20 do 50 m³/h na osobę w zależności od sposobu użytkowania pomieszczenia [2].

Schemat systemu klimatyzacji centralnej współpracującej z gruntowo-powietrznym rurowym wymiennikiem ciepła oraz stropami chłodzącymi przedstawia rys. 1. Powietrze zewnętrzne pobierane przez czerpnię gruntową (18, rys. 1.) trafia do gruntowego rurowego wymiennika ciepła (16, rys. 1.), gdzie ulega ochłodzeniu przez wykorzystanie stałej temperatury gruntu. Jest to korzystne, ponieważ mniejsza temperatura powietrza latem zwiększa odczucie komfortu oraz poprawia jakość powietrza w klimatyzowanych pomieszczeniach. Strop chłodzący (14, rys. 1.) ochładza powietrze wewnętrzne cyrkulujące w pomieszczeniach (11 i 12, rys. 1.). Powietrze po gruntowo-powietrznym wymienniku ciepła (16, rys. 1.) w ilości niezbędnego strumienia objętościowego, zalecanego ze względów higienicznych do zapewnienia odczucia komfortu i świeżości, przepływa przez centralę klimatyzacyjną, gdzie jest uzdatnianie i nawiewane przez nawiewniki (9, rys. 1.) do pomieszczeń (11 i 12, rys. 1.), w których strumień ten miesza się ze strumieniem powietrza wewnętrznego.



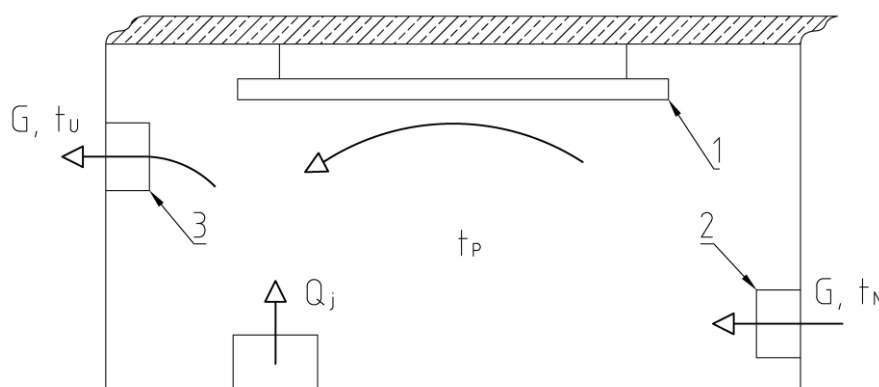
Rys. 1. Scentralizowany system klimatyzacji z gruntowo-powietrznym rurowym wymiennikiem ciepła oraz stropami chłodzącymi dla okresu letniego

Fig. 1. A centralized air-conditioning system of ground-air heat exchanger tube and chilled ceilings for the summer period

Na rysunku 1. przyjęto następujące oznaczenia: 1 – przepustnica powietrza zewnętrznego, 2 – filtr powietrza zewnętrznego, 3 – pierwsza nagrzewnica wodna powietrza, 4 – komora nawilżania parowego, 5 – chłodnica powietrza, 6 – druga nagrzewnica wodna powietrza, 7 – wentylator nawiewny, 8 – tłumik szumu, 9 – nawiew powietrza, 10 – strefa przebywania ludzi, 11 – pomieszczenie nr 1, 12 – pomieszczenie nr 2, 13 – wywiew powietrza, 14 – strop chłodzący, 15 – wentylator wywiewny, 16 – gruntowo-powietrzny rurowy wymiennik ciepła, 17 – rewizja, 18 – czerpnia gruntowa.

Temperaturę powietrza nawiewanego do pomieszczenia z centrali klimatyzacyjnej t_N określa się według warunków napływu powietrza z nawiewników (typ nawiewników, sposób wentylacji itp.). Wcześniej określa się różnicę temperatury nawiewu t_N i wywiewu powietrza t_U z pomieszczenia ($t_U - t_N$) odpowiednio do sposobu wentylacji [2]. Na rysunku 2. przedstawiono schemat przepływu i ruchu powietrza w pomieszczeniu. Punkty stanu powietrza na schemacie systemu klimatyzacji (rys. 1.) Z, O, K, N, P" odpowiadają punktom stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego.

Na rysunku 2. przyjęto następujące oznaczenia: 1 – strop chłodzący, 2 – nawiewnik powietrza, 3 – wywiewnik powietrza, G – powietrze nawiewane do pomieszczenia, t_p , t_N , t_U – wartości temperatury odpowiednio: w pomieszczeniu, powietrza nawiewanego i wywiewanego.



Rys. 2. Schemat przepływu i ruchu powietrza w pomieszczeniu dla okresu letniego

Fig. 2. Flow diagram and air movement in the room for the summer period

Minimalna temperatura powietrza strumienia wewnętrznego po ochłodzeniu przez strop chłodzący zmienia się w granicach $19\div 21^{\circ}\text{C}$ (średnia temperatura wody zasilania stropu wynosi ok. $17\div 18^{\circ}\text{C}$) [2]. Różnica temperatury między powietrzem strefy górnej i strefy przebywania ludzi nie występuje (temperatura powietrza nie zmienia się wraz ze wzrostem wysokości pomieszczenia). Wywiew powietrza odbywa się ze strefy górnej.

