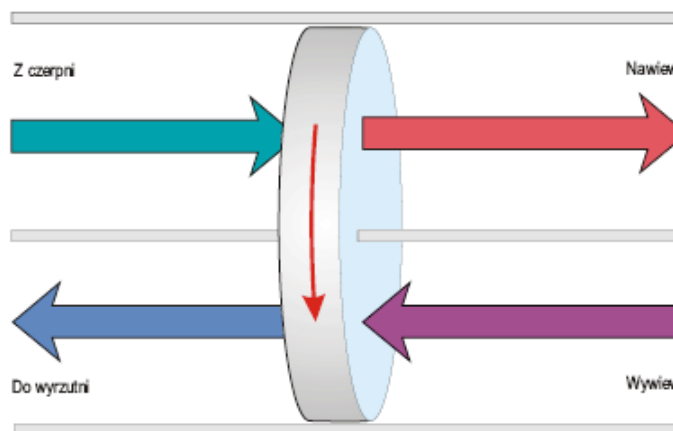
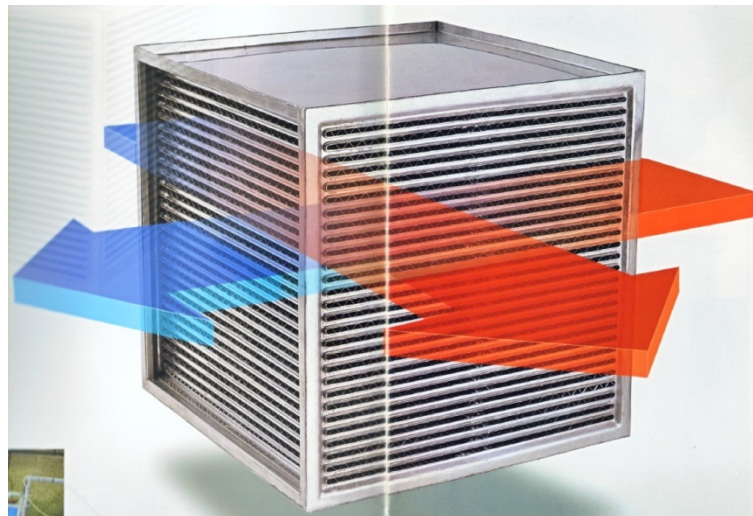
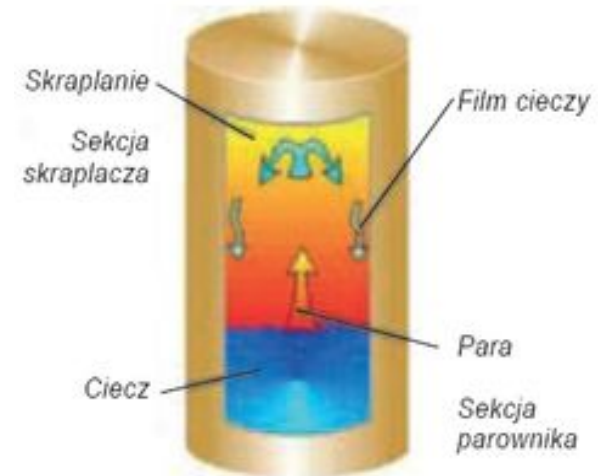
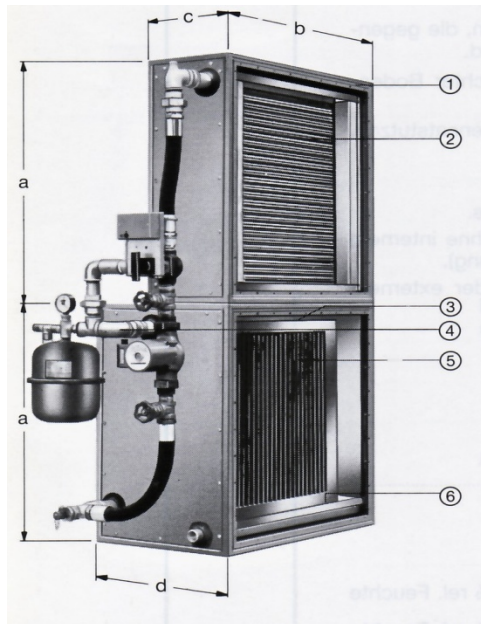
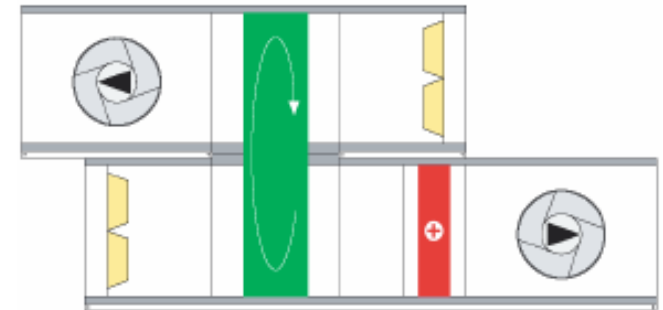
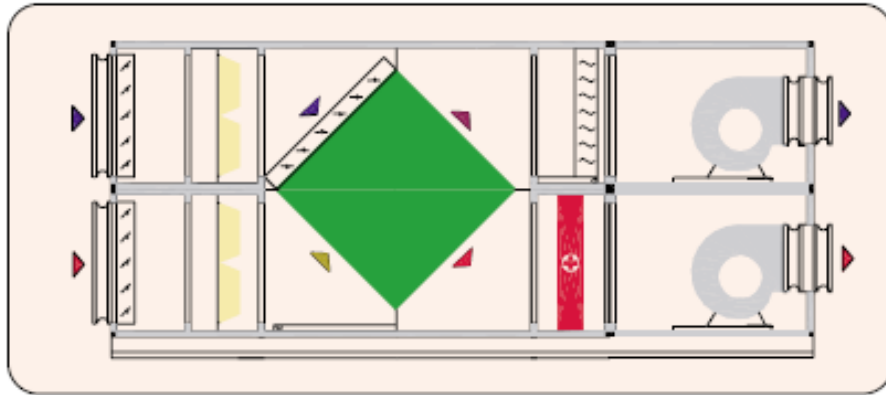
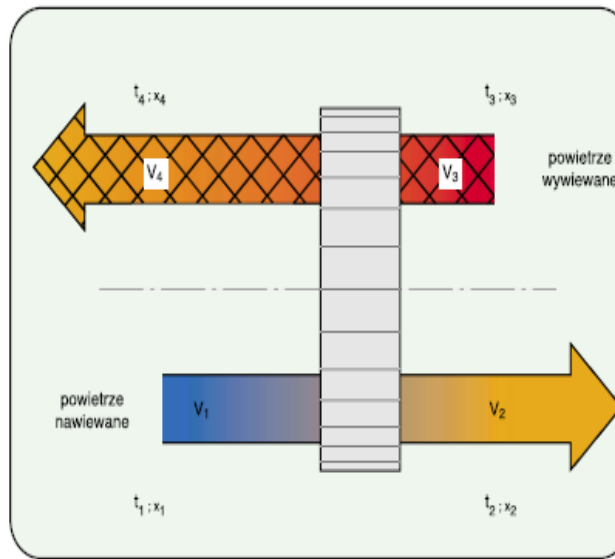


