

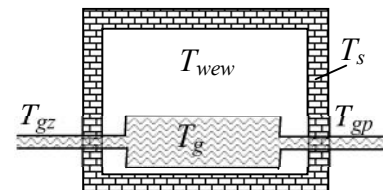
## II. Zadania do analizy - modele dynamiki prostych obiektów cieplnych

### 5. Wprowadzenie – założenia do konstrukcji modeli

Wszystkie modele obiektów są skonstruowane w oparciu o bilans ciepła dla wybranych magazynów ciepła, czyli elementów układu, które akumulują ciepło. Zakłada się, że są to najbardziej znaczące magazyny ciepła w układzie, a słuszność tego założenia będzie zweryfikowana po wykonaniu badań. Zazwyczaj ściany (przegrody, obudowy) obiektów cieplnych są najbardziej znaczącymi magazynami. Jeśli dla uproszczenia modelu pomija się równania bilansowe ścian pewnego elementu (pomieszczenia, urządzenia), to można uwzględnić wpływ ścian na dynamikę obiektu poprzez dodanie poprawki do pojemności cieplnej substancji wypełniającej dany element. Analizę poprawności tego rozwiązania przedstawiono w załączniku A.2.4

Dla każdego magazynu przyjmuje się **założenie o doskonałym mieszanii**, co oznacza, że w każdej chwili cała zawartość magazynu ma taką samą temperaturę. Jest to idealizacja rzeczywistych warunków, w których (Rys. II-1):

- występuje pewne mieszanie i wyrównywanie temperatur (np. powietrze wypełniające pomieszczenie -  $T_{wew}$ ),
- faktycznie występuje rozkład temperatury (np. przepływ wody przez grzejnik, temperatura ścian) ale stan magazynu opisuje uśredniona wartość ( $T_{gp}=T_g, T_s$ ) – w tym wypadku to duże uproszczenie, ale pozwala zastosować równania różniczkowe zwyczajne, zamiast cząstkowych.



Rys. II-1. Magazyny ciepła z rzeczywistym mieszaniami i z rozkładem temperatury

Zakładając doskonałe mieszanie a także niezmiennosc ilości i parametrów substancji wypełniającej dany magazyn, akumulacja ciepła  $Q$  (J) w danym magazynie jest wyrażona wzorem:

$$Q(t) = C_v T(t) = c_p \rho V \cdot T(t) \quad (\text{II-1})$$

gdzie:  $C_v$  – pojemność cieplna magazynu (W/K),  $c_p$  – ciepło właściwe substancji wypełniającej magazyn (J/(kg·K)),  $\rho$  – gęstość substancji w magazynie (kg/m<sup>3</sup>),  $V$  – objętość magazynu (m<sup>3</sup>),  $T$  – temperatura w magazynie (°C).

W analizowanych obiektach uwzględniane są dwa **podstawowe zjawiska transportu ciepła**:

- przenikanie ciepła przez przegrodę, czyli transport ciepła z otoczenia przegrody po jednej stronie do otoczenia po drugiej stronie (potocznie strata ciepła przez ścianę),
- przenoszenie ciepła za pomocą medium (nośnik ciepła, czynnik grzewczy/chłodniczy) – w przykładach woda i powietrze.

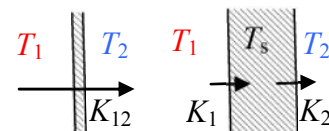
**Przenikanie ciepła przez przegrodę** jest złożonym zjawiskiem, ale dla uzyskania prostych modeli opisuje się je wzorem:

$$q(t) = K(T_1(t) - T_2(t)) \quad (\text{II-2})$$

gdzie:  $q$  – strumień (natężenie przepływu) ciepła (W),  $T_1-T_2$  – różnica temperatur po obu stronach przegrody (°C),  $K$  – współczynnik przenikania całej przegrody, potocznie współczynnik strat (W/K).