Ochładzając powietrze w pomieszczeniu klubu studenckiego przez stropy chłodzące bez realizacji jego osuszania, można zapisać równanie bilansu wilgoci w pomieszczeniu [2]:

$$W = G \cdot x_U - x_N \cdot \rho \quad \frac{\text{g}}{\text{s}} \quad (1)$$

gdzie: W – zyski wilgoci w pomieszczeniu klubu studenckiego [g/s],

x_U – zawartość wilgoci w powietrzu wywiewanym [g/kg],

x_N – zawartość wilgoci w powietrzu nawiewanym [g/kg],

ρ – gęstość powietrza [kg/m^3] $\rightarrow \rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

Zawartość wilgoci w powietrzu wywiewanym można określić z przekształconego wzoru (1):

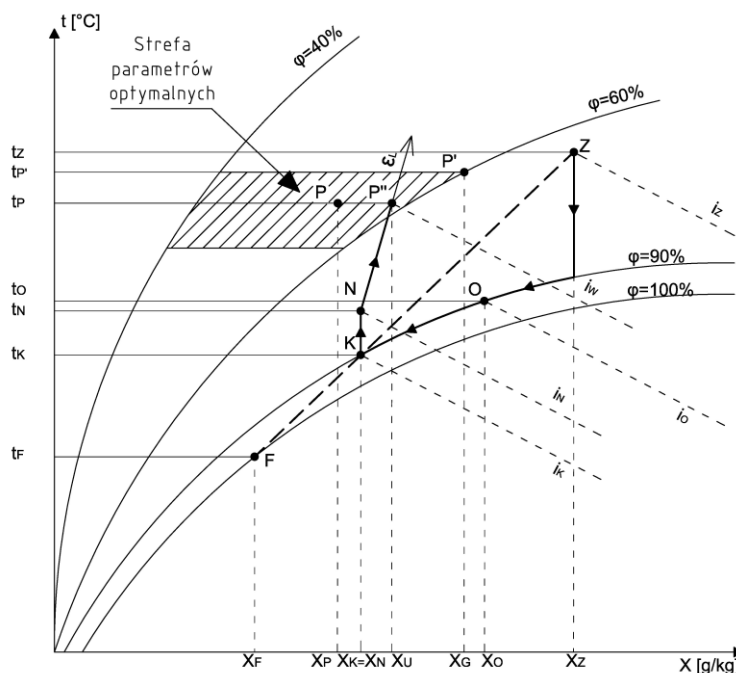
$$x_U = x_N + \frac{W}{G \cdot \rho} \quad \frac{\text{g}}{\text{kg}} \quad (2)$$

Uzdatniając powietrze w komorach zraszania centrali klimatyzacyjnych lub w chłodnicach powierzchniowych, pojawia się minimalna zawartość wilgoci x_F (rys. 3.), jaką można osiągnąć. Wynika to z możliwości zamrażania wody wpływającej do uzdatniania powietrza przy jej uzdatnianiu w instalacji chłodniczej oraz właściwości termodynamicznych powietrza. Aby ocenić możliwość realizacji systemu klimatyzacji z centralą klimatyzacyjną i stropami chłodzącymi, na przykładzie obliczeniowym po metodzie [2] opracowano procesy uzdatniania powietrza na wykresach i - x powietrza wilgotnego.

Dane wyjściowe: okres letni, strefa klimatyczna III

- a) parametry powietrza zewnętrznego według normy PN-76/B-03420 [3]:
 - temperatura powietrza na termometrze suchym – t_z [°C],
 - wilgotność względna – φ_L [%],
 - entalpia właściwa powietrza – i_L [kJ/kg],
 - zawartość wilgoci – x_n [g/kg],
- b) parametry powietrza wewnętrznego w pomieszczeniu przyjęto w celu zapewnienia komfortu cieplnego według normy PN-78/B-03421 [4]; w strefie przebywania ludzi należy utrzymać na odpowiednim poziomie:
 - temperaturę powietrza wewnętrznego – t_P [°C],
 - wilgotność względną – φ_P [%],
- c) parametry technologiczne:
 - zyski ciepła całkowitego – ΔQ_C [kW],
 - zyski ciepła jawnego – Q_J [kW],
 - zyski wilgoci – W [kg/h],
 - niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości [m^3/h].

Na rysunku 3. przyjęto następujące oznaczenia: P' – stan powietrza, który określa stan górny strefy parametrów optymalnych dla okresu ciepłego, P – zakładane parametry powietrza w pomieszczeniu, P'' – rzeczywiste parametry powietrza w pomieszczeniu, F – stan kresu możliwości ochładzania powietrza w chłodnicy powierzchniowej (5, rys. 1.).



Rys. 3. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego systemu klimatyzacji scentralizowanej ze stropami chłodzącymi i gruntowo-powietrznym rurowym wymiennikiem ciepła w okresie letnim (nie występuje różnica temperatury między powietrzem strefy górnej i strefy przebywania ludzi)

Fig. 3. The course of changes of air in the chart $h-x$ humid air conditioning system centralized with chilled ceilings and ground-air heat exchanger tube during the summer (there is no temperature difference between the air and the upper zone of the occupied zone)

Na wykres $i-x$ powietrza wilgotnego (rys. 3.) nanosi się punkty odpowiadające parametrom stanu powietrza: zewnętrznego – punkt Z i wewnętrznego – punkt P [2]. Założono, że powietrze jest wywiewane z pomieszczenia o parametrach w punkcie P . Następnie zakłada się temperaturę t_o [°C] (punkt O) strumienia powietrza nawiewanego po wyjściu z gruntowo-powietrznego wymiennika ciepła (16, rys. 1.), w którym powietrze jest ochładzane.

Temperatura, do jakiej możliwe jest ochłodzenie latem powietrza w GWC, jest zależna od tzw. izoterm gruntu w sąsiedztwie wymiennika. Wartości izoterm są uzależnione od głębokości i pory roku. Przykładowo, na głębokości ok. 1,5 m (typowa dla rurowych GWC) wartość ta waha się w granicach od $+2^{\circ}\text{C}$ zimą do $+16^{\circ}\text{C}$ latem według zaleceń producentów rurowych gruntowych wymienników ciepła [5].