WENTYLACJA - ĆWICZENIE nr 4. Z zastosowaniem odzysku ciepła







Wielkością charakteryzującą jakość pracy wymiennika do odzysku energii jest **efektywność odzysku**, określana jako stosunek energii odzyskanej do energii, która byłaby stracona w systemie wentylacyjnym lub klimatyzacyjnym bez odzysku.

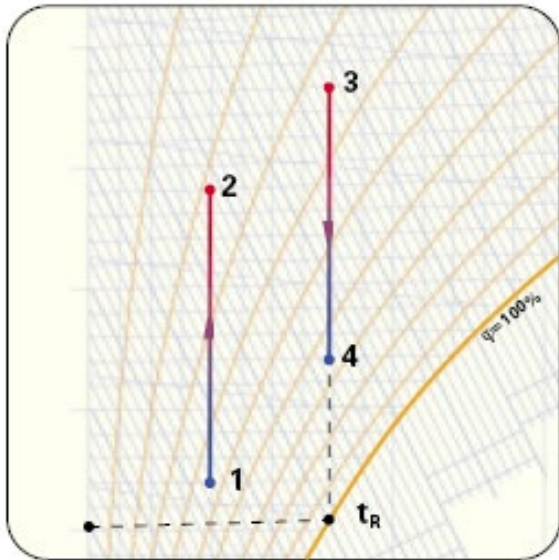
$$\eta_t = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}$$

indeksy

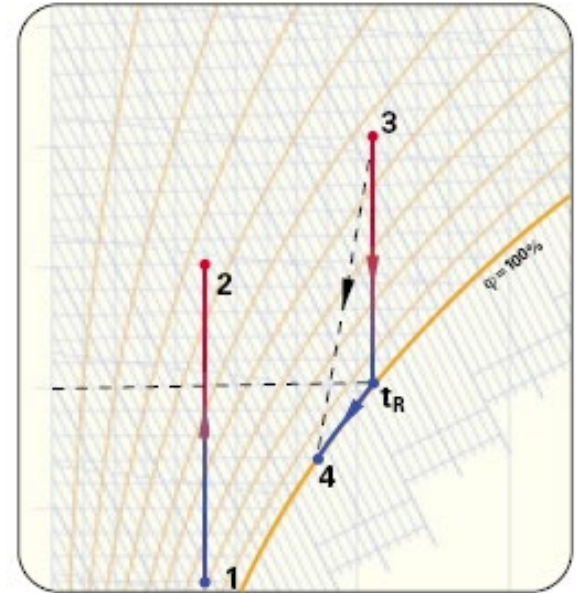
- 1- powietrze nawiewane przed wymiennikiem,
- 2- powietrze nawiewane za wymiennikiem,
- 3- powietrze wywiewane przed wymiennikiem

Inne parametry brane pod uwagę przy wyborze rodzaju odzysku to:
 opory przepływu, szczelność, gabaryty, trudność serwisowania,
 niezawodność działania, podatność na zabrudzenie, podatność na zamarzanie.

