



Fundusze Europejskie
dla Rozwoju Społecznego



Rzeczpospolita
Polska

Dofinansowane przez
Unię Europejską



Politechnika Świętokrzyska
Wydział Inżynierii Środowiska, Geodezji i Energetyki
Odnawialnej

Kierunek studiów:
Odnawialne Źródła Energii

Beata Galiszewska

Materiały dydaktyczne do przedmiotu

URZĄDZENIA GRZEWCZE I WENTYLACYJNE

opracowane w ramach realizacji Projektu
**„Dostosowanie kształcenia
w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb
współczesnej gospodarki”**
FERS.01.05-IP.08-0234/23

Kielce, 2025



Politechnika Świętokrzyska
Kielce University of Technology

Projekt „Dostosowanie kształcenia w Politechnice Świętokrzyskiej do potrzeb współczesnej gospodarki”
nr FERS.01.05-IP.08-0234/23



Spis treści

1. Wstęp	2
1.1. Wzory:	2
1.2. Wyjaśnienie oznaczeń	3
2. Założenia	4
2.1. Parametry powietrza zewnętrznego i bilans energetyczny dla zimy i lata. 4	
2.2. Parametry powietrza wewnętrznego	4
2.3. Warianty dostosowania powietrza nawiewanego w systemach z kontrolą wilgotności	4
2.4. Obliczenia podstawowe dla lata	5
2.5. Obliczenia podstawowe dla zimy	5
3. Rozwiązanie 1 – Nagrzewnica	6
3.1. Wariant I	6
3.2. Wariant II	9
4. Rozwiązanie 2 – Wymiennik krzyżowy wspierany nagrzewnicą pierwotną i wtórną	11
4.1. Wariant I	11
4.2. Wariant II	15
5. Rozwiązanie 3 – Komora mieszania wspierana nagrzewnicą	18
5.1. Wariant I A	18
5.2. Wariant I B	21
5.3. Wariant II A	24
5.4. Wariant II B	27
6. Podsumowanie i wnioski	30
7. Spis literatury	31



Materiały dydaktyczne objęte licencją Creative Commons BY 4.0.

Licencja dostępna pod adresem: <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. Wstęp

Efektywność energetyczna systemów grzewczo-wentylacyjnych w obiektach basenowych odgrywa kluczową rolę w doborze odpowiednich urządzeń oraz określeniu ich parametrów pracy. W przedstawionych przykładach obliczeniowych przeanalizowano różne rozwiązania technologiczne kształtujące dobór urządzeń grzewczo-wentylacyjnych oraz ich zapotrzebowanie na moc dla pomieszczeń o dużych zyskach wilgoci. Zaprezentowane zadania pokazują, jak zmieniają się wymagania energetyczne w zależności od zastosowanych systemów i ich konfiguracji. Aby lepiej zobrazować procesy termodynamiczne zachodzące w analizowanych układach, wszystkie przemiany powietrza zostały przedstawione na wykresach Molliera. Pozwala to na precyzyjniejszą interpretację wpływu poszczególnych rozwiązań na pracę urządzeń oraz ich efektywność energetyczną. Dzięki przeprowadzonej analizie możliwe jest określenie optymalnych strategii wentylacji i ogrzewania, które zapewniają zarówno oszczędność energii, jak i utrzymanie odpowiednich parametrów powietrza w pomieszczeniach o dużych zyskach wilgoci.

1.1. Wzory:

- Ilość powietrza nawiewanego z uwzględnieniem obciążenia wilgotnościowego określa zależność:

$$\dot{V}_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho \cdot (x_p - x_N)} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (1)$$

gdzie:

$\dot{m}_w$ - strumień zysków wilgoci [kg/s]

ρ - gęstość powietrza (przyjęto 1,2 kg/m³) [kg/ m³]

x_p - zawartość pary wodnej w powietrzu w pomieszczeniu [g/kg]

x_N - zawartość pary wodnej w powietrzu nawiewanym do pomieszczenia [g/kg]

- Współczynnik kierunkowy przemian stanu powietrza określa wzór:

$$\varepsilon = \frac{Q_c}{\dot{m}_w} \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2)$$

gdzie:

Q_c - zyski ciepła całkowitego [kW]



- Moc nagrzewnicy oblicza się w następujący sposób:

$$Q_N = \dot{V}_w \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_N - t_Z) \text{ [kW]} \quad (3)$$

gdzie:

c_p – ciepło właściwe powietrza wilgotnego, $c_p = 1,005 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$

- Temperaturę za wymiennikiem (rekuperatorem) określa się ze wzoru:

$$t_R = \eta_t \cdot (t_P - t_{NP}) + t_{NP} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4)$$

gdzie:

η_t – sprawność wymiennika do odzysku ciepła [-]

t_P – temperatura w pomieszczeniu [$^\circ\text{C}$]

t_{NP} – temperatura za nagrzewnicą pierwotną [$^\circ\text{C}$]

1.2. Wyjaśnienie oznaczeń

Dolne indeksy:

- Z – wskazuje, że parametr dotyczy powietrza zewnętrznego.
- P – wskazuje, że parametr dotyczy powietrza wewnętrznego.
- N – wskazuje, że parametr dotyczy powietrza nawiewanego.
- w – odnosi się do przepływu powietrza lub masy pary wodnej
- NP – oznacza powietrze za nagrzewnicą pierwotną.
- NW – oznacza powietrze za nagrzewnicą wtórną.
- R – oznacza powietrze za wymiennikiem krzyżowym.
- T – odnosi się do powietrza wywiewanego za wymiennikiem krzyżowym.
- M – oznacza punkt mieszania w systemach z komorą mieszania.

Górne indeksy:

- Z – oznacza warunki zimowe (zima).
- L – oznacza warunki letnie (lato).
- I – odnosi się do wariantu I
- II – odnosi się do wariantu II
- A – odnosi się do wariantu A
- B – odnosi się do wariantu B
- 1 – odnosi się do rozwiązania 1
- 2 – odnosi się do rozwiązania 2
- 3 – odnosi się do rozwiązania 3

Kombinacje, np. (1,I) lub (3,IB) oznaczają konkretne rozwiązania (np. rozwiązanie 1 lub 3) oraz wariant zastosowania (I, II, IA, IB, itd.).



2. Założenia

Jako reprezentację pomieszczenia o dużych zyskach wilgoci przyjęto pomieszczenie hali basenowej. Dla uproszczenia założono, że w pomieszczeniu nie ma gradientu temperatury i powietrze wywiewane ma parametry powietrza wewnętrznego.

2.1. Parametry powietrza zewnętrznego i bilans energetyczny dla zimy i lata:

- Dla zimy

$$\begin{aligned}t_Z^Z &= -16\text{ }^{\circ}\text{C} \\ \varphi_Z^Z &= 100\% \\ x_Z^Z &= 1,1\text{ g/kg} \\ i_Z^Z &= -13,4\text{ kJ/kg} \\ Q_c^Z &= 31\text{ kW} \\ \dot{m}_w^Z &= 21,2\text{ g/s} \\ Q_j^Z &= -20,52\text{ kW}\end{aligned}$$

- Dla lata

$$\begin{aligned}t_Z^L &= 30\text{ }^{\circ}\text{C} \\ \varphi_Z^L &= 45\% \\ x_Z^L &= 11,9\text{ g/kg} \\ i_Z^L &= -60,7\text{ kJ/kg} \\ Q_c^L &= 66,52\text{ kW} \\ \dot{m}_w^L &= 21,2\text{ g/s} \\ Q_j^L &= 15\text{ kW}\end{aligned}$$

2.2. Parametry powietrza wewnętrznego

- Wariant I

$$\begin{aligned}t_p^I &= 28\text{ }^{\circ}\text{C} \\ \varphi_p^I &= 60\% \\ x_p^I &= 14,24\text{ g/kg} \\ i_p^I &= 64,5\text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

- Wariant II

$$\begin{aligned}t_p^{II} &= 28\text{ }^{\circ}\text{C} \\ \varphi_p^{II} &= 40\% \\ x_p^{II} &= 9,42\text{ g/kg} \\ i_p^{II} &= 52,2\text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Należy zauważyć, że w okresie letnim nie jest możliwe doprowadzenie powietrza do parametrów wariantu II przy wykorzystaniu jedynie powietrza zewnętrznego, ponieważ $x_p^{II} < x_Z^L$.

2.3. Warianty dostosowania powietrza nawiewanego w systemach z kontrolą wilgotności

W systemach z możliwością modyfikacji wilgotności (np. poprzez komorę mieszania, nawilżacze) parametry powietrza nawiewanego mogą być kształtowane w różny sposób, co wpływa na efektywność energetyczną i sposób osiągnięcia wymaganych



warunków wewnętrznych. Aby porównać różne podejścia, analizie poddane zostaną dwa warianty:

- Wariant A – zakłada wykorzystanie pełnego potencjału centrali wentylacyjnej, dobranego na podstawie warunków letnich dla wariantu I. Celem tego wariantu jest zobrazowanie, jakie efekty uzyskamy, stosując maksymalny dostępny przepływ powietrza i w jaki sposób wpłynie to na efektywność systemu.
- Wariant B – przyjęto w nim założenie, że temperatura powietrza nawiewanego nie może przekroczyć więcej niż 5°C temperatury powietrza w pomieszczeniu. W przypadku konieczności spełnienia takiego kryterium projektowego, strumień powietrza zostanie dostosowany tak, aby osiągnąć wymagane parametry, przy zachowaniu tego ograniczenia temperaturowego.