W celu otrzymania punktu O w pierwszej kolejności prowadzi się prostą $x_Z = \text{const}$ do miejsca przecięcia się z linią $\varphi = 90\%$, a następnie wzdłuż linii $\varphi = 90\%$ do miejsca przecięcia się z prostą $t_O = \text{const}$.

Punkt F określa średnią temperaturę na ściankach chłodnicy powierzchniowej. Zakłada się temperaturę na powierzchni chłodnicy t_F [$^{\circ}\text{C}$]. Temperatura t_F leży w strefie temperatury powyżej $7\div 8^{\circ}\text{C}$, co jest ograniczone temperaturą, która panuje w instalacji chłodniczej. Punkt F na wykresie i - x powietrza wilgotnego naniesiono w miejscu przecięcia się linii $t_F = \text{const}$ i $\varphi = 100\%$. Następnie łączy się punkty Z i F ; na linii ZF określa się punkt stanu powietrza zewnętrznego (punkt K) po przejściu przez gruntowo-powietrzny rurowy wymiennik ciepła oraz po uzdatnieniu w chłodnicy powierzchniowej (jako wariant). Ochłodzenie powietrza (punkt O) wskutek krótkiego czasu przechodzenia strumienia powietrza przez wymiennik ciepła na całej jego powierzchni nigdy nie będzie wynosiło 100% , z tego też względu przyjęto 90% . Założono, że do temperatury t_k w procesie OK strumień powietrza jest ochładzany w chłodnicy powietrza (5, rys. 1.). Stąd określa się położenie punktu K , który będzie leżał na przecięciu linii łączącej punkty F i Z oraz linii $\varphi = 90\%$.

Określając stan powietrza nawiewanego – punkt N ($x_N = x_K$), uwzględniono minimalną temperaturę powietrza nawiewanego. Punkt ten leży na przecięciu się linii $x_K = \text{const}$ i izoterm t_N [$^{\circ}\text{C}$] obliczonej ze wzoru:

$$t_N = t_K + \Delta t \quad ^{\circ}\text{C} \quad (3)$$

gdzie Δt – przyrost temperatury spowodowany ogrzewaniem się powietrza w przewodach i wentylatorze. Przyrost temperatury Δt można orientacyjnie określić na $1\div 1,5^{\circ}\text{C}$ [2]. Jednak w rzeczywistości przyrost tej temperatury należy każdorazowo obliczyć.

Punkt N umiejscawia się na przecięciu linii $t_N = \text{const}$ i $x_N = x_K = \text{const}$. Następnie sprawdza się możliwość rozdziału temperatury powietrza nawiewanego G w ilości niezbędnego strumienia objętościowego powietrza zewnętrznego, zalecanego ze względów higienicznych do zapewnienia odczucia komfortu i świeżości dla danego pomieszczenia z temperaturą t_N w pomieszczeniu. W znacznym stopniu możliwość rozdziału powietrza określa się typem nawiewników. Jeżeli przy danej temperaturze t_N nie można zapewnić warunków komfortu w strefie pracy, to trzeba przyjmować większą wartość temperatury t_N . W centrali klimatyzacyjnej należy uwzględnić drugą nagrzewnicę [2].

Korzystając ze wzoru (2), sprawdza się, czy nastąpi asymilacja zysków wilgoci W [g/kg] w pomieszczeniu przy udziale przyjętej ilości powietrza nawiewanego G [m³/h] z centrali klimatyzacyjnej. Jeżeli otrzymana wartość x_U (x_P) jest mniejsza od maksymalnej możliwej zawartości wilgoci powietrza wewnętrznego x_G w pomieszczeniu, odpowiadającego punktowi górnemu P' strefy parametrów optymalnych dla okresu ciepłego, to rozpatrywany system klimatyzacji będzie spełniał swoje zadanie. Jeżeli otrzymana wielkość $x_U > x_G$, to oznacza, że ilość powietrza uzdatnionego w centrali klimatyzacyjnej nie jest wystarczająca do asymilacji zysków wilgoci w pomieszczeniu. W rozpatrywanym przypadku, w sytuacji zastosowania stropu chłodzącego wykorzystanie systemu klimatyzacji pomieszczenia nie jest możliwe lub do spełnienia tego warunku trzeba zwiększyć przepływ strumienia powietrza zewnętrznego [2].

Na podstawie wykresu i - x powietrza wilgotnego określa się wydajność chłodnicy powierzchniowej (5, rys. 1.) centrali klimatyzacyjnej:

$$Q_{CH} = G \cdot \rho \cdot i_O - i_K \quad \text{kW} \quad (4)$$

gdzie: i_O – entalpia właściwa powietrza zewnętrznego po przejściu przez gruntowy rurowy wymiennik ciepła [kJ/kg] (wartość odczytana z rys. 3.),
 i_K – entalpia właściwa powietrza na końcu chłodnicy powierzchniowej [kJ/kg] (wartość odczytana z rys. 3.).

Następnie uściśla się położenie nowego (rzeczywistego) punktu stanu powietrza w pomieszczeniu – punktu P'' . Leży on na przecięciu linii $x_U = \text{const}$ i $t_P = \text{const}$. Na podstawie wykresu i - x powietrza wilgotnego określa się współczynnik kierunkowy zmiany stanu powietrza ε w pomieszczeniu, łącząc punkty N i P'' . Według skali współczynników kierunkowych przemiany stanu powietrza ε określa się wielkość tego współczynnika dla warunków danego pomieszczenia [2].

Następnie określa się ilość ciepła $Q_{C'}$, które przyjmuje powietrze nawiewane:

$$Q_{C'} = \varepsilon \cdot W \quad \text{kW} \quad (5)$$

gdzie: ε – współczynnik kierunkowy przemiany stanu powietrza [kJ/kg],
 W – zyski wilgoci [kg/s].