Wykraplanie wilgoci



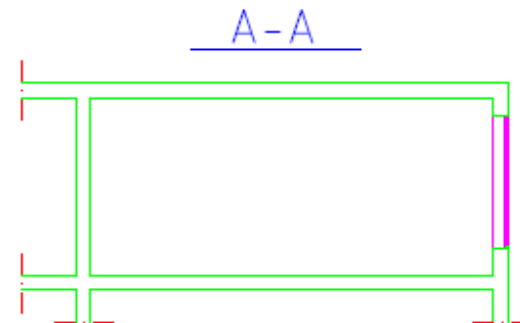
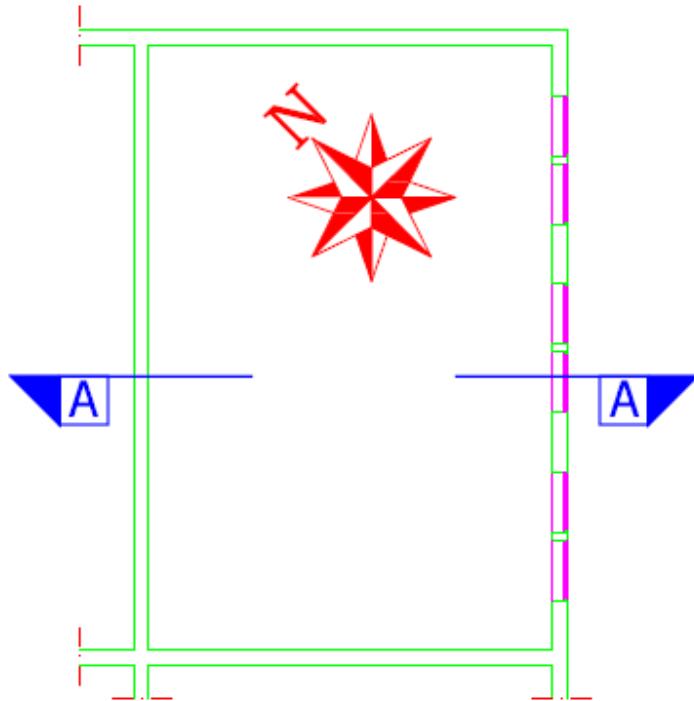
Jeżeli temperatura powietrza nawiewanego jest wyższa od temperatury punktu rosy powietrza usuwanego



Jeżeli temperatura powietrza nawiewanego jest niższa od temperatury punktu rosy powietrza usuwanego

WENTYLACJA - ĆWICZENIE nr 4.

Zaprojektować urządzenie wentylacyjne dla sali konferencyjnej banku o wymiarach 15×10×4,4 m.
(objętość $K = 660 \text{ m}^3$)



Tabele z uzyskanymi wynikami

LIPIEC

czas	8	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
tz	23	26,1	27,4	28,4	29,3	29,8	30	29,9	29,5	28,5	25,5
tp	22, 0	23, 6	24, 2	24, 7	25, 2	25, 4	25, 5	25, 5	25, 3	24, 8	23, 3
Qp	54	138	173	200	224	238	243	240	230	203	122
QR	4561	5585	5212	4375	3444	2978	2699	2513	2234	2048	1489
Qpp	4615	5722	5385	4574	3668	3216	2942	2753	2463	2250	1611
Qstd	319	242	225	229	242	274	315	366	414	467	564
QsE	21	5	0	-3	-3	-4	-3	2	7	17	40
QSW	39	23	19	21	24	29	35	41	47	55	72
QL	3950	3625	3525	3500	3450	3400	3400	3400	3425	3500	3600
Qzj	8943	9617	9154	8321	7381	6915	6689	6561	6357	6288	5887

WRZESIEŃ

czas	8	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
tz	18,8	23	24	25	25,5	25,9	26	25,6	24,5	23,3	20,5
tp	21, 0	22, 0	22, 5	23, 0	23, 3	23, 5	23, 5	23, 3	22, 8	22, 2	21, 0
Qp	-119	54	81	108	122	132	135	124	95	62	-27
QR	4327	6167	6167	5409	4327	3246	2813	2488	2164	1839	1515
Qpp	4209	6221	6248	5517	4449	3378	2948	2612	2258	1901	1488
Qstd	221	165	154	158	178	212	255	311	373	429	514
QnE	-26	-36	-38	-41	-39	-39	-37	-30	-20	-10	9
QSE	11	1	-1	0	6	11	17	25	35	44	57
QL	4100	3900	3825	3750	3650	3675	3675	3650	3800	3850	4100
Qzj	8514	10251	10187	9384	8244	7237	6858	6568	6446	6214	6168

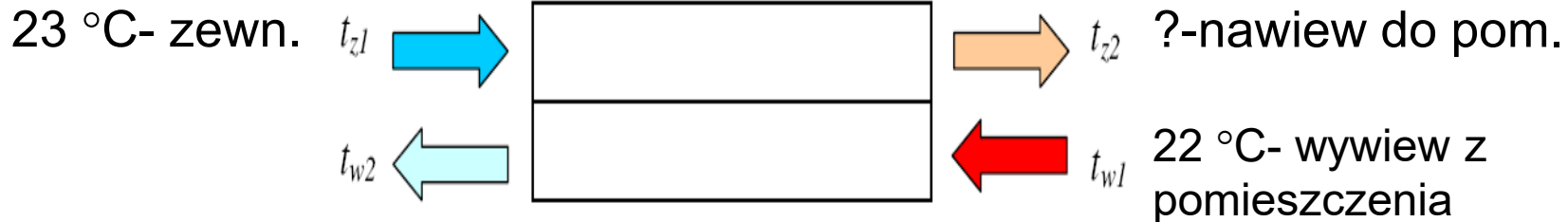
Obliczenia mocy chłodnicy i nagrzewnicy dla przypadku odzysku ciepła w wymienniku przeponowym.

2. Obliczenie mocy chłodnicy (dla warunków obliczeniowych - wrzesień, godz. 10).

Przyjęto zastosowanie wymiennika przeponowego (krzyżowego) o efektywności odzysku 60%

2.1. Obliczenie temperatury powietrza zewnętrznego za wymiennikiem ciepła

$$\eta_t = \frac{t_{z2} - t_{z1}}{t_{w1} - t_{z1}}$$



$$t_{z2} = \eta (t_{w1} - t_{z1}) + t_{z1} = 0,60 \times (22 - 23) + 23 = 22,4 \text{ °C}$$

Obliczenia dla maksymalnych zysków ciepła

1.5. Obliczenie strumienia powietrza wentylującego.

$$V = \frac{Q_{zjoc}}{\rho c_p (t_w - t_n)} = \frac{10,251}{1,2 \cdot 1,005(22 - 16)} = 1,42 \text{ m}^3/\text{s}$$

Z danych zadania:

11. Dopuszczalny przyrost temperatury powietrza wentylującego w pomieszczeniu, w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego, $\Delta t = 6 \text{ K}$.

$$t_n = t_p - 6 = 22 - 6 = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Uwaga: dla instalacji z odzyskiem ciepła nie liczymy udziału powietrza zewnętrznego!