2.4. Obliczenia podstawowe dla lata

Współczynnik kierunkowy przemian w pomieszczeniu dla lata obliczono na podstawie wzoru:

$$\varepsilon^L = \frac{Q_c^L}{\dot{m}_w^L} = \frac{66,52 \text{ kW}}{21,2 \frac{\text{g}}{\text{s}}} = 3,14 \frac{\text{kJ}}{\text{g}} = 3140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5)$$

Strumień powietrza nawiewanego, na podstawie zysków wilgoci, dla wariantu I w lecie, przy założeniu wentylacji jedynie powietrzem zewnętrznym. W takim przypadku $x_N^L = x_Z^L$.

$$\dot{V}_w^{L,I} = \frac{\dot{m}_w^L}{\rho \cdot (x_P^L - x_N^L)} = \frac{21,2 \frac{\text{g}}{\text{s}}}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (14,24 - 11,9) \frac{\text{g}}{\text{kg}}} = 7,55 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 27180 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (6)$$

2.5. Obliczenia podstawowe dla zimy

Współczynnik kierunkowy przemian w pomieszczeniu dla zimy obliczono na podstawie wzoru:

$$\varepsilon^Z = \frac{Q_c^Z}{\dot{m}_w^Z} = \frac{31 \text{ kW}}{21,2 \frac{\text{g}}{\text{s}}} = 1,46 \frac{\text{kJ}}{\text{g}} = 1460 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7)$$

Strumień powietrza nawiewanego, na podstawie zysków wilgoci, dla wariantu I w okresie zimowym, przy założeniu wentylacji jedynie powietrzem o wilgotności bezwzględnej jak dla powietrza zewnętrznego. Gdy powietrze przygotowywane jest jedynie poprzez podgrzewanie $x_N^Z = x_Z^Z$.



$$\dot{V}_w^{Z,I} = \frac{\dot{m}_w^Z}{\rho \cdot (x_P^I - x_N^Z)} = \frac{21,2 \frac{g}{s}}{1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot (14,24 - 1,1) \frac{g}{kg}} = 1,34 \frac{m^3}{s} = 4840 \frac{m^3}{h} \quad (8)$$

Strumień powietrza nawiewanego, na podstawie zysków wilgoci, dla wariantu II w okresie zimowym, przy założeniu wentylacji jedynie powietrzem o wilgotności bezwzględnej jak dla powietrza zewnętrznego. Gdy powietrze przygotowywane jest jedynie poprzez podgrzewanie $x_N^Z = x_Z^Z$.

$$\dot{V}_w^{Z,II} = \frac{\dot{m}_w^Z}{\rho \cdot (x_P^{II} - x_N^Z)} = \frac{21,2 \frac{g}{s}}{1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot (9,42 - 1,1) \frac{g}{kg}} = 2,12 \frac{m^3}{s} = 7644 \frac{m^3}{h} \quad (9)$$

W wariantcie drugim, obniżenie wilgotności względnej z 60% do 40% spowodowało wzrost ilości powietrza nawiewanego z 4840 m³/h do 7644 m³/h. Mimo znaczącego zwiększenia tego strumienia, nadal pozostaje on znacznie mniejszy niż 27 180 m³/h, czyli ilość powietrza nawiewanego w okresie letnim.

Z tego względu, w dalszych obliczeniach przyjmuje się wartość strumienia powietrza z okresu letniego jako bazową, ponieważ na tą wartość zostanie dobrana centrala wentylacyjna.

3. Rozwiązanie 1 – Nagrzewnica

W rozwiązaniu 1 nagrzewnica będzie jedynym urządzenie potrzebnym do doprowadzenia powietrza w pomieszczeniu do parametrów założonych.

3.1. Wariant I

Aby obliczyć moc nagrzewnicy należy w pierwszej kolejności ustalić temperaturę powietrza nawiewanego. W tym celu na wykres Molliera (rys. 1) naniesiono parametry powietrza wewnętrznego P i zewnętrznego Z dla wariantu I. Następnie poprowadzono przez punkt P prostą zgodną z nachyleniem wyznaczonym przez kierunkowy współczynnik przemian dla okresu zimowego ε^Z . Przecięcie się linii kierunkowego współczynnika przemian i izohigry dla powietrza zewnętrznego ($x_Z^Z = 1,1 \text{ g/kg}$), wyznacza punkt N, na podstawie którego określamy parametry powietrza nawiewanego. Parametry powietrza za nagrzewnicą będą równały się parametrom powietrza nawiewanego.

$$t_N^{1,I} = 41,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\varphi_N^{1,I} = 2\%$$

$$x_N^{1,I} = 1,1 \text{ g/kg}$$

$$i_N^{1,I} = 44,5 \text{ kJ/kg}$$



Po ustaleniu temperatury powietrza nawiewanego sprawdzamy, czy mieści się ona w przedziale dopuszczalnej temperatury. W przypadku rozważanych hal basenowych z nawiewem realizowanym przez nawiewniki szczelinowe w miejscach niedostępnych dla użytkowników dopuszcza się nawiew do temperatury 45°C (Pisarev, 2014). W przypadku niespełnienia tego warunku należy rozważyć zmianę rozwiązania lub zmianę założonych parametrów powietrza wewnętrznego np. tak jak w Wariancie II poprzez zmniejszenie parametru wilgotności względnej. Optymalne rozwiązanie można w takim przypadku znaleźć poprzez przesunięcie linii kierunkowego współczynnika przemian na wykresie Moliera wzdłuż izohigry (pionowo w dół).

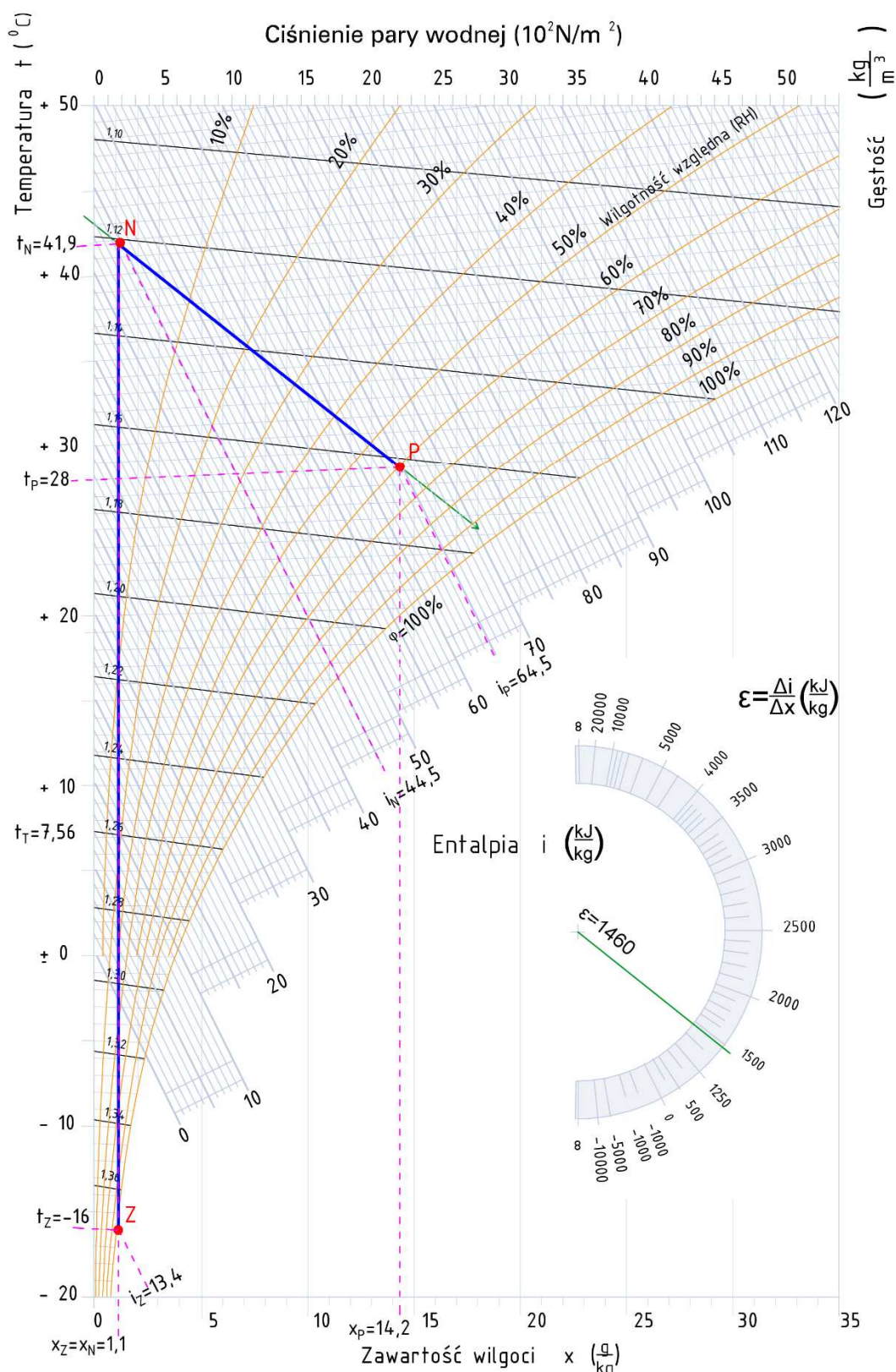
Moc nagrzewnicy obliczono ze wzoru:

$$Q_N^{1,I} = \dot{V}_w^{Z,I} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_N^{1,I} - t_Z^Z)$$

$$= 1,34 \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (41,9 - (-16))K = 93,6 kW \quad (10)$$

[Tekst alternatywny do rys 1. Wykres Moliera przedstawia proces przemiany powietrza w systemie wyposażonym w nagrzewnicę powietrza, której zadaniem jest utrzymanie parametrów powietrza wewnętrznego na poziomie 28°C i 60% wilgotności względnej. Na wykresie zaznaczono kluczowe punkty termodynamiczne, w tym warunki powietrza zewnętrznego (oznaczone jako Z), warunki powietrza po podgrzaniu (N), oraz parametry powietrza wewnętrznego (P). Proces obejmuje nagrzewanie powietrza od temperatury zewnętrznej $t_Z = -16^\circ C$ do wartości $t_P = 28^\circ C$. Wilgotność powietrza zmienia się zgodnie z określoną przemianą, a całość opisana jest przez krzywe entalpii i zawartości wilgoci]





Rys. 1. Wykres Moliera dla rozwiązania 1,I (opracowanie własne)



3.2. Wariant II

W wariantcie II postępujemy analogicznie jak w wariantcie I. W pierwszej kolejności ustalamy parametry powietrza nawiewanego (rys.2).