Wyrażenie (II-2) jest stosowane do opisu różnych przypadków przenikania ciepła (Rys. II-2):

- przez „cienkie” przegrody, które praktycznie nie akumulują ciepła, co jest typowym zastosowaniem wyrażenia (II-2),
- przez „grube” przegrody, które są znaczącymi magazynami ciepła, gdy wyrażenie (II-2) będzie zastosowane do opisu przenikania ciepła z otoczenia  $T_1$  do ściany oraz ze ściany do otoczenia  $T_2$ .



Rys. II-2. Przenikanie ciepła przez „cienkie” i „grube” przegrody

W miarę możliwości wynikających z przyjętych założeń projektowych, wartość współczynnika przenikania  $K$  jest wyznaczana na podstawie modelu statycznego i założonych wartości obliczeniowych (nominalnych, projektowych), jak to opisano punkcie 1.3.1. Jeśli jednak analizowany przypadek wymaga zastosowania zależności pomiędzy współczynnikiem przenikania a wymiarami i konstrukcją przegrody, to przyjmuje się, że przegroda jest jednorodna, a jej współczynnik przenikania ciepła  $K$  zależy od powierzchni ( $A_w$ , m<sup>2</sup>) i grubości ( $a_g$ , m) przegrody, oraz od jednostkowego współczynnika przenikalności ( $k$ , W/(mK)):

$$K = kA_w / a_g \quad (\text{II-3})$$

Analizę poprawności powyższego opisu przenikania ciepła przedstawiono w załączniku A.2.1.

**Przenoszenie ciepła przez nośnik ciepła** wynika z ruchu nośnika i jest związane ze wzorem:

$$q(t) = c_p \rho_p f(t) T(t) \quad (\text{II-4})$$

gdzie:  $q$  – strumień ciepła (W),  $c_p$  – ciepło właściwe nośnika ciepła (J/(kg·K)),  $\rho$  – gęstość nośnika ciepła (kg/m<sup>3</sup>),  $f$  – objętościowy przepływ nośnika (m<sup>3</sup>/s),  $T$  – temperatura nośnika ciepła (°C).

Zapis (II-4) jest pewnym „skrótom”, ponieważ formalna postać powinna zawsze zawierać temperaturę odniesienia  $T_{odn}$ , względem, której jest wyznaczana temperatura nośnika:

$$q(t) = c_p \rho_p f(t) (T(t) - T_{odn}) \quad (\text{II-5})$$

W bilansach ciepła stosowany jest skrócony zapis, ponieważ wyrażenie (II-4) zawsze występuje parami i ma taką samą temperaturę odniesienia, np.:

$$q = c_p \rho_p f(t) T_{we}(t) - c_p \rho_p f(t) T_{wy}(t) \quad (\text{II-6})$$

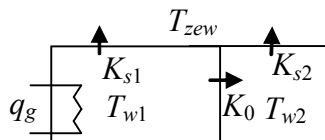
gdzie:  $f$  – przepływy nośnika (m<sup>3</sup>/s),  $T_{we}$  – temperatura nośnika wpływającego (°C),  $T_{wy}$  – temperatura nośnika wypływającego (°C).

Dopisać o wariantach założeń, O dopasowaniu kubatury do mocy.

## 6. Wybrane liniowe modele obiektów cieplnych

### 6.1. Przykłady obiektów z ogrzewaniem elektrycznym

#### 6.1.1. Dwupokojowe mieszkanie ogrzewane elektrycznie (pojemności $C_{v1}$ , $C_{v2}$ )



Mamy dwa pomieszczenia o kubaturze  $V_1$  i  $V_2$ . W jednym z nich znajduje się grzejnik elektryczny o mocy  $q_g$ . Przy temperaturze zewnętrznej  $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$  grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 20\text{kW}$  i w ogrzewanym pomieszczeniu jest  $20^\circ\text{C}$ , a w drugim  $15^\circ\text{C}$ .