Oblicza się ilość ciepła pozostałego do przyjęcia przez stropy chłodzące, korzystając ze wzoru:

$$Q = Q_C - Q_{C'} \quad \text{kW} \quad (6)$$

gdzie $Q_{C'} < Q_C$.

Wielkość Q to pozostałe ciepło jawne. Z katalogów według wskazówek producentów dobiera się stropy chłodzące i pozostały osprzęt systemu klimatyzacji.

Oblicza się moc chłodniczą w gruntowo-powietrznym rurowym wymienniku ciepła (16, rys. 1.), korzystając ze wzoru:

$$Q_G = G \cdot i_z - i_o \cdot \rho \quad \text{kW} \quad (7)$$

Gruntowo-powietrzny rurowy wymiennik ciepła stosowany w niewielkich instalacjach pozwala na pozyskanie z gruntu energii o mocy 30÷70 W z jednego metra bieżącego kanału [6]. Długość gruntowego-powietrznego rurowego wymiennika ciepła (16, rys. 1.) wyznacza się ze wzoru:

$$L = \frac{Q_G}{q_j} \quad \text{m} \quad (8)$$

gdzie: Q_G – moc chłodnicza wymiennika gruntowego [W],

q_j – ilość energii pozyskanej z gruntu z jednego metra bieżącego kanału [W/m].

2. Przykładowe rozwiązanie systemu klimatyzacji scentralizowanej

Przedmiotem niniejszego opracowania jest projekt wstępny systemu klimatyzacji w klubie studenckim z wykorzystaniem gruntowo-powietrznego rurowego wymiennika ciepła oraz stropów chłodzących. Założono, że do zadań instalacji klimatyzacyjnej będzie należeć utrzymanie w klubie studenckim stałej temperatury powietrza na poziomie $t_p = 23^\circ\text{C}$ i wilgotności względnej $\varphi = 50\%$, niezależnie od sezonów eksploatacji (zarówno latem i zimą, jak i w okresach przejściowych). Prędkość ruchu powietrza w strefie przebywania ludzi nie może przekraczać 0,3 m/s.

Wykonano obliczenie bilansu cieplno-wilgotnościowego, a wyniki tych obliczeń przedstawiono w tab. 1.

Dane wyjściowe: okres letni – obrzeża miasta Rzeszów, strefa klimatyczna III

a) parametry powietrza zewnętrznego według normy PN-76/B-03420 [3]:

- temperatura powietrza na termometrze suchym – $t_L = 30^\circ\text{C}$,
- wilgotność względna – $\varphi_L = 52\%$,
- entalpia właściwa powietrza – $i_L = 66,0 \text{ kJ/kg}$,
- zawartość wilgoci – $x_n = 12,4 \text{ g/kg}$,

b) parametry powietrza wewnętrznego w klubie studenckim przyjęto w celu zapewnienia komfortu cieplnego według normy PN-78/B-03421 [4]; w strefie przebywania ludzi na odpowiednim poziomie należy utrzymać:

- temperaturę powietrza wewnętrznego – $t_p = 23^\circ\text{C}$,
 - wilgotność względną – $\varphi_p = 50\%$,
- c) parametry technologiczne:
- zyski ciepła całkowitego – $\Delta Q_C = 21,59 \text{ kW}$,
 - zyski ciepła jawnego – $Q_J = 13,75 \text{ kW}$,
 - zyski wilgoci – $W = 11,1 \text{ kg/h}$,
 - niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości – przyjęto $20 \text{ m}^3/\text{h}$ na osobę, stąd dla 150 osób strumień ten wynosi $G_Z = 3000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Tabela 1. Tabelaaryczne zestawienie wyników bilansu ciepłno-wilgotnościowego dla klubu studenckiego

Table 1. A tabular summary of the balance of heat and moisture for student's club

Okres	Zyski ciepła jawnego				Zyski ciepła utajonego		Suma zysków ciepła Q_c [kW]
	od ludzi Q_L [kW]	od oświetlenia elektrycznego Q_o [kW]	przez przegrody przezroczyste (okna) Q_{ok} [kW]	przez przegrody nieprzezroczyste Q [kW]	zyski wilgoci W [kg/h]	od ludzi utajone Q_v [kW]	
Lato	6,8	4,32	2,42	0,21	11,1	7,84	21,59
Zima	6,8	4,32	-	-	11,1	7,84	18,96

System klimatyzacji z wykorzystaniem gruntowo-powietrznego rurowego wymiennika ciepła oraz stropów chłodzących dla okresu letniego

Schemat przyjętego systemu klimatyzacji centralnej współpracującej z gruntowo-powietrznym rurowym wymiennikiem ciepła oraz stropami chłodzącymi przedstawiono na rys. 1. Powietrze zewnętrzne pobierane przez czerpnię gruntową (18, rys. 1.) trafia do gruntowo-powietrznego rurowego wymiennika ciepła (16, rys. 1.), gdzie ulega ochłodzeniu poprzez wykorzystanie stałej temperatury gruntu. Jest to korzystne, ponieważ mniejsza temperatura powietrza latem zwiększa odczucie komfortu oraz poprawia jakość powietrza w klimatyzowanych pomieszczeniach. Powietrze po gruntowo-powietrznym wymienniku ciepła (16, rys. 1.) przepływa przez nawiewną centralę klimatyzacyjną z pierwszą (3, rys. 1.) i drugą (6, rys. 1.) nagrzewnicą powietrza, chłodnicą powietrza (5, rys. 1.) i komorą nawilżania parowego (4, rys. 1.). Wymiana powietrza w klubie studenckim polega na usunięciu zużytego powietrza i dostarczeniu świeżego o wymaganych parametrach. W lecie nawilżacz parowy (4, rys. 1.) oraz nagrzewnice powietrza (3 i 6, rys. 1.) nie pracują. Zużyte powietrze jest transportowane za pomocą systemu kanałów do centrali wywiewnej, gdzie jest wyrzucone przez kanał wylotowy na zewnątrz budynku. Świeże powietrze jest zasysane kanałem wlotowym do wnętrza urządzenia klimatyzacyjnego, gdzie przechodzi