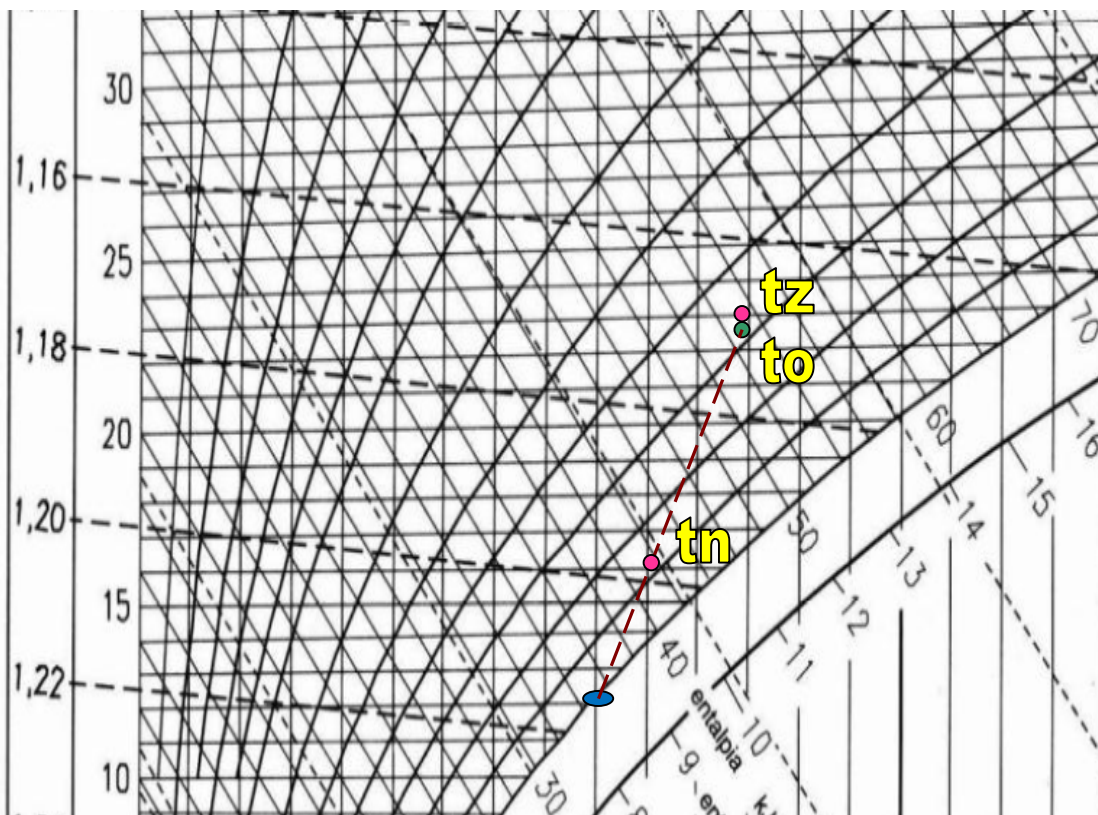
Powinno się jedynie sprawdzić czy wyliczony strumień spełnia minimalny przydział powietrza świeżego dla każdej z osób „obliczeniowych”.

$$1,42 \times 3600 = 5112 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$V_j = \frac{V_n}{n} = \frac{5112}{50} = 102 \text{ m}^3 / \text{h}$$

2.2. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego na wykresie i-x

wrzesień, godz. 10



Przyjmujemy parametry powietrza zewnętrznego Z_{IX} dla godziny *maksymalnych zysków* tzn. $t_z = 23^\circ\text{C}$ i $x_z = 11,7$

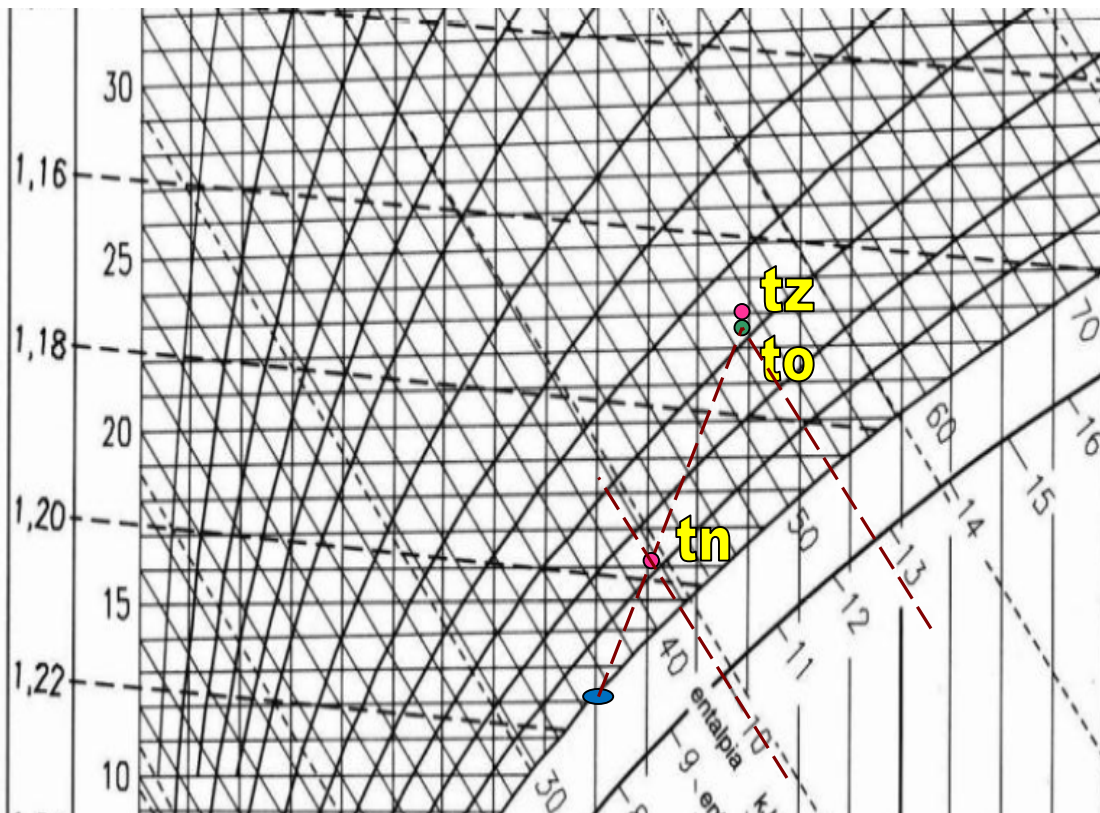
Dane te bierzemy np. z krzywej klimatycznej