Współczynniki przenikania ciepła wewnętrznych ścian wynoszą  $K_{s1}$  i  $K_{s2}$ , a wewnętrznych -  $K_0$ .

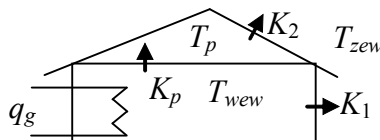
Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{v1} \dot{T}_{w1}(t) = q_g(t) - K_{s1}(T_{w1}(t) - T_{zew}(t)) - K_0(T_{w1}(t) - T_{w2}(t)) \\ C_{v2} \dot{T}_{w2}(t) = K_0(T_{w1}(t) - T_{w2}(t)) - K_{s2}(T_{w2}(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

**Warianty założeń:**

- Konstrukcja ścian zewnętrznych jest taka sama, ale drugie pomieszczenie ma o połowę mniejszą powierzchnię tych ścian.
- W warunkach nominalnych pomieszczenie z grzejnikiem traci 60% dostarczanego ciepła na zewnątrz
- W warunkach obliczeniowych brakuje wartości temperatury nieogrzewanego pomieszczenia. Jakie inne założenie mogłoby zastąpić tę informację?

#### 6.1.2. Dom z poddaszem ogrzewany elektrycznie (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vp}$ )



Grzejnik elektryczny o mocy  $q_g$  ogrzewa pomieszczenie o kubaturze  $V_w$  i pośrednio poddasze o kubaturze  $V_p$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN} = 15^\circ\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 20\text{kW}$ .

Współczynnik strat ciepła przez sufit wynosi  $K_p$ , przez ściany  $K_1$ , przez dach  $K_2$ .

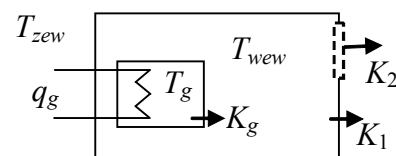
Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = q_g(t) - K_1(T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) - K_p(T_{wew}(t) - T_p(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = K_p(T_{wew}(t) - T_p(t)) - K_2(T_p(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

**Warianty założeń:**

- Współczynnik strat ciepła przez ściany jest 3 razy większy niż współczynnik strat przez sufit
- W warunkach nominalnych 75% ciepła jest tracone przez ściany, a 25% przez dach.
- Temperatura poddasza w warunkach obliczeniowych ( $T_{pN}$ ) nie jest znana. Jakie inne założenia mogłyby zastąpić tę informację?

#### 6.1.3. Pomieszczenie z ogrzewaniem elektrycznym (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vg}$ )



Grzejnik o pojemności  $V_g$ , wypełniony olejem z grzałką elektryczną o mocy  $q_g$  ogrzewa pomieszczenie o kubaturze  $V_w$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 15\text{kW}$  i osiąga temperaturę  $T_{gN} = 40^\circ\text{C}$ .

Model uwzględnia przenikanie ciepła przez ściany grzejnika  $K_g$ , ściany zewnętrzne  $K_1$  i okna  $K_2$ .

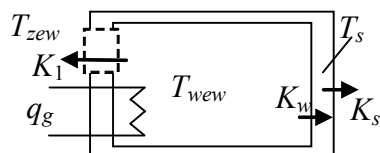
Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vg} \dot{T}_g(t) = q_g(t) - K_g(T_g(t) - T_{wew}(t)) \\ C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = K_g(T_g(t) - T_{wew}(t)) - K_1(T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) - K_2(T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

**Warianty założeń:**

- W warunkach nominalnych pomieszczenie traci 90% ciepła przez ściany, a 10% przez okna
- Współczynnik przenikania ścian zewnętrznych jest 4 razy większy niż okien.
- Czy można zastąpić informację o temperaturze grzejnika ( $T_{gN}$ ) w warunkach obliczeniowych? Jaka to informacja (założenie)?