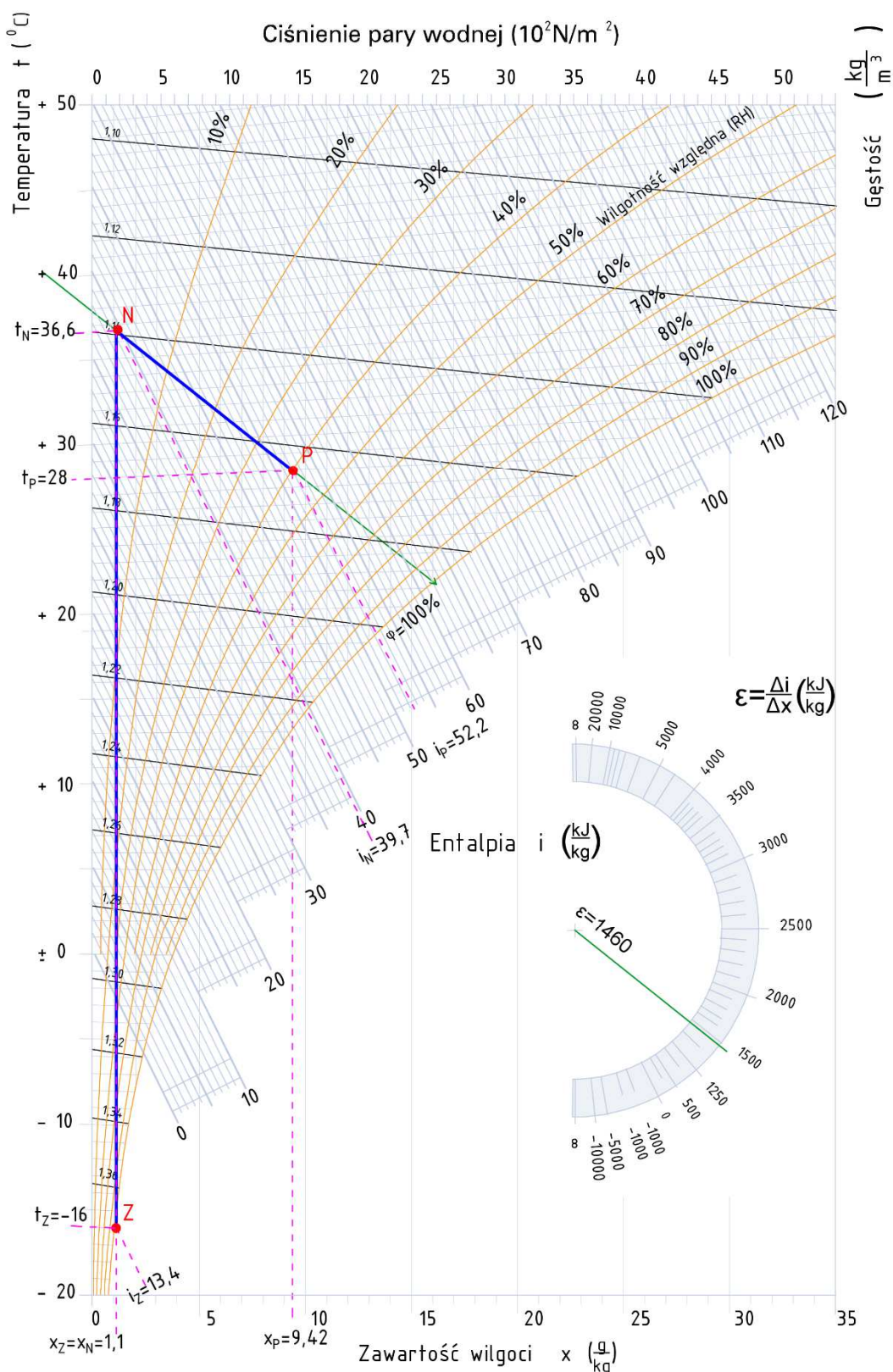
$$t_N^{1,II} = 36,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \varphi_N^{1,II} = 2,9\% \quad x_N^{1,II} = 1,1 \text{ g/kg} \quad i_N^{1,II} = 39,7 \text{ kJ/kg}$$

Następnie obliczamy moc nagrzewnicy wg. wzoru:

$$\begin{aligned} Q_N^{1,II} &= \dot{V}_w^{Z,II} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_N^{1,II} - t_Z^Z) \\ &= 2,12 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (36,6 - (-16))\text{K} = 134,5 \text{ kW} \end{aligned} \quad (11)$$

Zmniejszenie wilgotności względnej z 60% do 40% w wariantcie II w porównaniu do wariantu I spowodowało konieczność zwiększenia strumienia powietrza nawiewanego. Konsekwencją zwiększenia strumienia powietrza jest zwiększenie zapotrzebowania na moc dla nagrzewnicy, mimo że temperatura powietrza nawiewanego została obniżona. Wynika to z faktu, że większa ilość powietrza wymaga dostarczenia większej ilości energii cieplnej do podgrzania go do wymaganej temperatury. W analizowanym przypadku różnica założonych parametrów pomiędzy wariantem I a wariantem II będzie powodowała wzrost zapotrzebowania na moc dla nagrzewnicy z 93,6 kW do 134,5 kW co odpowiada za 43,7% wzrostu zapotrzebowania na energię potrzebną do zasilania nagrzewnicy.

[Tekst alternatywny do rys 2. Wykres Moliera przedstawia proces przemiany powietrza w systemie wyposażonym w nagrzewnicę powietrza, której zadaniem jest utrzymanie parametrów powietrza wewnętrznego na poziomie 28°C i 40% wilgotności względnej. Na wykresie zaznaczono kluczowe punkty termodynamiczne, w tym warunki powietrza zewnętrznego (oznaczone jako Z), warunki powietrza po podgrzaniu (N), oraz parametry powietrza wewnętrznego (P). Proces obejmuje nagrzewanie powietrza od temperatury zewnętrznej $t_Z = -16^{\circ}\text{C}$ do wartości $t_P = 28^{\circ}\text{C}$. Wilgotność powietrza zmienia się zgodnie z określoną przemianą, a całość opisana jest przez krzywe entalpii i zawartości wilgoci]



Rys. 2. Wykres Moliera dla rozwiązania 1,II (opracowanie własne)



4. Rozwiązanie 2 – Wymiennik krzyżowy wspierany nagrzewnicą pierwotną i wtórną

W rozwiązaniu 2 tak jak w rozwiązaniu 1 utrzymanie założonych parametrów powietrza wewnętrznego będzie odbywało się jedynie poprzez podgrzewanie powietrza zewnętrznego. W tym rozwiązaniu zostanie wykorzystany wymiennik krzyżowy, który ma na celu odzysk energii z zużytego powietrza wywiewanego. Aby zabezpieczyć wymiennik przed zamrażaniem założono zastosowanie nagrzewnicy pierwotnej, która będzie ogrzewała powietrze zewnętrzne do temperatury 0°C. Natomiast dogrzewanie powietrza do temperatury nawiewu będzie realizowane przez nagrzewnicę wtórną.

4.1. Wariant I

W pierwszej kolejności należy wyznaczyć parametry powietrza za nagrzewnicą pierwotną NP. W tym celu należy na wykres Molliera (rys.3) nanieść punkt Z reprezentujący parametry powietrza zewnętrznego. Następnie poprowadzić prostą z punktu Z wzdłuż izohigry przechodzącej przez punkt Z (pionowo w górę). Przecięcie tej prostej z izotermą 0°C, wskaże punkt NP reprezentujący parametry powietrza za nagrzewnicą pierwotną.

$$t_{NP}^{2,I} = 0,0 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \varphi_{NP}^{2,I} = 29,3\% \quad x_{NP}^{2,I} = 1,1 \text{ g/kg} \quad i_{NP}^{2,I} = 2,8 \text{ kJ/kg}$$

W następnym kroku należy określić sprawność planowanego do zainstalowania wymiennika na podstawie wytycznych udostępnianych przez producentów. W tym przypadku założono sprawność wymiennika krzyżowego na poziomie 73%.

$$\eta_t = 73\% \rightarrow 0,73$$

Znając sprawność wymiennika krzyżowego obliczamy temperaturę za nim wg. wzoru:

$$t_R^{2,I} = \eta_t \cdot (t_P^I - t_{NP}^{2,I}) + t_{NP}^{2,I} = 0,73 \cdot (28 - 0,0)^{\circ}\text{C} + 0,0 \text{ }^{\circ}\text{C} = 20,44 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (12)$$

W celu określenia pozostałych parametrów powietrza za wymiennikiem krzyżowym R należy na wykresie Molliera (rys.3) poprowadzić prostą z punktu NP wzdłuż izohigry przechodzącej przez punkt NP (pionowo w górę). Przecięcie tej prostej z izotermą 20,44°C, wskaże punkt R reprezentujący parametry powietrza za wymiennikiem krzyżowym.

$$t_R^{2,I} = 20,44 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \varphi_R^{2,I} = 7,4\% \quad x_R^{2,I} = 1,1 \text{ g/kg} \quad i_R^{2,I} = 23,4 \text{ kJ/kg}$$



Na podstawie powyższych obliczeń możemy także określić parametry powietrza wywiewanego za wymiennikiem krzyżowym T. W tym celu należy przeprowadzić obliczenia wg. wzoru:

$$t_T^{2,I} = t_P^I - (t_R^{2,I} - t_{NP}^{2,I}) = 28^\circ\text{C} - (20,44 - 0,0)^\circ\text{C} = 7,56^\circ\text{C} \quad (13)$$

Aby określić pozostałe parametry powietrza wywiewanego za wymiennikiem krzyżowym T należy na wykresie Molliera (rys.3) poprowadzić prostą z punktu P wzdłuż izohigry przechodzącej przez punkt P (pionowo w dół). Przecięcie tej prostej z izotermą $7,56^\circ\text{C}$, wskaże punkt T reprezentujący parametry powietrza wywiewanego za wymiennikiem krzyżowym. Jeżeli, tak jak w tym przypadku, punkt przecięcia tych prostych jest poniżej krzywej nasycenia (izohigroma o wartości 100% wilgotności względnej) oznacza to iż nastąpi wykroplenie wilgoci podczas ochładzania powietrza wywiewanego. Wtedy punktem reprezentującym parametry powietrza wywiewanego za wymiennikiem krzyżowym dla analizowanego przykładu będzie przecięcie izotermy $7,56^\circ\text{C}$ i izohigromy. To z którą izogramą zależy od procesów wymiany ciepła i masy zachodzących podczas wykroplenia. Podczas wykraplania wilgoci w wymienniku krzyżowym nigdy nie osiągamy 100% wilgotności względnej, ponieważ proces wymiany ciepła i masy nie jest idealny, a kondensacja zachodzi stopniowo. Dla początkowej wilgotności poniżej 45% osiągamy około 88%, dla zakresu 45-70% około 92%, a powyżej 70% maksymalnie 98% wilgotności względnej (Pisarev, 2014).