przez filtry, które wyłapują drobiny kurzu oraz alergeny, pyłki traw i drzew. Przepływając przez chłodnicę (5, rys. 1.), kontaktuje się z jej chłodną powierzchnią, w związku z czym obniża swoją temperaturę i ulega osuszaniu. Tak uzdatnione powietrze, przechodząc przez przewody złożone w pomieszczeniach nieklimatyzowanych i wentylator centrali klimatyzacyjnej, jest ogrzewane i tłoczony do klubu studenckiego, gdzie strumień powietrza nawiewanego miesza się ze strumieniem powietrza wewnętrznego. Strop chłodzący (14, rys. 1.) ochładza powietrze wewnętrzne cyrkulujące w pomieszczeniu klubu studenckiego. Ilość powietrza nawiewanego i wywiewanego jest jednakowa.

Na wykres i - x powietrza wilgotnego (rys. 4.) nanosi się punkty odpowiadające parametrom stanu powietrza: zewnętrznego – punkt Z ($t_Z = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_Z = 52\%$) i wewnętrznego – punkt P ($t_P = 23^\circ\text{C}$, $\varphi_P = 50\%$) [2]. Założono, że powietrze jest wywiewane z pomieszczenia o parametrach w punkcie P .

Następnie przyjmuje się temperaturę t_O [$^\circ\text{C}$] (punkt O) strumienia powietrza nawiewanego po wyjściu z gruntowo-powietrznego wymiennika ciepła (16, rys. 1.), w którym powietrze jest ochładzane. Stosując gruntowo-powietrzny wymiennik ciepła, temperatura zewnętrzna została obniżona o 12°C , stąd $t_O = 18^\circ\text{C}$, co jest zgodne z zaleceniami producentów gruntowych wymienników ciepła [5].

W celu otrzymania punktu O w pierwszej kolejności prowadzi się prostą $x_Z = 12,4$ g/kg do przecięcia się z linią $\varphi = 90\%$, a następnie wzdłuż linii $\varphi = 90\%$ do miejsca przecięcia się z prostą $t_O = 18^\circ\text{C}$ [2].

Punkt F określa średnią temperaturę na ściankach chłodnicy powierzchniowej. Założono temperaturę na powierzchni chłodnicy t_F [$^\circ\text{C}$]. Temperatura t_F leży w strefie temperatury powyżej $7\div 8^\circ\text{C}$, co jest ograniczone temperaturą, która panuje w instalacji chłodniczej. Punkt F naniesiono na wykres i - x powietrza wilgotnego w miejscu przecięcia się linii $t_F = 8^\circ\text{C}$ i $\varphi = 100\%$. Po połączeniu punktów Z i F na otrzymanej linii ZF określono punkt stanu powietrza zewnętrznego (punkt K) po przejściu przez gruntowo-powietrzny rurowy wymiennik ciepła oraz po uzdatnieniu w chłodnicy powierzchniowej. Ochłodzenie powietrza określone stanem punktu O wskutek małego czasu przechodzenia strumienia powietrza przez wymiennik ciepła na całej jego powierzchni nigdy nie będzie wynosiło 100% , z tego też względu przyjęto 90% . Założono, że do temperatury t_k w procesie OK strumień powietrza jest ochładzany w chłodnicy powietrza (5, rys. 1.). Określa się położenie punktu K , który będzie leżał na przecięciu linii łączącej punkty F i Z oraz linii $\varphi = 90\%$. Z wykresu i - x powietrza wilgotnego (rys. 4.) odczytano parametry powietrza w punkcie K : $t_K = 12^\circ\text{C}$ i $x_K = 7,86$ g/kg.

Określając stan powietrza nawiewanego – punkt N ($x_N = x_K$), uwzględniono minimalną temperaturę powietrza nawiewanego. Punkt ten leży na przecięciu się linii $x_K = 7,86$ g/kg i izotermy t_N [$^\circ\text{C}$] obliczonej ze wzoru (3):

$$t_N = 12^\circ\text{C} + 1,5^\circ\text{C} = 13,5^\circ\text{C}.$$

Przyjęto $\Delta t = 1,5^\circ\text{C}$. Jednak w rzeczywistości przyrost tej temperatury należy każdorazowo obliczyć. Punkt N umiejscowiono na przecięciu się linii $t_N = 13,5^\circ\text{C}$ i $x_N = x_K = 7,86 \text{ g/kg}$.

Podczas obliczania ilości powietrza wentylacyjnego w ilości niezbędnego strumienia objętościowego powietrza zewnętrznego, zalecanego ze względów higienicznych dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości, uwzględniając ilość powietrza zewnętrznego przypadającego na jedną osobę, otrzymano wydajność objętościową dla klubu studenckiego $G_Z = 3000 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,833 \text{ m}^3/\text{s}$).

Korzystając ze wzoru (2), oblicza się zawartość wilgoci w powietrzu wywiewanym z pomieszczenia klubu studenckiego:

$$x_U = 7,86 \frac{\text{g}}{\text{kg}} + \frac{3,08 \frac{\text{g}}{\text{s}}}{0,833 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 10,94 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

Punkt P'' – stan powietrza w pomieszczeniu klubu studenckiego leży na przecięciu linii $x_U = 10,94 \text{ g/kg}$ i linii $t_P = 23^\circ\text{C}$.