### 6.1.4. Pomieszczenie z ogrzewaniem elektrycznym (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vs}$ )



Grzejnik elektryczny o mocy  $q_g$  ogrzewa pomieszczenie o kubaturze  $V_w$ . W modelu trzeba uwzględnić też pojemność cieplną ścian o objętości  $V_s$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 15\text{kW}$ .

Model uwzględnia przenikanie ciepła powietrze-ściana  $K_w$  i ściana-powietrze  $K_s$ , oraz przez okna  $K_1$ .

Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = q_g(t) - K_w(T_{wew}(t) - T_s(t)) - K_1(T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{vs} \dot{T}_s(t) = K_w(T_{wew}(t) - T_s(t)) - K_s(T_s(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

**Warianty założeń:**

**a)** W warunkach nominalnych ściany wykazują temperaturę  $T_{sN} = 15^\circ\text{C}$ , a pomieszczenie traci 10% ciepła przez okna, a 90% przez ściany

**b)** Temperatura ścian w warunkach obliczeniowych to  $T_{sN} = 15^\circ\text{C}$ . Tak się złożyło, że współczynnik przenikania  $K_1$  jest porównywalny ze współczynnikiem  $K_w$ .

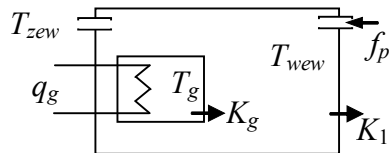
Czy zamiast  $K_1 \approx K_w$  można założyć, że współczynniki przenikania ciepła powietrze-ściana i ściana-powietrze mają porównywalne (takie same) wartości?

**c)** Nie możemy określić temperatury ścian w warunkach obliczeniowych ( $T_{sN}$ ). Jakie założenia można wprowadzić, żeby wyznaczyć parametry modelu?

## 7. Wybrane nieliniowe modele obiektów cieplnych

### 7.1. Ogrzewanie elektryczne i przepływ medium

#### 7.1.1. Pomieszczenie z ogrzewaniem elektrycznym i wentylacją (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vg}$ ) [P1]



Grzejnik wypełniony olejem z grzałką elektryczną o mocy  $q_g$  ogrzewa pokój. W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN}=-20^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{zewN}=20^{\circ}\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN}=15\text{kW}$  i osiąga temperaturę  $T_{gN}=45^{\circ}\text{C}$ .

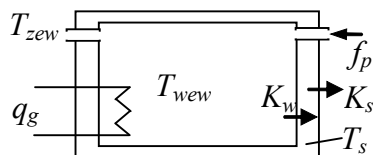
Model opisuje przenikanie ciepła przez ściany grzejnika  $K_g$  i ściany zewnętrzne  $K_1$  oraz wentylację  $f_p$  (wymianę powietrza przez nieszczelności). Model zakłada akumulację ciepła w grzejniku i pomieszczeniu:

$$\begin{cases} C_{vg} \dot{T}_g(t) = q_g(t) - K_g (T_g(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{vw} \dot{T}_{zew}(t) = K_g (T_g(t) - T_{zew}(t)) - K_1 (T_{zew}(t) - T_{zew}(t)) + c_p \rho_p f_p(t) T_{zew}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{zew}(t) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- W ciągu godziny następuje całkowita wymiana powietrza w pomieszczeniu
- W warunkach nominalnych 20% dostarczanego ciepła jest zużywane na wentylację
- Całkowita wymiana powietrza w pomieszczeniu następuje dwa razy na dobę

#### 7.1.2. Pomieszczenie z ogrzewaniem elektrycznym i wentylacją (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vs}$ ) [P2]



Pomieszczenie jest ogrzewane przez grzejnik elektryczny o mocy  $q_g$ . W modelu należy uwzględnić pojemność cieplną pomieszczenia i ścian. W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN}=-20^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{zewN}=20^{\circ}\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN}=15\text{kW}$ .