W analizowanym przypadku przy początkowej wilgotności względnej powietrza wywiewanego 60% zakładamy wykroplenie do poziomu 92%.

$$t_T^{2,I} = 7,56^\circ\text{C} \quad \varphi_T^{2,I} = 92\% \quad x_T^{2,I} = 5,9 \text{ g/kg} \quad i_T^{2,I} = 22,5 \text{ kJ/kg}$$

Aby określić strumień wilgotności wykroplonej z powietrza wywiewanego w wymienniku krzyżowym korzystamy z wzoru:

$$\dot{m}_{wR}^{2,I} = \dot{V}_w^{Z,I} \cdot \rho \cdot (x_P^I - x_T^{2,I}) = 1,34 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (14,24 - 5,9) \frac{\text{g}}{\text{kg}} = 13,41 \frac{\text{g}}{\text{s}} \quad (14)$$

Dla takiej ilości kropli należy zapewnić ich odprowadzenie z urządzenia, w którym będzie zamontowany wymiennik krzyżowy.

Kolejnym krokiem obliczeń jest ustalenie parametrów powietrza nawiewanego. Należy poprowadzić przez punkt P prostą zgodną z nachyleniem wyznaczonym przez kierunkowy współczynnik przemian dla okresu zimowego ε^Z . Przecięcie się linii kierunkowego współczynnika przemian i izohigry przechodzącej przez punkty Z, NP.,



R ($x_Z^Z = x_{NP}^{2,I} = x_R^{2,I} = 1,1 \text{ g/kg}$), wyznacza punkt N, na podstawie którego określamy parametry powietrza nawiewanego.

$$t_N^{2,I} = 41,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad \varphi_N^{2,I} = 2\% \quad x_N^{2,I} = 1,1 \text{ g/kg} \quad i_N^{2,I} = 44,5 \text{ kJ/kg}$$

Parametry powinny być takie jak w przypadku rozwiązania 1

Następnie należy obliczyć moce nagrzewnicy pierwotnej i wtórnej zgodnie z wzorami:

$$Q_{NP}^{2,I} = \dot{V}_w^{Z,I} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{NP}^{2,I} - t_Z^Z) = 1,34 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (0 - (-16))\text{K} \quad (15)$$

$$= 25,9 \text{ kW}$$

$$Q_{NW}^{2,I} = \dot{V}_w^{Z,I} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_N^{2,I} - t_R^{2,I}) \quad (16)$$

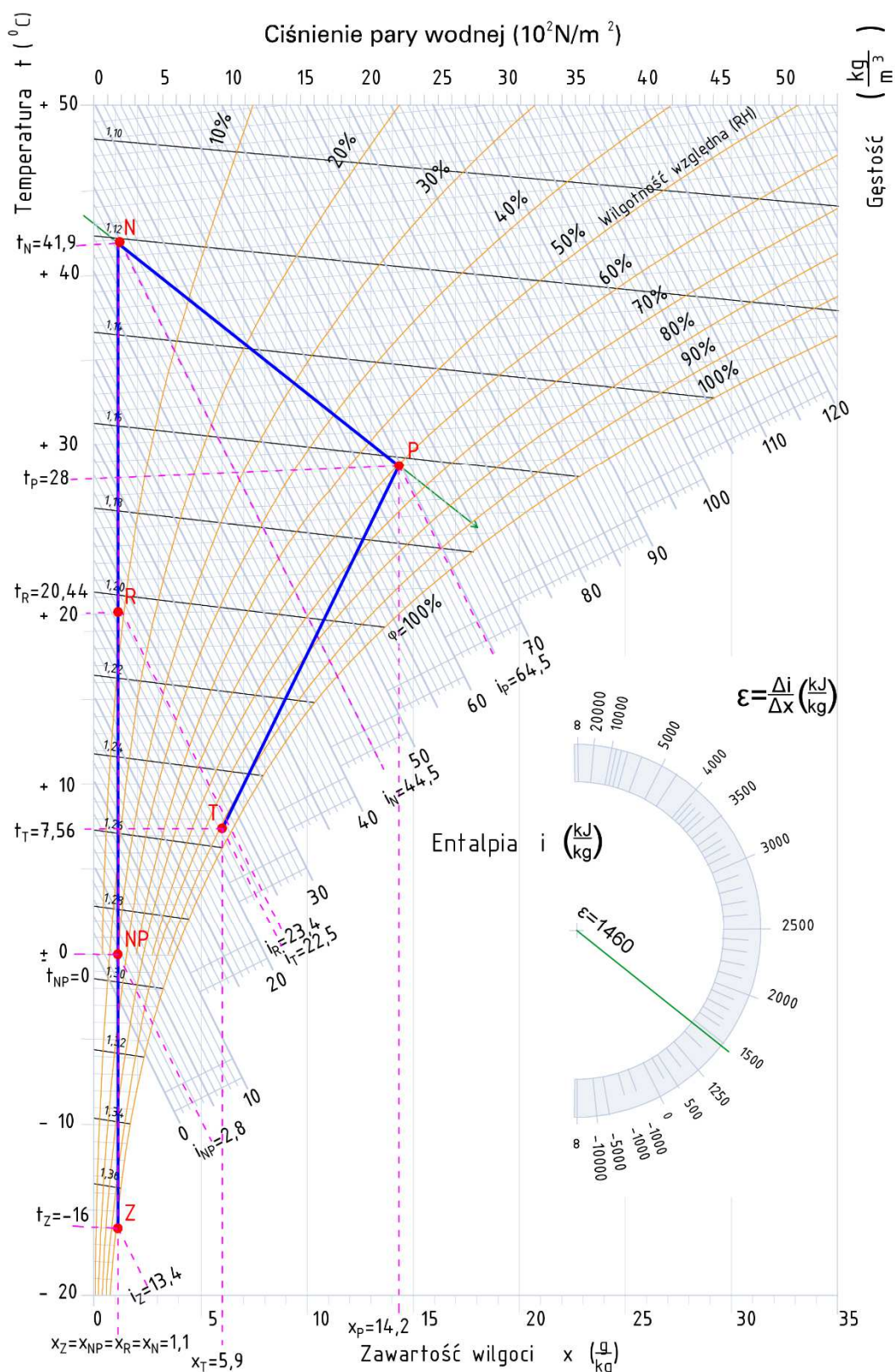
$$= 1,34 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (41,9 - 20,44)\text{K} = 34,7 \text{ kW}$$

Sumując moce nagrzewnicy pierwotnej i wtórnej otrzymamy moc potrzebną dla rozwiązania 2 w wariancie I.

$$Q_{cał.}^{2,I} = Q_{NP}^{2,I} + Q_{NW}^{2,I} = 25,9 \text{ kW} + 34,7 \text{ kW} = 60,6 \text{ kW} \quad (17)$$

Porównując otrzymany wynik do rozwiązania 1 wykorzystującego jedynie nagrzewnicę, dzięki zastosowaniu wymiennika krzyżowego w analizowanym przypadku można ograniczyć ilość potrzebnej energii z 93,6 kW do 60,6 kW, co przekłada się na 30% oszczędności energii.

[Tekst alternatywny do rys 3. Wykres Moliera przedstawia proces przemiany powietrza w systemie wyposażonym w nagrzewnicę pierwotną oraz wymiennik krzyżowy, których zadaniem jest utrzymanie parametrów powietrza wewnętrznego na poziomie 28°C i 60% wilgotności względnej. Na wykresie zaznaczono kluczowe punkty termodynamiczne, w tym warunki powietrza zewnętrznego (Z), proces nagrzewania (NP) następnie proces odzysku ciepła w wymienniku krzyżowym (R) oraz warunki powietrza w pomieszczeniu (P). Wszystkie przemiany powietrza zostały opisane przez krzywe entalpii i zawartości wilgoci]



Rys. 3. Wykres Moliera dla rozwiązania 2,1 (opracowanie własne)



4.2. Wariant II

Obliczenia dla wariantu II wykonujemy adekwatnie jak dla wariantu I. Pierwszy etap obliczeń nie będzie się różnił. Dlatego parametry powietrza za nagrzewnicą pierwotną, wymiennikiem krzyżowym oraz temperaturę powierza wywiewanego za wymiennikiem krzyżowym możemy przepisać.

$$\begin{aligned} t_{NP}^{2,II} &= 0,0 \text{ }^{\circ}\text{C} & \varphi_{NP}^{2,II} &= 29,3\% & x_{NP}^{2,II} &= 1,1 \text{ g/kg} & i_{NP}^{2,II} &= 2,8 \text{ kJ/kg} \\ t_R^{2,II} &= 20,44 \text{ }^{\circ}\text{C} & \varphi_R^{2,II} &= 7,4\% & x_R^{2,II} &= 1,1 \text{ g/kg} & i_R^{2,II} &= 23,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$t_T^{2,II} = t_P^{II} - (t_R^{2,II} - t_{NP}^{2,II}) = 28^{\circ}\text{C} - (20,44 - 0,0)^{\circ}\text{C} = 7,56 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (18)$$

Nieznacznie zmieniają się pozostałe parametry powietrza wywiewanego za wymiennikiem krzyżowym w związku ze zmianą początkowej wilgotności względnej. Przy powietrzu wywiewanym o wilgotności względnej 40% zakładamy wykroplenie w wymienniku do poziomu 88%. W związku z tym z wykresu Molliera (rys.4) odczytujemy:

$$t_T^{2,II} = 7,56 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \varphi_T^{2,II} = 88\% \quad x_T^{2,II} = 5,7 \text{ g/kg} \quad i_T^{2,II} = 21,9 \text{ kJ/kg}$$

Następnie obliczamy strumień wilgotności wykroplonej z powietrza wywiewanego w wymienniku krzyżowym korzystając ze wzoru:

$$\dot{m}_{wR}^{2,II} = \dot{V}_w^{Z,II} \cdot \rho \cdot (x_P^{II} - x_T^{2,II}) = 2,12 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (9,42 - 5,7) \frac{\text{g}}{\text{kg}} = 9,46 \frac{\text{g}}{\text{s}} \quad (19)$$