Należy sprawdzić warunek wystąpienia asymilacji zysków wilgoci w pomieszczeniu ($x_U < x_G$). Maksymalna możliwa zawartość wilgoci powietrza wewnętrznego x_G w pomieszczeniu, odpowiadająca punktowi górnemu strefy parametrów optymalnych P' odczytana z rys. 4. dla okresu letniego, dla warunków klubu studenckiego wynosi $x_G = 12,9 \text{ g/kg}$. Warunek został spełniony, ponieważ $x_U = 10,94 \text{ g/kg} < x_G = 12,9 \text{ g/kg}$.

Współczynnik kierunkowy zmiany stanu powietrza w pomieszczeniu klubu studenckiego ε odczytany z wykresów $i-x$ powietrza wilgotnego poprzez połączenie punktów N i P_1'' (rys. 4. i 5.), a następnie przeniesiony na skalę współczynników kierunkowych wynosi $\varepsilon = 6000 \text{ kJ/kg}$.

Po analizie położenia punktu P_1 na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego (rys. 4.) można zauważyć, że przy spełnieniu tego warunku leży on poza strefą parametrów optymalnych. Aby tego uniknąć, rozpatrzono dwa warianty postępowania.

Wariant I

W celu stworzenia parametrów optymalnych w pomieszczeniu klubu studenckiego zwiększono przepływ strumienia powietrza zewnętrznego. Przekształcając wzór (2) i zakładając zawartość wilgoci mniejszą od maksymalnej i mieszczącą się w strefie parametrów optymalnych $x_{U2} = 10,36 \text{ g/kg}$ (rys. 4.), można określić wymagany przepływ strumienia powietrza zewnętrznego:

$$G = \frac{W}{(x_U - x_N) \cdot \rho} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (9)$$

$$G = \frac{3,08 \frac{\text{g}}{\text{s}}}{10,36 \frac{\text{g}}{\text{kg}} - 7,86 \frac{\text{g}}{\text{kg}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1,03 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 3696 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Dla strumienia powietrza zewnętrznego $G = 3696 \text{ m}^3/\text{h}$ warunek jest spełniony, gdyż punkt P_2'' leży w strefie parametrów optymalnych. System klimatyzacji pomieszczeń w postaci klimatyzacji centralnej zintegrowanej z wykorzystaniem stropów chłodzących jest możliwy.

Określono położenie nowego (rzeczywistego) punktu stanu powietrza w pomieszczeniu, tj. punktu P_2'' . Punkt ten leży w miejscu przecięcia się linii $x_{U2} = 10,36 \text{ g/kg}$ i $t_P = 23^\circ\text{C}$.

Wariant II

Inną możliwością stworzenia parametrów optymalnych w pomieszczeniu klubu studenckiego jest zwiększenie rzeczywistej temperatury powietrza w pomieszczeniu $t_{P''}$ [$^\circ\text{C}$] (rys. 5.). Zakłada się wzrost tej temperatury o 1°C , co spowoduje umiejscowienie się punktu P_3'' w strefie parametrów optymalnych. Zwiększenie tej temperatury spowoduje drobne zmiany, wskutek czego nie zostaną uwzględnione obliczenia nowego bilansu ciepło-wilgotnościowego.

$$t_{P_3''} = t_{P_1''} + 1^\circ\text{C} \quad (10)$$

$$t_{P_3''} = 23^\circ\text{C} + 1^\circ\text{C} = 24^\circ\text{C}.$$

Dla rzeczywistej temperatury powietrza w pomieszczeniu $t_{P''} = 24^\circ\text{C}$ warunek jest spełniony, gdyż punkt P_3'' znajduje się w strefie parametrów optymalnych. System klimatyzacji pomieszczeń w postaci klimatyzacji centralnej zintegrowanej z wykorzystaniem stropów chłodzących jest możliwy.

Określono położenie nowego (rzeczywistego) punktu stanu powietrza w pomieszczeniu, tj. punktu P_3'' (rys. 5.). Punkt ten leży w miejscu przecięcia się linii $x_U = 10,94 \text{ g/kg}$ i linii $t_{P''} = 24^\circ\text{C}$.

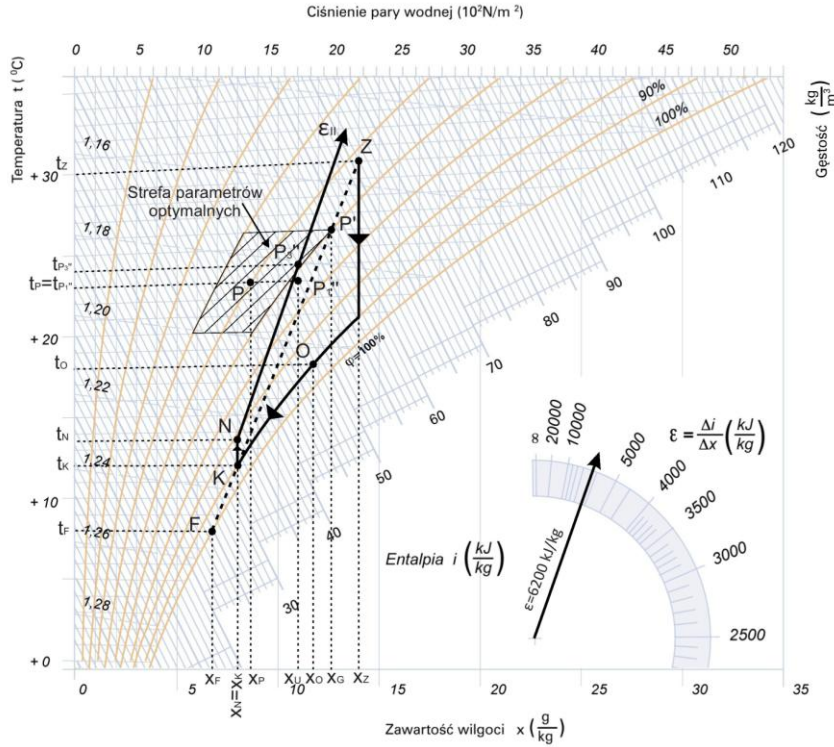
Następnie obliczono wydajność chłodnicy powierzchniowej Q_{CH} na podstawie wykresu $i-x$ powietrza wilgotnego (rys. 4. i 5.), korzystając ze wzoru (4) odpowiednio dla dwóch wariantów obliczeniowych (z rys. 4 odczytano $i_o = 47,8 \text{ kJ/kg}$ i $i_K = 32,0 \text{ kJ/kg}$):