Parametry powietrza w pomieszczeniu P ($t_p = 22^\circ\text{C}$, $x_p = x_z = 11,7$ g/kg s.p.).

Na linii x_z zaznaczamy stan powietrza zewnętrznego Z_o po przejściu przez wymiennik krzyżowy (temperatura $t_o = 22,4^\circ\text{C}$).

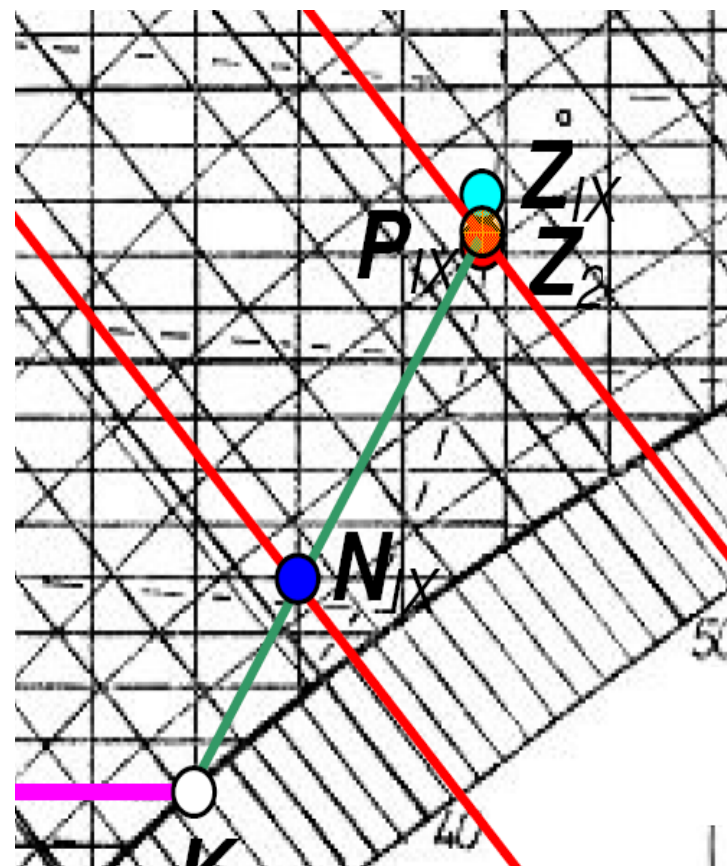
Z wykresu odczytujemy entalpię powietrza napływającego na wymiennik (po odzysku) $i_o = 52,2$ kJ/kg oraz powietrza nawiewanego $i_n = 41,2$ kJ/kg.

wrzesień, godz. 10



odzysk

recyrkulacja



2.3. Moc chłodnicy dla warunków maksymalnych zysków ciepła

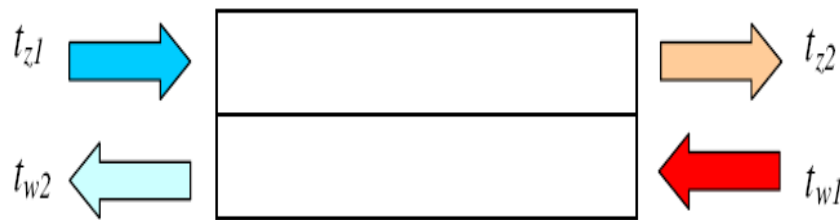
$$Q_{CH} = V \times \rho (i_{z2} - i_n) = 1,42 \times 1,2 (53,8 - 42,8) = 18,74 \text{ kW}$$

3. Obliczenie mocy chłodnicy (dla warunków maksymalnej temperatury zewnętrznej – lipiec godz. 15)

3.1. Obliczenie temperatury powietrza za wymiennikiem ciepła

$$t_{z2} = \eta (t_{w1} - t_{z1}) + t_{z1} = 0,6 (25,5 - 30) + 30 = 27,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

30 °C- zewn.



?-nawiew do pom.