Analogicznie do postępowania z wariantu I ustalamy położenie punktu N na podstawie którego odczytujemy parametry powietrza nawiewanego. Parametry te powinny pokrywać się z parametrami powierza nawiewanego dla wariantu II przy rozwiązaniu 1.

$$t_N^{2,II} = 36,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \varphi_N^{2,II} = 2,9\% \quad x_N^{2,II} = 1,1 \text{ g/kg} \quad i_N^{2,II} = 39,7 \text{ kJ/kg}$$

Następnie obliczamy moce nagrzewnicy pierwotnej i wtórnej zgodnie z wzorami:

$$\begin{aligned} Q_{NP}^{2,II} &= \dot{V}_w^{Z,II} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{NP}^{2,II} - t_z^Z) = 2,12 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (0 - (-16)) \text{K} \\ &= 40,9 \text{ kW} \end{aligned} \quad (20)$$



$$Q_{NW}^{2,II} = \dot{V}_w^{Z,II} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_N^{2,II} - t_R^{2,II}) \quad (21)$$

$$= 2,12 \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (36,6 - 20,44)K = 41,3 kW$$

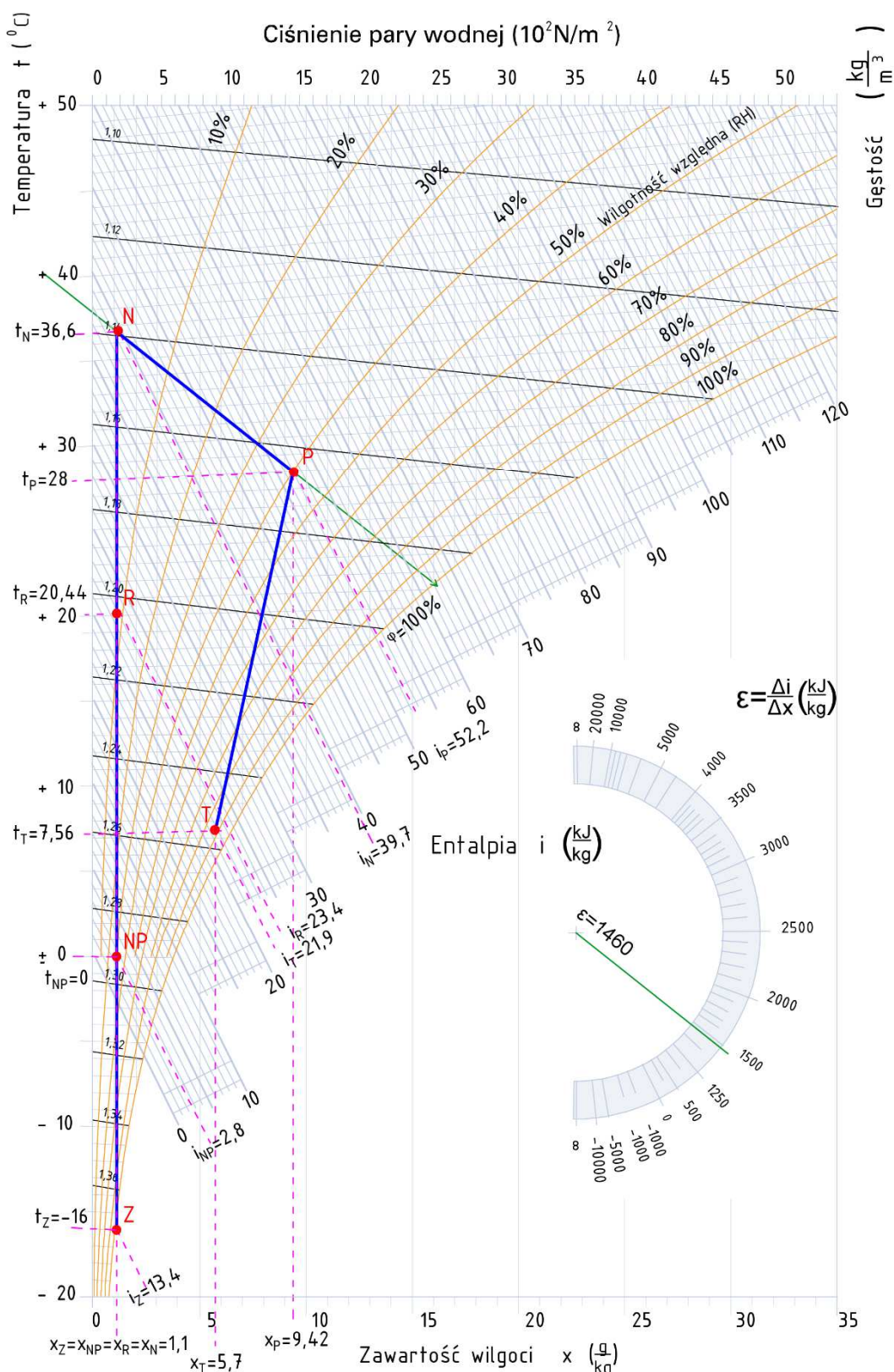
Sumując moce nagrzewnicy pierwotnej i wtórnej otrzymamy moc potrzebną dla rozwiązania 2 w wariancie I.

$$Q_{cał.}^{2,II} = Q_{NP}^{2,II} + Q_{NW}^{2,II} = 40,9 kW + 41,3 kW = 82,2 kW \quad (22)$$

Porównując otrzymany wynik do rozwiązania 1 wykorzystującego jedynie nagrzewnicę, dzięki zastosowaniu wymiennika krzyżowego w analizowanym przypadku można ograniczyć ilość potrzebnej energii z 134,5 kW do 82,2 kW, co przekłada się na 61% oszczędności energii. Natomiast w rozwiązaniu 2 korzystniejsze będzie, podobnie jak w przypadku rozwiązania 1 utrzymywanie w pomieszczeniu hali basenowej wyższych parametrów wilgotności względnej, co w analizowanym przypadku ograniczy moc z 82,2 kW do 60,6 kW co będzie stanowiło różnicę 36%. Należy także zauważyć, że oba rozwiązania polegające jedynie na podgrzewaniu powietrza zewnętrznego wymagają nawiewania powietrza o stosunkowo wysokich temperaturach. Dlatego w przypadkach, kiedy wymagane jest, aby powietrze nawiewane miało niższą temperaturę te rozwiązania mogą okazać się nieodpowiednie.

[Tekst alternatywny do rys 4. Wykres Moliera przedstawia proces przemiany powietrza w systemie wyposażonym w nagrzewnicę pierwotną oraz wymiennik krzyżowy, których zadaniem jest utrzymanie parametrów powietrza wewnętrznego na poziomie 28°C i 40% wilgotności względnej. Na wykresie zaznaczono kluczowe punkty termodynamiczne, w tym warunki powietrza zewnętrznego (Z), proces nagrzewania (NP) następnie proces odzysku ciepła w wymienniku krzyżowym (R) oraz warunki powietrza w pomieszczeniu (P). Wszystkie przemiany powietrza zostały opisane przez krzywe entalpii i zawartości wilgoci]





Rys. 4. Wykres Moliera dla rozwiązania 2,II (opracowanie własne)



5. Rozwiązanie 3 – Komora mieszania wspierana nagrzewnicą

W rozwiązaniu 3 w celu osiągnięcia zadanych parametrów powietrza wewnętrznego wykorzystano komorę mieszania która ma na celu recyrkulację powietrza wywiewanego poprzez mieszanie strumieni powietrza świeżego zewnętrznego z powietrzem wywiewanym. W przeciwieństwie do rozwiązań 1 i 2 to podejście wpływa także na zmiany wilgotności podczas przygotowania powietrza. Po zmieszaniu powietrze będzie dogrzewane przez nagrzewnicę wtórną do założonej temperatury nawiewu.

5.1. Wariant I A

W wariantcie A zakładamy wykorzystanie całego potencjału centrali wentylacyjnej który został ustalony dla wariantu I w okresie letnim. Stąd zakładamy, że $\dot{V}_w^{3,IA} = \dot{V}_w^{L,I}$.

$$\dot{V}_w^{3,IA} = \frac{\dot{m}_w^L}{\rho \cdot (x_P^I - x_N^L)} = \frac{21,2 \frac{g}{s}}{1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot (14,24 - 11,9) \frac{g}{kg}} = 7,55 \frac{m^3}{s} = 27180 \frac{m^3}{h} \quad (23)$$

W przypadku komory mieszania w pierwszej kolejności należy ustalić punkt mieszania strumienia powietrza recyrkulacyjnego i świeżego. W tym celu należy nanieść na wykres Molliera (rys. 5) punkty odpowiadające parametrom powietrza wewnętrznego P i zewnętrznego Z i łącząc je wykreślić krzywą przemian, które mogą zajść w komorze mieszania. Na krzywej tej należy wyznaczyć punkt mieszania M na przecięciu krzywej przemian zachodzących w komorze mieszania z izohigrą wskazującą na zawartość bezwzględną wilgoci w powietrzu po zmieszaniu. Zawartość tą w tym wariantcie ustalamy poprzez przekształcenie wzoru na strumień powietrza nawiewanego (2):

$$x_M^{3,IA} = x_P^I + \frac{\dot{m}_w^L}{\dot{V}_w^{3,IA} \cdot \rho} = 14,24 \frac{g}{kg} + \frac{21,2 \frac{g}{s}}{7,55 \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3}} = 11,9 \frac{g}{kg} \quad (24)$$

Można zauważyć, że wilgotność $x_M^{5,IA}$ będzie taka sama jak $x_N^L = x_Z^L$.

Na tej podstawie na wykresie Molliera (rys. 5) ustalamy punkt mieszania M. Jeśli punkt M znalazłby się poniżej linii nasycenia ($\varphi=100\%$), oznacza to że zajdzie wykoplenie wilgoci w komorze mieszania. Przypadek taki zostanie omówiony w wariantcie B.

$$t_M^{3,IA} = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \varphi_M^{3,IA} = 81,3\% \quad x_M^{3,IA} = 11,9 \text{ g/kg} \quad i_M^{3,IA} = 50,3 \text{ kJ/kg}$$



Kolejnym krokiem jest ustalenie punktu N reprezentującego parametry powietrza nawiewanego, który uzyskujemy na przecięciu linii kierunkowego współczynnika przemian ε^Z przechodzącego przez punkt P i izohigry przechodzącej przez punkt M ($x_M^{3,IA} = 11,9 \frac{g}{kg}$).