- wariant I

$$Q_{CH} = 1,03 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 47,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 32,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 19,53 \text{ kW},$$

- wariant II

$$Q_{CH} = 0,833 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 47,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 32,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 15,79 \text{ kW}.$$



Rys. 5. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie $i-x$ powietrza wilgotnego systemu klimatyzacji scentralizowanej we współpracy z gruntowo-powietrznym rurowym wymiennikiem ciepła i stropami chłodzącymi w okresie letnim (wariant II)

Fig. 5. The course of changes of air in the chart $h-x$ humid air conditioning system centralized in cooperation with ground-air heat exchanger tube and chilled ceilings in the summer (option II)

Następnie określa się ilość ciepła $Q_{C'}$, które przyjmuje powietrze nawiewane, za pomocą wzoru (5):

- wariant I

$$Q_{C'} = 6800 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,00308 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 20,94 \text{ kW},$$

- wariant II

$$Q_{C'} = 6200 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,00308 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 19,10 \text{ kW}.$$

Obliczono ilość ciepła pozostałego do przyjęcia przez stropy chłodzące, korzystając ze wzoru (6):

- wariant I

$$Q = 21,59 \text{ kW} - 20,94 \text{ kW} = 0,65 \text{ kW},$$

- wariant II

$$Q = 21,59 \text{ kW} - 19,10 \text{ kW} = 2,49 \text{ kW}.$$

Z katalogu firmy **Lindab Climate** [7] dobrano płyty chłodzące **Tectum**, które stanowią elementy stropów chłodzących. Dobór przeprowadzono na podstawie różnicy temperatury Δt i ilości ciepła Q do przejścia przez płyty chłodzące obliczonej ze wzoru (6).

Dobrana płyta Tectum oziębia ciepłe powietrze w pomieszczeniu w okresie letnim, które kontaktuje się z jej zimną powierzchnią, a także przejmuje ciepło z pomieszczenia poprzez promieniowanie niskotemperaturowe. Płyta Tectum może być podwieszana bezpośrednio na powierzchni sufitu lub montowana w suficie podwieszonym. W doborze konkretnej płyty Tectum zakłada się, że różnica temperatury powietrza w pomieszczeniu i średniej temperatury wody chłodzącej w płycie wynosi 8°C . Na tej podstawie dla klubu studenckiego dobrano:

- wariant I – 4 płyty długości 6,0 m, szerokości 0,33 m oraz grubości 0,06 m z efektem chłodzenia 167 W każda,
- wariant II – 6 płyt długości 6,0 m, szerokości 0,87 m oraz grubości 0,06 m z efektem chłodzenia 430 W każda.

Dobrano centrale nawiewno-wywiewne wewnętrzne odpowiednio dla wariantów obliczeniowych:

- wariant I – typu CV-A2, zestaw NW-1275A z katalogu firmy VTS Clima [8] o wydajności $G_{OPT} = 5100 \text{ m}^3/\text{h}$.
- wariant II – typu CV-A1, zestaw NW-1275A z katalogu firmy VTS Clima [8] o wydajności $G_{OPT} = 3200 \text{ m}^3/\text{h}$.

Zastosowanie II wariantu obliczeniowego umożliwiło zastosowanie mniejszej centrali klimatyzacyjnej.

Obliczono moc chłodniczą w gruntowo-powietrznym rurowym wymienniku ciepła (16, rys. 1.), korzystając ze wzoru (7) (z rys. 4. odczytano $i_z = 66,0 \text{ kJ/kg}$ i $i_o = 47,8 \text{ kJ/kg}$):

- wariant I

$$Q_G = 1,03 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 66,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 47,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 22,5 \text{ kW},$$

- wariant II

$$Q_G = 0,833 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 66,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 47,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 18,19 \text{ kW}.$$

Długość grunto-powietrznego rurowego wymiennika ciepła (16, rys. 1.) wyznaczono ze wzoru (8). Przyjęto, że gruntowy wymiennik z jednego metra gruntu pobiera 70 W chłodu [6]:

- wariant I

$$L = \frac{22500 \text{ W}}{70 \frac{\text{W}}{\text{m}}} = 321,4 \text{ m},$$

tj. długość wymiennika grunto-powietrznego rurowego wynosi 322 m,

- wariant II

$$L = \frac{18190 \text{ W}}{70 \frac{\text{W}}{\text{m}}} = 259,9 \text{ m},$$

tj. długość wymiennika grunto-powietrznego rurowego wynosi 260 m.

W tabeli 2. porównano te same parametry przedstawionego systemu klimatyzacji z wykorzystaniem grunto-powietrznego rurowego wymiennika ciepła i sufitów chłodzących z systemem klimatyzacji, gdzie wykorzystano tylko grunto-powietrzny rurowy wymiennik ciepła dla okresu letniego.