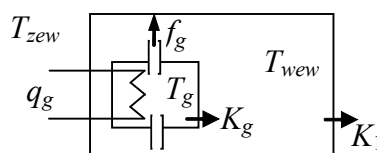
Model opisuje wnikanie ciepła powietrze-ściana  $K_w$  i ściana-powietrze  $K_s$  jako przenikanie przez przegrodę, oraz zakłada naturalną wentylację  $f_p$  jako wymianę powietrza przez nieszczelności. Model stanowi układ następujący równań:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{zew}(t) = q_g(t) - K_w (T_{zew}(t) - T_s(t)) + c_p \rho_p f_p(t) T_{zew}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{zew}(t) \\ C_{vs} \dot{T}_s(t) = K_w (T_{zew}(t) - T_s(t)) - K_s (T_s(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- W warunkach nominalnych temperatura ścian wynosi  $T_{sN}=15^{\circ}\text{C}$ . Dwa razy na godzinę następuje całkowita wymiana powietrza w pomieszczeniu
- W warunkach nominalnych temperatura ścian wynosi  $T_{sN}=15^{\circ}\text{C}$ . W warunkach nominalnych 20% dostarczanego ciepła jest zużywane na wentylację (tj. wynika z działania wentylacji)
- W warunkach nominalnych temperatura ścian wynosi  $T_{sN}=15^{\circ}\text{C}$ . Zakłada się, że przepływ powietrza wentylacyjnego w warunkach obliczeniowych wynosi 10 m<sup>3</sup>/godz
- Współczynnik  $K_s$  jest większy niż  $K_w$  (np. o 50%). Całkowita wymiana powietrza w pomieszczeniu zachodzi co 2 godziny.
- Wartości współczynników przenikania ciepła powietrze-ściana i ściana-powietrze są zbliżone ( $K_s = K_w$ ). Czy to założenie jest użyteczne? Czy to założenie jest poprawne?

#### 7.1.3. Pomieszczenie z ogrzewaniem elektrycznym i nadmuchem (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vg}$ ) [P3]



Grzałka elektryczną o mocy  $q_g$  ogrzewa powietrze, które jest wydychywane do pomieszczenia. W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN}=-20^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{zewN}=20^{\circ}\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN}=15\text{kW}$  i osiąga temperaturę  $T_{gN}=40^{\circ}\text{C}$ .

Model opisuje przenikanie ciepła przez ściany grzejnika  $K_g$  i ściany zewnętrzne  $K_1$ . Model uwzględnia pojemność cieplną powietrza w pomieszczeniu i w grzejniku:

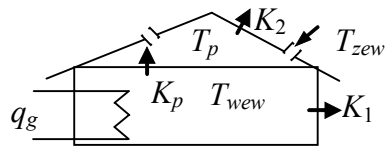
$$\begin{cases} C_{vg} \dot{T}_g(t) = q_g(t) - K_g (T_g(t) - T_{zew}(t)) - c_p \rho_p f_g(t) T_g(t) + c_p \rho_p f_g(t) T_{zew}(t) \\ C_{vw} \dot{T}_{zew}(t) = K_g (T_g(t) - T_{zew}(t)) - K_1 (T_{zew}(t) - T_{zew}(t)) - c_p \rho_p f_g(t) T_{zew}(t) + c_p \rho_p f_g(t) T_g(t) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- Nadmuch powietrza wynosi maksymalnie  $f_{gN}=1$  litr na sekundę.
- W warunkach nominalnych grzejnik oddaje 10% ciepła przez nadmuch, 90% przez ściany.

c) W warunkach nominalnych ciepło przekazywane przez nadmuchi i przez ściany grzejnika jest porównywalne

#### 7.1.4. Dom z nieszczelnym poddaszem ogrzewany elektrycznie (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vp}$ ) [P4]



Grzejniki elektryczne o mocy  $q_g$  ogrzewają pomieszczenia oraz pośrednio poddasze. W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN} = 15^\circ\text{C}$ ), grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 20\text{kW}$ .