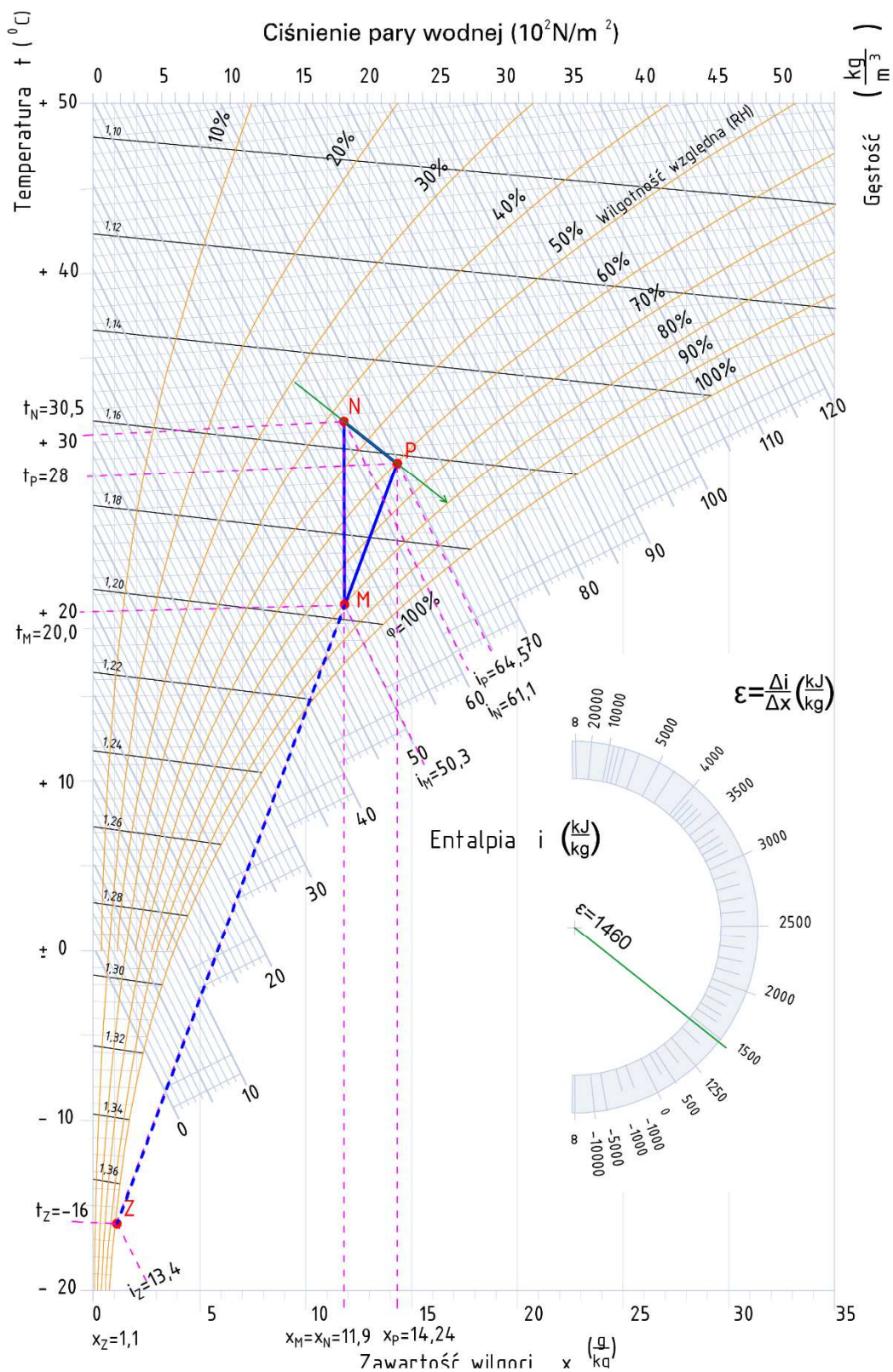
$$t_N^{3,IA} = 30,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \varphi_N^{3,IA} = 43,6\% \quad x_N^{3,IA} = 11,9 \text{ g/kg} \quad i_N^{3,IA} = 61,1 \text{ kJ/kg}$$

Następnie obliczamy moc nagrzewnicy wtórnej zgodnie z wzorem:

$$\begin{aligned} Q_{NW}^{3,IA} &= \dot{V}_w^{3,IA} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_N^{3,IA} - t_M^{3,IA}) \\ &= 7,55 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (30,5 - 20) \text{ K} = 95,6 \text{ kW} \end{aligned} \quad (25)$$

Zastosowanie komory mieszania z nagrzewnicą dla wariantu I A wymaga podobnej ilości energii jak zastosowanie samej nagrzewnicy i ok. 30% więcej energii niż rozwiązanie z wymiennikiem krzyżowym z nagrzewnicami, ale w porównaniu do tych dwóch rozwiązań znacząco obniżona zostaje temperatura powietrza nawiewanego.

[Tekst alternatywny do rys 5. Wykres Moliera przedstawia proces przemiany powietrza w systemie wentylacyjnym z komorą mieszania i nagrzewnicą, zaprojektowanym w celu utrzymania parametrów powietrza wewnętrznego na poziomie 28°C i 60% wilgotności względnej. Na wykresie zaznaczono kluczowe punkty termodynamiczne, obejmujące warunki powietrza zewnętrznego (Z), punkt mieszania powietrza świeżego z powietrzem recyrkulacyjnym (M), etap podgrzewania powietrza w nagrzewnicy (N) oraz warunki końcowe powietrza w pomieszczeniu (P). Proces obejmuje zmieszanie strumienia powietrza zewnętrznego i powrotnego w odpowiednich proporcjach, a następnie jego podgrzanie do wymaganej temperatury.]



Rys. 5. Wykres Moliera dla rozwiązania 3,1A (opracowanie własne)

5.2. Wariant I B

W wariantcie B zakładamy, że temperatura powietrza nawiewanego będzie wyższa o 5 °C od temperatury wewnętrznej. Dlatego w tym przypadku w pierwszej kolejności na wykresie Molliera (rys. 6) nanosimy punkt P odpowiadający parametrom powietrza wewnętrznego i prowadzimy przez niego linię kierunkowego współczynnika przemian ε^Z . Punkt przecięcia tej linii z izotermą, której wartość otrzymamy przez dodanie 5 °C do temperatury wewnętrznej, wyznaczy parametry powietrza nawiewanego N.

$$t_N^{3,IB} = x_P^I + 5\text{ °C} = 28\text{ °C} + 5\text{ °C} = 33\text{ °C} \quad (26)$$

$$t_N^{3,IB} = 33\text{ °C} \quad \varphi_N^{3,IB} = 30\% \quad x_N^{3,IB} = 9,4\text{ g/kg} \quad i_N^{3,IB} = 57,2\text{ kJ/kg}$$

Aby wyznaczyć punkt mieszania powietrza M postępujemy analogicznie jak w wariantcie I A. Na wykresie Molliera (rys. 6) łączymy punkty P i Z w celu utworzenia krzywej przemian, które mogą zajść w komorze mieszania. Przecięcie tej krzywej z izohigrą przechodzącą przez punkt N ($x_N^{3,IB} = 9,4\text{ g/kg}$), wskaże punkt M. Jeśli punkt M znalazłby się poniżej linii nasycenia ($\varphi=100\%$), oznacza to, że zajdzie wykroplenie wilgoci w komorze mieszania. W takim przypadku punktem mieszania będzie punkt przecięcia się wyliczonej izohigry z izogramą, która zależy od pierwotnej wilgotności względnej powietrza wywiewanego, ta jak było to omówione dla wykraplania wilgoci w wymienniku krzyżowym (rozwiązanie 2 wariant I). W tym przypadku przy początkowej wilgotności względnej na poziomie 60% zakładamy wykroplenie się wilgoci do 92%. W związku z tym punkt M' wyznacza izohigra 9,4 g/kg i izograma 92%.

$$t_M^{3,IB} = 14,4\text{ °C} \quad \varphi_M^{3,IB} = 92\% \quad x_M^{3,IB} = 9,4\text{ g/kg} \quad i_M^{3,IB} = 38,3\text{ kJ/kg}$$

W tym wariantcie należy także obliczyć strumień powietrza wentylacyjnego jaki będzie potrzebny, aby usunąć zyski wilgoci z pomieszczenia przy użyciu powietrza nawiewanego o ustalonych parametrach. W tym celu należy zastosować wzór:

$$\dot{V}_w^{3,IB} = \frac{\dot{m}_w^L}{\rho \cdot (x_P^I - x_N^{3,IB})} = \frac{21,2\text{ } \frac{\text{g}}{\text{s}}}{1,2\text{ } \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (14,24 - 9,4)\text{ } \frac{\text{g}}{\text{kg}}} = 3,65\text{ } \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 13140\text{ } \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (27)$$

Następnie obliczamy moc nagrzewnicy wtórnej zgodnie z wzorem:

$$\begin{aligned} Q_{NW}^{3,IB} &= \dot{V}_w^{3,IB} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_N^{3,IB} - t_M^{3,IB}) \\ &= 3,65\text{ } \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2\text{ } \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,005\text{ } \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (33 - 14,4)\text{ K} = 79,9\text{ kW} \end{aligned} \quad (28)$$



Zastosowanie komory mieszania z nagrzewnicą dla wariantu I B wymaga o około 15% mniej energii niż to samo rozwiązanie w wariantcie I A i rozwiązanie 1 z samą nagrzewnicą. W porównaniu do rozwiązania 2 z wymiennikiem krzyżowym i nagrzewnicami wymaga około 35% energii więcej. Natomiast podobnie jak w wariantcie I A rozwiązanie to w porównaniu do rozwiązań 1 i 2 nie wymaga nawiewania powietrza o znacznie wyższej temperaturze, a także pozwala na zmniejszenie strumienia powietrza nawiewanego.