25,5 °C- wywiew z pomieszczenia

$$\eta_t = \frac{t_{z2} - t_{z1}}{t_{w1} - t_{z1}}$$

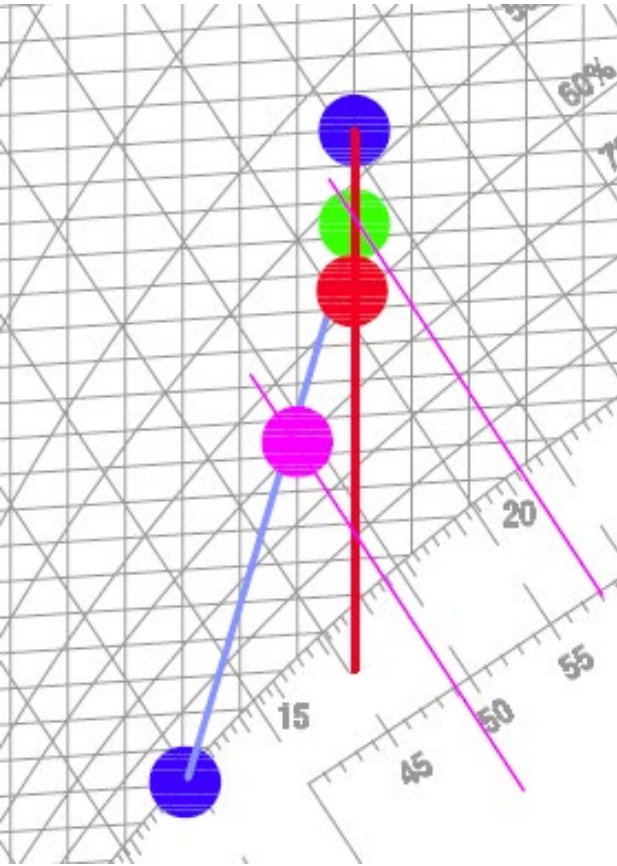
3. Obliczenie mocy chłodnicy (dla warunków maksymalnej temperatury zewnętrznej – lipiec godz. 15)

3.3 Obliczenie temperatury powietrza nawiewanego w lipcu (tak jak dla przypadku recyrkulacji)

$$t_n^{VII} = t_p - \frac{Q_{zj}^{VII}}{V\rho c_p} = 25,5 - \frac{6,689}{1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005} = 21,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.4. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego na wykresie i-x

lipiec godz. 15



Postępujemy analogicznie jak w p.2.2. Ale dla warunków lipca.

Zaznaczmy stan powietrza zewnętrznego.

W maksymalnej temperaturze zewnętrznej $t_{zVII} = 30^{\circ}\text{C}$ zawartość wilgoci tego powietrza wynosi $x_{zVII} = 12 \text{ g/kg s.p.}$ (punkt Z_{VII}).

Stan powietrza w pomieszczeniu P_{VII} wyznaczamy np. na przecięciu linii $t_p = 25,5^{\circ}\text{C}$ i $x_p = x_z = 12 \text{ g/kg p.s.}$

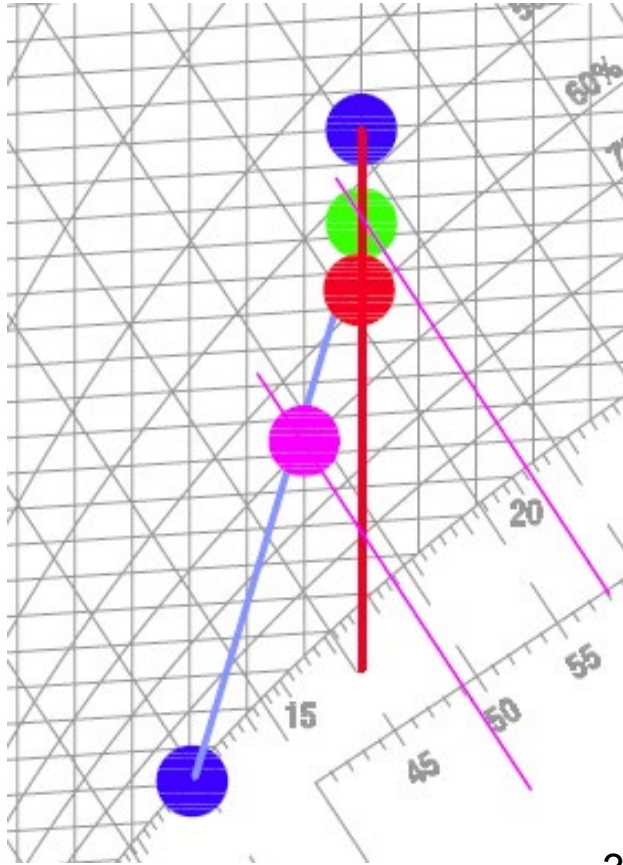
$$t_{z2} = \eta (t_{w1} - t_{z1}) + t_{z1} = 0,6 (25,5 - 30) + 30 = 27,3^{\circ}\text{C}$$

Na linii $x_{zVII} = 12 \text{ g/kg s.p.}$ na przecięciu z izotermą

$t_{z2VII} = 27,3^{\circ}\text{C}$ zaznaczamy stan powietrza za wymiennikiem Z_{2VII} .

3.4. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego na wykresie i-x

lipiec godz. 15



Na krzywej nasycenia zaznaczamy punkt K opisujący średnią temperaturę ściany chłodnicy $\vartheta=12^{\circ}\text{C}$.

Łączymy linią prostą punkty Z_2 i K .

W punkcie przecięcia izotermy nawiewu $t_n=21,6^{\circ}\text{C}$ z linią chłodzenia zaznaczamy stan powietrza nawiewanego N_{VII} .

Odczytujemy wartości entalpii mieszaniny $i_{z2} = 58 \text{ kJ/kg}$ i powietrza nawiewanego $i_n = 49,3 \text{ kJ/kg}$.

3.5. Moc chłodnicy

$$Q_{CH}^{VII} = 1,42 \cdot 1,2(58 - 49,3) = 14,82 \text{ kW}$$

Dla września $Q_{CH} = 18,74 \text{ kW}$

4. Porównanie mocy chłodnic (urządzenie z recyrkulacją i urządzenie z odzyskiem ciepła).

urządzenie	warunki obliczeniowe	w maksymalnej temperturze powietrza zewnętrznego
z recyrkulacją	18,40 kW	14,65 kW
z odzyskiem ciepła	18,74 kW	14,82 kW

Moce chłodnic różnią się (w warunkach zadania) bardzo nieznacznie. Różnice mogą wypaść większe lub mniejsze np. przy innym udziale powietrza zewnętrznego albo innej sprawności wymiennika.