Tabela 2. Porównanie omówionych systemów klimatyzacyjnych dla okresu letniego

Table 2. Comparison of air conditioning systems discussed for the summer period

Porównanie systemów klimatyzacji klubu studenckiego w okresie letnim			
Porównywany parametr	system klimatyzacji bez stropów chłodzących	system klimatyzacji ze stropami chłodzącymi	
Sposoby odzysku ciepła	gruntowy rurowy wymiennik ciepła	gruntowy rurowy wymiennik ciepła, sufity chłodzące	
Wariant obliczeniowy	-	wariant I	wariant II
Temperatura wewnątrz klubu studenckiego [°C]	23	23	24
Wilgotność wewnątrz klubu studenckiego [%]	50	50	50
Temperatura nawiewu [°C]	15,1	13,5	13,5
Strumień powietrza nawiewanego [m ³ /h]	5100	3696	3000

Tabela 2 (cd.)

Table 2 (contd)

Porównanie systemów klimatyzacji klubu studenckiego w okresie letnim			
Porównywany parametr	system klimatyzacji bez stropów chłodzących	system klimatyzacji ze stropami chłodzącymi	
Współczynnik kierunkowy zmian stanu powietrza [kJ/kg]	7002,16	6800	6200
Moc nagrzewnicy [kW]	9,71	-	-
Moc chłodnicy [kW]	36,64	19,53	15,79
Ilość ciepła przejęta przez stropy chłodzące [kW]	-	0,65	2,49
Charakterystyka płyt chłodzących	-	4 płyty chłodzące o efekcie chłodzenia 167 W każda	6 płyt chłodzących o efekcie chłodzenia 430 W każda
Moc chłodnicza gruntowego rurowego wymiennika ciepła [kW]	31,01	22,5	18,19
Długość gruntowego rurowego wymiennika ciepła [m]	443	322	260

3. Podsumowanie

Przedstawione opracowanie metod projektowania ma stanowić wstęp do zrozumienia procesów uzdatniania powietrza, jakie mogą mieć miejsce w systemie klimatyzacyjnym z uproszczonymi założeniami. Na zasadzie wstępnej analizy analitycznej i obliczeniowej sformułowano następujące wnioski:

1. W wyniku zastosowania sufitów chłodzących znacznie się zmniejszyła wymagana ilość powietrza zewnętrznego przepływającego przez gruntowo-powietrzny rurowy wymiennik ciepła, a co za tym idzie wymagana wielkość tego wymiennika również zmalała z 443 na 322 m, wykorzystując wariant zwiększenia strumienia objętościowego powietrza nawiewanego (wariant I) lub na 260 m, wykorzystując wariant zwiększenia temperatury w pomieszczeniu (wariant II).

2. Ilość powietrza zewnętrznego nawiewanego do centrali jest określona warunkami higienicznymi i stworzeniem komfortu wewnątrz pomieszczenia.

3. Poprzez zastosowanie sufitów chłodzących uzyskano znaczne zmniejszenie mocy chłodnicy powietrza o 17,11 kW (wariant I) i 20,85 (wariant II).

4. W wariantcie II wymagane jest zainstalowanie większej liczby płyt chłodzących o lepszym efekcie chłodzenia.

5. W rozpatrywanym systemie klimatyzacji nie jest potrzebne zastosowanie nagrzewnicy powietrza, co umożliwi dodatkowe zredukowanie kosztów.

Stropy chłodzące doskonale uzupełniają pracę instalacji klimatyzacyjnej a współpraca ta jest bardzo efektywna. Instalacja klimatyzacyjna reguluje warunki wilgotnościowe oraz zapewnia czystość powietrza, podczas gdy sufity odbierają zyski ciepła jawnego.

Literatura

- [1] Pełech A.: Wentylacja i klimatyzacja. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.
- [2] Pisarev V.: Wentylacja i klimatyzacja z wykorzystaniem belek i sufitów chłodzących. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2010.
- [3] PN-76/B-03420: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego.
- [4] PN-78/B-03421: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego przebywania ludzi.
- [5] Katalog firmy PRO-VENT. Gruntowe wymienniki ciepła, www.provent.pl.
- [6] Pisarev V.: Projektowanie instalacji wentylacji i klimatyzacji z rekuperacją ciepła. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2012.
- [7] Katalog firmy LindabClimate. Tectum Cooling panel, www.lindab.com.
- [8] Katalog central klimatyzacyjnych firmy VTS Clima.

CENTRAL AIR-CONDITIONING WITH CHILLED CEILINGS AND GROUND HEAT EXCHANGER

Summary

The authors presented the method of designing an air-conditioning system using the chilled ceilings in cooperation with ground-air heat exchanger tube along with computational example. The discussed system was compared with others, without the use of chilled ceilings.

This study was a preliminary design methods to the understanding of air conditioning that can occur in our air-conditioning system with simplified assumptions. By way of a preliminary analysis of the analytical and computing was obtained:

1. As a result of chilled ceilings significantly reduced the required amount of outside air flowing through the ground-air heat exchanger tube, and thus the required amount of heat also decreased from 443 m to 322 m using a variant of the increase in the supply air volume flow (option I) or 260 m using a variant of the temperature increase the room (option II).
2. Number of outdoor air supply to the control panel is specified hygienic conditions and the creation of indoor comfort.
3. The use of chilled ceilings, large reductions under the cooler air of 17.11 kW (option I) and 20.85 (option II).
4. The second variant is required to install more cooling plater a better cooling effect.
5. It has been considered air-conditioning system is not required in the use of the air heater to allow further reduction of costs.

As you can see in the above section cooling ceilings perfectly complement the work of the air conditioning system and this cooperation is very effective. Air conditioning system regulates the conditions of moisture and provides clean air, while the ceilings receive sensible heat gain.

Keywords: air conditioning, chilled ceiling, ground-air heat exchanger

DOI:10.7862/rb.2013.65

Przesłano do redakcji: 04.07.2013 r.

Przyjęto do druku: 13.11.2013 r.