[Tekst alternatywny do rys 6. Wykres Moliera przedstawia proces przemiany powietrza w systemie wentylacyjnym z komorą mieszania i nagrzewnicą, zaprojektowanym w celu utrzymania parametrów powietrza wewnętrznego na poziomie 28°C i 60% wilgotności względnej. Na wykresie zaznaczono kluczowe punkty termodynamiczne, obejmujące warunki powietrza zewnętrznego (Z), punkt mieszania powietrza świeżego z powietrzem recyrkulacyjnym (M), etap podgrzewania powietrza w nagrzewnicy (N) oraz warunki końcowe powietrza w pomieszczeniu (P). Proces obejmuje zmieszanie strumienia powietrza zewnętrznego i powrotnego w odpowiednich proporcjach, a następnie jego podgrzanie do wymaganej temperatury.]





5.3. Wariant II A

Tak jak w wariantcie I A zakładamy wykorzystanie całego potencjału centrali wentylacyjnej który został ustalony dla wariantu I w okresie letnim, ale przy założeniu zmniejszenia wilgotności względnej wewnątrz hali basenowej do 40%. W związku z tym zakładamy ja poprzednio, że:

$$\dot{V}_w^{3,IIA} = \dot{V}_w^{L,I} = 7,55 \frac{m^3}{s} = 27180 \frac{m^3}{h} \quad (29)$$

Analogicznie do wariantu I A na wykres Molliera (rys. 7) wrysowujemy Punkty P, Z, oraz krzywą przemian które mogą zajść w komorze mieszania. Na krzywej tej należy wyznaczyć punkt mieszania M na przecięciu tej krzywej z izohigrą obliczona ze wzoru:

$$x_M^{3,IIA} = x_P^{II} + \frac{\dot{m}_w^L}{\dot{V}_w^{3,IIA} \cdot \rho} = 9,42 \frac{g}{kg} + \frac{21,2 \frac{g}{s}}{7,55 \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3}} = 7,08 \frac{g}{kg} \quad (30)$$

Jeśli punkt M znalazłby się poniżej linii nasycenia ($\varphi=100\%$), postępujemy ja w wariantcie I B. W tym przypadku taka sytuacja nie ma miejsca w związku z tym odczytujemy:

$$t_M^{3,IIA} = 16,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \varphi_M^{3,IIA} = 61,5\% \quad x_M^{3,IIA} = 7,08 \text{ g/kg} \quad i_M^{3,IIA} = 34,3 \text{ kJ/kg}$$

Kolejnym krokiem jest ustalenie punktu N reprezentującego parametru powietrza nawiewanego, który uzyskujemy na przecięciu linii kierunkowego współczynnika przemian ε^Z przechodzącego przez punkt P i izohigry przechodzącej przez punkt M ($x_M^{3,IIA} = 7,08 \frac{g}{kg}$).

$$t_N^{3,IIA} = 30,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \varphi_N^{3,IIA} = 26,4\% \quad x_N^{3,IIA} = 7,08 \text{ g/kg} \quad i_N^{3,IIA} = 48,6 \text{ kJ/kg}$$

Następnie obliczamy moc nagrzewnicy wtórnej zgodnie z wzorem:

$$\begin{aligned} Q_{NW}^{3,IIA} &= \dot{V}_w^{3,IIA} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_N^{3,IIA} - t_M^{3,IIA}) \\ &= 7,55 \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (30,3 - 16,3)K = 127,5 \text{ kW} \end{aligned} \quad (31)$$

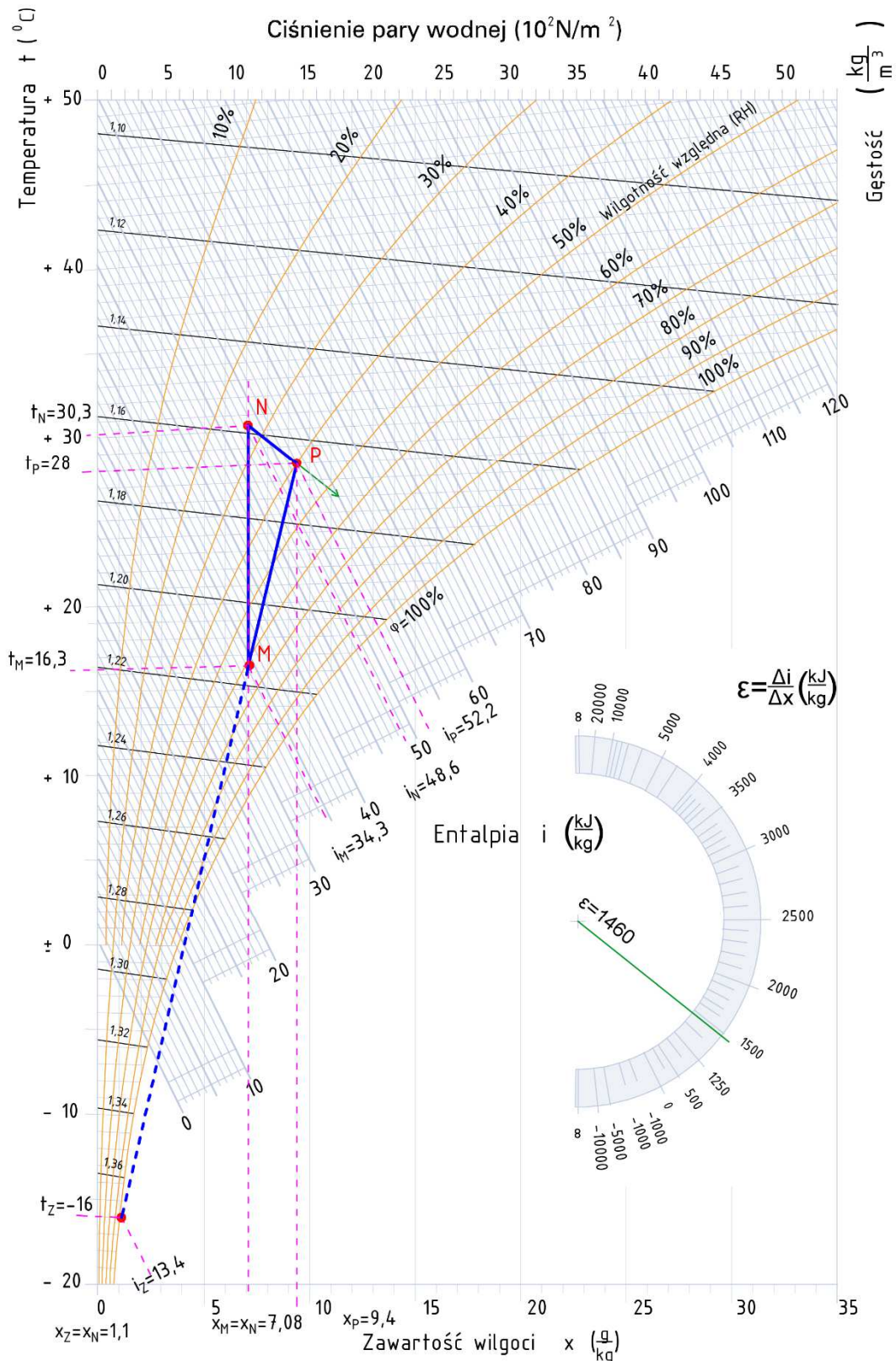
Zastosowanie komory mieszania z nagrzewnicą dla wariantu II A wymaga o kilka procent mniej energii jak zastosowanie samej nagrzewnicy do przygotowania powietrza do zadanych parametrów i około 55% więcej energii niż rozwiązanie z wymiennikiem krzyżowym z nagrzewnicami, ale w porównaniu do tych dwóch rozwiązań znacząco obniżona zostaje temperatura powietrza nawiewanego. Tak jak w przypadku rozwiązań 1 i 2 obniżenie wilgotności względnej powietrza



wewnętrznego generuje wzrost zapotrzebowania na moc o około 30% w porównaniu do wariantu I A.

[Tekst alternatywny do rys 7. Wykres Moliera przedstawia proces przemiany powietrza w systemie wentylacyjnym z komorą mieszania i nagrzewnicą, zaprojektowanym w celu utrzymania parametrów powietrza wewnętrznego na poziomie 28°C i 40% wilgotności względnej. Na wykresie zaznaczono kluczowe punkty termodynamiczne, obejmujące warunki powietrza zewnętrznego (Z), punkt mieszania powietrza świeżego z powietrzem recyrkulacyjnym (M), etap podgrzewania powietrza w nagrzewnicy (N) oraz warunki końcowe powietrza w pomieszczeniu (P). Proces obejmuje zmieszanie strumienia powietrza zewnętrznego i powrotnego w odpowiednich proporcjach, a następnie jego podgrzanie do wymaganej temperatury.]





Rys. 7. Wykres Moliera dla rozwiązania 3,IIA (opracowanie własne)



5.4. Wariant II B

Tak jak w wariantcie I B zakładamy, że temperatura powietrza nawiewanego będzie wyższa o 5 °C od temperatury wewnętrznej. W związku z tym analogicznie wyznaczamy temperaturę nawiewu:

$$t_N^{3,IIB} = x_P^{II} + 5\text{ °C} = 28\text{ °C} + 5\text{ °C} = 33\text{ °C} \quad (32)$$

na wykresie Molliera (rys. 8) nanosimy punkt P odpowiadający parametrom powietrza wewnętrznego i prowadzimy przez niego linię kierunkowego współczynnika przemian ε^Z . Punkt przecięcia tej linii z izotermą równą 33 °C wyznaczy parametry powietrza nawiewanego N.

$$t_N^{3,IIB} = 33\text{ °C} \quad \varphi_N^{3,IIB} = 14,5\% \quad x_N^{3,IIB} = 4,5\text{ g/kg} \quad i_N^{3,IIB} = 44,7\text{ kJ/kg}$$

Aby wyznaczyć punkt mieszania powietrza M na wykresie Molliera (rys. 8) łączymy punkty P i Z w celu utworzenia krzywej przemian które mogą zajść w komorze mieszania. Przecięcie tej krzywej z izohigrą przechodzącą przez punkt N ($x_N^{3,IIB} = 4,5\text{ g/kg}$), wskaże punkt M. Jeśli punkt M znalazł by się poniżej linii nasycenia ($\varphi=100\%$), postępujemy ja w wariantcie I B. W tym przypadku taka sytuacja nie ma miejsca w związku z tym odczytujemy:

$$t_M^{3,IIB} = 2,5\text{ °C} \quad \varphi_M^{3,IIB} = 99,5\% \quad x_M^{3,IIB} = 4,5\text{ g/kg} \quad i_M^{3,IIB} = 13,8\text{ kJ/kg}$$