Zaletą odzysku ciepła jest nawiewanie 100 % powietrza świeżego.

Powyższe wyniki dla recyrkulacji odnoszą się do udziału powietrza świeżego ok. 30 %.

5. Warunki obliczeniowe okresu zimnego.

Bilans ciepła i temperatura powietrza nawiewanego są takie same jak dla urządzenia z recyrkulacją, obliczane przy minimalnej frekwencji.

Obliczenie bilansu ciepła okresu zimnego II (minimalna frekwencja n=15 osób)

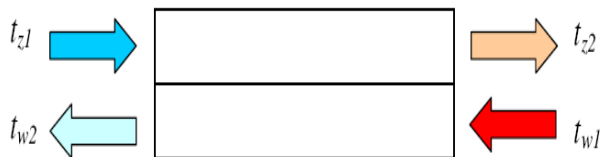
$$Q_{zjoz} = Q_{jLoz} + Q_{os}.$$

$$Q_{zjoz} = 1,23 + 0,1 = 1,33 \text{ kW}$$

Różna będzie temperatura powietrza przed nagrzewnicą (w miejsce temperatury mieszaniny bierzemy temperaturę powietrza za wymiennikiem ciepła)

5.1. Obliczenie temperatury powietrza za wymiennikiem ciepła w okresie zimnym.

$$t_{z2} = \eta (t_{w1} - t_{z1}) + t_{z1} = 0,6 (21 - (-18)) + (-18) = 5,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$



$$\eta_t = \frac{t_{z2} - t_{z1}}{t_{w1} - t_{z1}}$$

5.2. Obliczenie mocy nagrzewnicy

$$Q_{N1} = V \rho c_p (t_{noz} - t_{z2oz}) = 1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005 (20,2 - 5,4) = 25,35 \text{ kW}$$

Dla obliczeń nagrzewnicy przy recyrkulacji moc nagrzewnicy wynosiła

5.4. Moc nagrzewnicy

$$Q_{N1} = V \rho c_p (t_{noz1} - t_{moz1}) = 1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005 (20,2 - 9,7) = 18 \text{ kW}$$

W warunkach zadania dla okresu zimnego urządzenie z odzyskiem wymaga większej mocy nagrzewnicy.

Różnice zależą od udziału powietrza zewnętrznego i sprawności odzysku ciepła.

Praktycznie, (jeśli w danym obiekcie wolno stosować recyrkulację), z udziałem powietrza zewnętrznego poniżej

$$a_z^w = 0,25$$

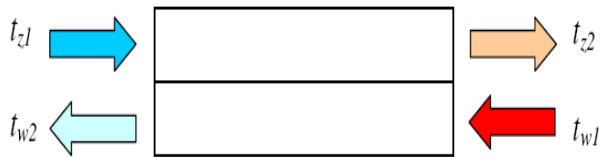
recyrkulacja daje lepsze wyniki ekonomiczne eksploatacji urządzenia w porównaniu z urządzeniami z odzyskiem ciepła.

5.2a. Obliczenie mocy nagrzewnicy dla bardziej sprawnego wymiennika

Jeśli zastosować bardziej sprawny wymiennik np. obrotowy o efektywności odzysku 0,8

Temperatura powietrza za wymiennikiem ciepła w okresie zimnym.

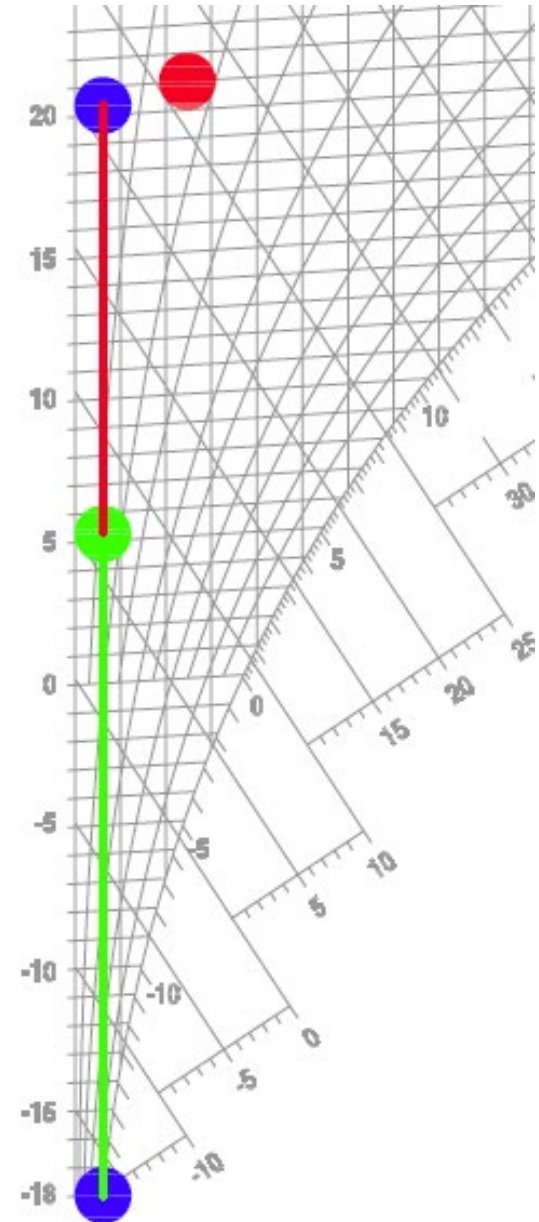
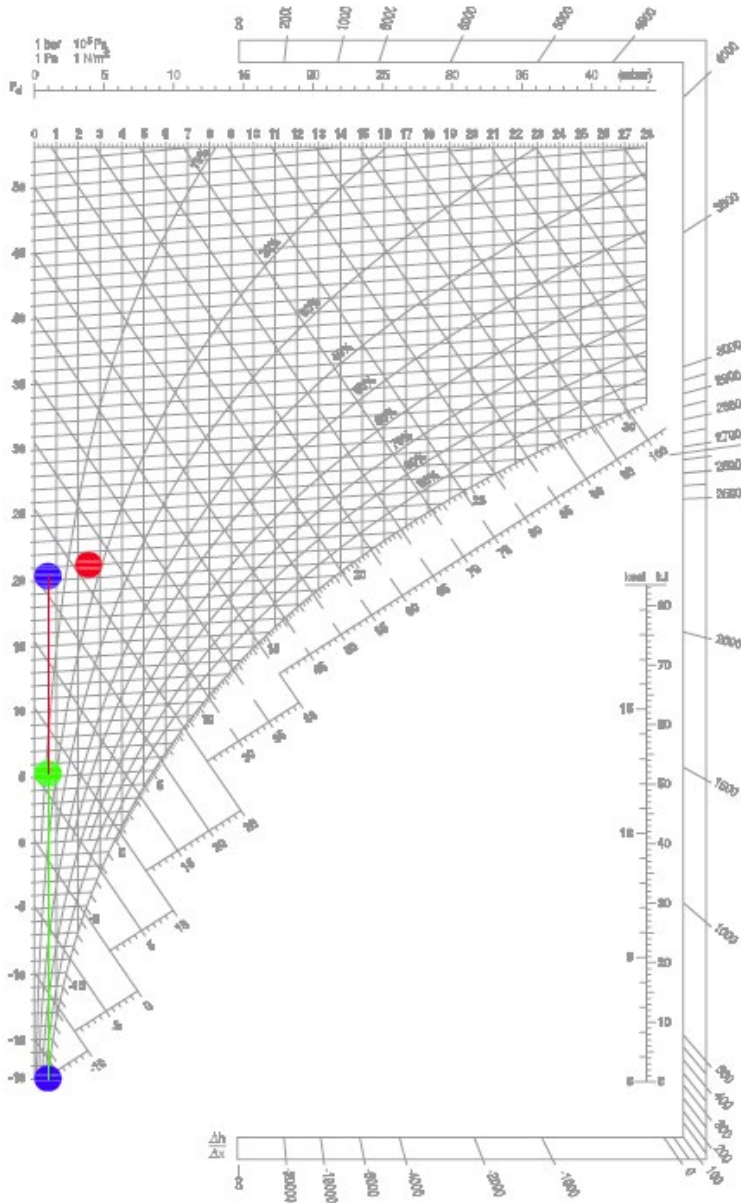
$$t_{z2} = \eta (t_{w1} - t_{z1}) + t_{z1} = 0,8 (21 - (-18)) + (-18) = 13,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obliczenie mocy nagrzewnicy w takim przypadku wyniesie:

$$Q_{N1} = V \rho c_p (t_{noz} - t_{z2oz}) = 1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005 (20,2 - 13,2) = 11,98 \text{ kW}$$

5.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych dla okresu zimnego na wykresie i-x



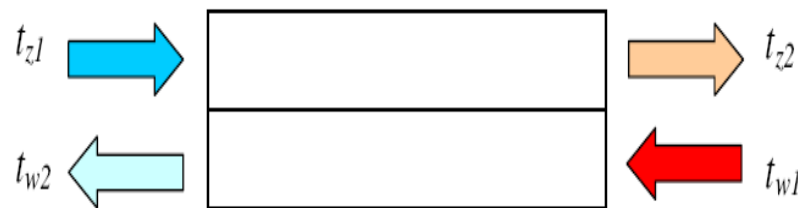
Sprawdzenie możliwości zamrażania wymiennika

Z punktu widzenia pewności działania wymiennika odzysku ciepła, ważna jest znajomość temperatury końcowej powietrza wywiewanego t_{w2} .

Wartość tej temperatury decyduje o możliwości oszraniania powierzchni wymiennika po stronie powietrza wywiewanego przy niskich temperaturach powietrza zewnętrznego.

Temperaturę końcową powietrza wywiewanego można obliczyć (patrząc od strony powietrza wywiewanego):

$$\eta_t = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{w1} - t_{z1}}$$



$$\eta_t = \frac{t_{z2} - t_{z1}}{t_{w1} - t_{z1}}$$

Po przekształceniu otrzymujemy:

$$t_{w2} = t_{w1} - \eta(t_{w1} - t_{z1})$$

$$t_{w2} = t_{w1} - \eta(t_{w1} - t_{z1}) = 21 - 0,60 \times (21 - (-18)) = -2,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura końcowa powietrza wywiewanego t_{w2} jest ujemna, oszranianie wymiennika nastąpi.

Szybkość narastania warstwy szronu zależy od temperatury punktu rosy powietrza usuwanego.

Zabezpieczenia wymienników przed zamarzaniem:

- Obejście wymiennika – po stronie nawiewnej i przewymiarowana nagrzewnica (wymiennik krzyżowy, rurka ciepła, wymiennik regeneracyjny)
- Nagrzewnica wstępna na powietrzu nawiewanym
- Podgrzewanie powietrza wywiewanego
- Zmiana liczby obrotów wymiennika obrotowego i przewymiarowana nagrzewnica
- Zawór trójdrogowy w instalacji pośredniego czynnika i przewymiarowana nagrzewnica (wymiennik pośredni)