W tym wariantcie należy także obliczyć strumień powietrza wentylacyjnego jaki będzie potrzebny, aby usunąć zyski wilgoci z pomieszczenia przy użyciu powietrza nawiewanego o ustalonych parametrach. W tym celu należy zastosować wzór:

$$\dot{V}_w^{3,IIB} = \frac{\dot{m}_w^L}{\rho \cdot (x_P^{II} - x_N^{5,IIB})} = \frac{21,2 \frac{\text{g}}{\text{s}}}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (9,42 - 4,5) \frac{\text{g}}{\text{kg}}} = 3,59 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 12927 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (33)$$

Następnie obliczamy moc nagrzewnicy wtórnej zgodnie z wzorem:

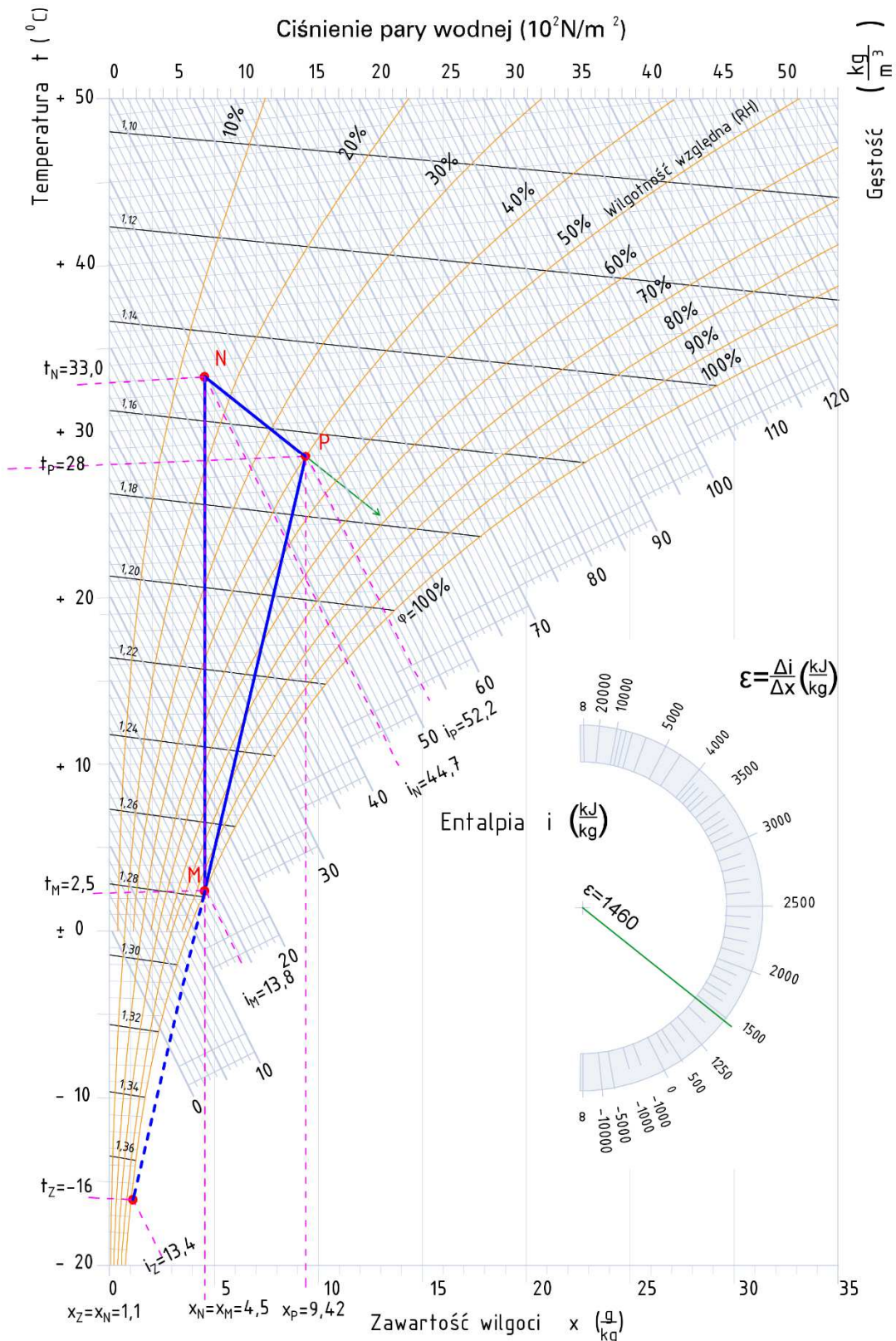
$$\begin{aligned} Q_{NW}^{3,IIB} &= \dot{V}_w^{3,IIB} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_N^{3,IIB} - t_M^{3,IIB}) \\ &= 3,59 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (33 - 2,5)\text{K} = 132,1\text{ kW} \end{aligned} \quad (34)$$

Zastosowanie komory mieszania z nagrzewnicą dla wariantu II B wymaga podobnej ilości energii co to samo rozwiązanie w wariantcie II A i rozwiązanie 1 z samą nagrzewnicą. W porównaniu do rozwiązania 2 z wymiennikiem krzyżowym i nagrzewnicami wymaga około 60% energii więcej. Natomiast podobnie jak w wariantcie I A rozwiązanie to w porównaniu do rozwiązań 1 i 2 nie wymaga



nawiewania powietrza o znacznie wyższej temperaturze, a także pozwala na zmniejszenie strumienia powietrza nawiewanego.

[Tekst alternatywny do rys 8. Wykres Moliera przedstawia proces przemiany powietrza w systemie wentylacyjnym z komorą mieszania i nagrzewnicą, zaprojektowanym w celu utrzymania parametrów powietrza wewnętrznego na poziomie 28°C i 40% wilgotności względnej. Na wykresie zaznaczono kluczowe punkty termodynamiczne, obejmujące warunki powietrza zewnętrznego (Z), punkt mieszania powietrza świeżego z powietrzem recyrkulacyjnym (M), etap podgrzewania powietrza w nagrzewnicy (N) oraz warunki końcowe powietrza w pomieszczeniu (P). Proces obejmuje zmieszanie strumienia powietrza zewnętrznego i powrotnego w odpowiednich proporcjach, a następnie jego podgrzanie do wymaganej temperatury.]



Rys. 8. Wykres Moliera dla rozwiązania 3,IIB (opracowanie własne)



6. Podsumowanie i wnioski

W tabeli 1 przedstawiono podsumowanie wyników uzyskanych z obliczeń dla poszczególnych wariantów.

Tabela 1. Podsumowanie wyników (opracowanie własne)

Symbol	Opis zastosowanego rozwiązania	V (m ³ /h)	Q (kW)	t _n (°C)
1, I	Rozwiązanie 1 – Nagrzewnica, wariant I	4 840	93,6	41,9
1, II	Rozwiązanie 1 – Nagrzewnica, wariant II	7 644	134,5	36,6
2, I	Rozwiązanie 2 – Wymiennik krzyżowy z nagrzewnicami, wariant I	4 840	60,6	41,9
2, II	Rozwiązanie 2 – Wymiennik krzyżowy z nagrzewnicami, wariant II	7 644	82,2	36,6
3, IA	Rozwiązanie 3 – Komora mieszania wspierana nagrzewnicą, wariant I A	27 180	95,6	30,5
3, IB	Rozwiązanie 3 – Komora mieszania wspierana nagrzewnicą, wariant I B	13 140	79,9	33
3, IIA	Rozwiązanie 3 – Komora mieszania wspierana nagrzewnicą, wariant II A	27 180	127,5	30,3
3, IIB	Rozwiązanie 3 – Komora mieszania wspierana nagrzewnicą, wariant II B	12 927	132,1	33

Na podstawie przeprowadzonej analizy można zauważyć następujące wnioski:

- Rozwiązania oparte wyłącznie na podgrzewaniu powietrza zewnętrznego (Rozwiązanie 1) wymagają uzyskania wysokich temperatur nawiewanego powietrza, co wiąże się z większym zapotrzebowaniem na moc – szczególnie widoczne w wariacie II ($\varphi = 40\%$).
- Zastosowanie wymiennika krzyżowego (Rozwiązanie 2) umożliwia odzysk części energii z powietrza wywiewanego, co pozwala obniżyć moc potrzebną do podgrzewania. W wariacie I moc spada z 93,6 kW do 60,6 kW (oszczędność około 30%), natomiast w wariacie II z 134,5 kW do 82,2 kW (oszczędność ponad 60%).
- Rozwiązania z komorą mieszania wspieranym nagrzewnicą (Rozwiązanie 3) pozwalają na uzyskanie niższej temperatury powietrza nawiewanego przy jednoczesnym zmniejszeniu strumienia powietrza. Warianty z komorą mieszania wykazują różnice energetyczne – wariant I B (przy mniejszym



przepływie) charakteryzuje się niższym zapotrzebowaniem na moc w porównaniu z wariantem I A.

- Obniżenie względnej wilgotności wewnętrznej (porównanie wariantów I i II) skutkuje koniecznością nawiewania większej ilości powietrza, co przekłada się na wyższe zapotrzebowanie na moc urządzeń.
- Wybór odpowiedniej metody zależy od przyjętych priorytetów – czy kluczowa jest oszczędność energii (tu korzystniejsze są rozwiązania z wymiennikiem krzyżowym), czy też komfort użytkowników związany z niższą temperaturą nawiewanego powietrza oraz mniejszymi strumieniami powietrza (systemy z komorą mieszania).

Podsumowując wdrożenie systemów odzysku energii (wymiennik krzyżowy) lub zastosowanie komory mieszania wspieranej nagrzewnicą pozwala na znaczące ograniczenie zużycia energii w porównaniu do systemów opartych wyłącznie na podgrzewaniu powietrza zewnętrznego. Wybór konkretnego rozwiązania powinien być dostosowany do specyficznych wymagań dotyczących komfortu termicznego, strat energetycznych oraz możliwości technicznych danej instalacji.

7. Spis literatury

- Pisarev V., (2014) *Wentylacja i klimatyzacja hal krytych pływalni na wykresach i-x powietrza wilgotnego*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2014.