Współczynnik przenikania ciepła przez sufit wynosi  $K_p$ , przez ściany  $K_1$ , przez dach  $K_2$ . Poddasze ma o połowę mniejszą kubaturę niż pomieszczenia mieszkalne

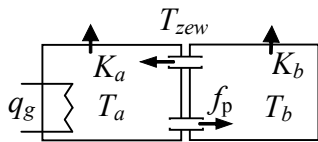
Równania dynamiki uwzględniają pojemność cieplną pomieszczeń i poddasza:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = q_g(t) - K_1(T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) - K_p(T_{wew}(t) - T_p(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = K_p(T_{wew}(t) - T_p(t)) - K_2(T_p(t) - T_{zew}(t)) + c_p \rho_p f_p(t) T_{zew}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_p(t) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- Zakłada się, że wymiana powietrza na poddaszu następuje 2 razy na godzinę. Własności termiczne ścian zewnętrznych i dachu są porównywalne ale powierzchnia ścian jest większa (np. 2 razy).
- Wymiana powietrza na poddaszu wynosi  $f_{pN} = 0.1\text{m}^3/\text{s}$ . W warunkach nominalnych 60% ciepła jest tracone przez zewnętrzne ściany pomieszczenia, a 40% ogrzewa poddasze
- Wymiana powietrza na poddaszu następuje 2 razy na dobę. W warunkach nominalnych poddasze 40% ciepła traci ze względu na wymianę powietrza, a 60% ze względu na straty przez dach.

#### 7.1.5. Dwupokojowe mieszkanie ogrzewane elektrycznie z wymianą (pojemności $C_{va}$ , $C_{vb}$ ) [P5]



Dwa pomieszczenia mają różną kubaturę. W jednym z nich jest grzejnik elektryczny o mocy  $q_g$ . Przy temperaturze zewnętrznej  $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$  grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 20\text{kW}$  zapewniając w ogrzewanym pomieszczeniu  $25^\circ\text{C}$ , a w drugim  $15^\circ\text{C}$ .

Współczynniki przenikania zewnętrznych ścian wynoszą  $K_a$  i  $K_b$ . Ściany pomieszczeń są izolowane od siebie, następuje jedynie cyrkulacja powietrza ( $f_p$ ).

Równania dynamiki uwzględniają pojemności cieplne obu pomieszczeń:

$$\begin{cases} C_{va} \dot{T}_a(t) = q_g(t) - K_a(T_a(t) - T_{zew}(t)) - c_p \rho_p f_p(t) T_a(t) + c_p \rho_p f_p(t) T_b(t) \\ C_{vb} \dot{T}_b(t) = c_p \rho_p f_p(t) T_a(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_b(t) - K_b(T_b(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- Pomieszczenie „b” jest dwa razy mniejsze od pomieszczenia „a” (ma dwa razy mniejszą powierzchnię zewnętrznych ścian)
- Całkowita wymiana powietrza w pomieszczeniu „a” następuje co dwie godziny
- W warunkach nominalnych strata ciepła przez zewnętrzne ściany w pomieszczeniu „a” jest dwa razy większa niż w pomieszczeniu „b”
- W warunkach obliczeniowych 40% mocy grzejnika jest zużywane na pokrycie strat ciepła przez zewnętrzne ściany pomieszczenia „a”

Dodać:

- Zużycie dobowe kWh

6.1 Ogrzewanie elektryczne i wentylacja

6.2 Pomieszczenie z grzejnikiem c.o., Dom, kocioł c.o., grzejniki (new)

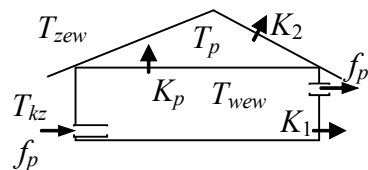
6.3 Klimatyzacja

## 7.2. Klimatyzacja

Uwagi precyzyjnie używane wyrażenia:

1. Strumień ciepła (potocznie: ciepło, energia) wynikający z działania klimatyzacji (tzn. gdy  $f_p \neq 0$ ), to strumień ciepła pozostawiony przez przepływające powietrze („ciepło netto”):  $q_k = c_p \rho_p f_p (T_{kz} - T_{kp})$ , gdzie  $T_{kz}$  – temperatura powietrza wdmuchiwanego,  $T_{wy}$  – wydmuchiwanego.
2. Strumień ciepła  $q_k$  dostarczany (wprowadzany) przez wdmuchiwane powietrze o temperaturze  $T_{kz}$  liczony jako  $q_{kz} = c_p \rho_p f_p T_{kz}$ , gdzie  $T_{kz}$  jest wyrażone w °C, oznacza formalnie  $q_{kz} = c_p \rho_p f_p (T_{kz} - 0)$  (w bilansie wystąpi wówczas na pewno wyrażenie opisujące strumień ciepła związany z powietrzem wydmuchiwanym:  $q_{kp} = c_p \rho_p f_p T_{kp} = c_p \rho_p f_p (T_{kp} - 0)$ ).
3. Przygotowanie zewnętrznego powietrza na potrzeby klimatyzacji (o zadanej  $T_{kz}$ ) wymaga dostarczenia (lub odebrania) mocy  $q_k$ , liczonej jako  $q_k = c_p \rho_p f_p (T_{kz} - T_{zew})$ .

### 7.2.1. Ogrzewanie w klimatyzowanym domu z poddaszem (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vp}$ ) [P6]



Pomieszczenia mieszkalne są ogrzewane przez nadmuch ciepłego powietrza ( $T_{kz}$ ). Poddasze jest ogrzewane pośrednio. Warunki obliczeniowe:  $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN} = 15^\circ\text{C}$ , są osiągnięte przy temperaturze powietrza nadmuchowego  $T_{kzN} = 35^\circ\text{C}$ , co wymaga energii  $q_{kN} = 20\text{kW}$  (powietrze jest pobierane z zewnątrz).

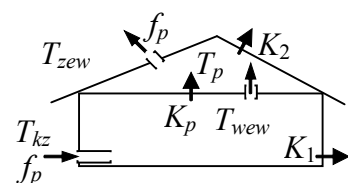
Współczynnik strat ciepła (przenikania) przez sufit wynosi  $K_p$ , przez ściany poddasza  $K_2$ , a  $K_1$  przez ściany pomieszczenia. Równania dynamiki uwzględniają akumulację ciepła w pomieszczeniach i na poddaszu:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = c_p \rho_p f_p(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) - K_1 (T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) - K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) - K_2 (T_p(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- a) Powierzchnia dachu jest porównywalna z powierzchnią zewnętrznych ścian ale współczynnik strat jednostkowych dachu jest dwa razy większy niż współczynnik strat ścian. Dostarczana energia ( $q_{kN}$ ) jest liczona jako ciepło pozostawiane przez przepływające powietrze.
- b) W warunkach nominalnych 60% ciepła, które zostawia powietrze przepływające przez pomieszczenie jest tracone przez zewnętrzne ściany. Dostarczana energia ( $q_{kN}$ ) jest liczona jako energia wynikająca z działania klimatyzacji.
- c) Współczynnik  $K_p$  jest cztery razy mniejszy niż współczynnik  $K_1$ . Energia  $q_{kN}$  oznacza ciepło jakie wprowadza wdmuchiwane powietrze.
- d) Współczynnik strat przez dach  $K_2$  jest 2 razy większy niż współczynnik przenikania przez sufit  $K_p$ . Dlaczego to założenie nie jest poprawne? Czy można jest zastąpić relacją, że  $K_1 = 2 K_p$ ?

### 7.2.2. Ogrzewanie klimatyzowanego domu i poddasza (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vp}$ ) [P7]



Pomieszczenie i poddasze jest ogrzewane przez powietrze pobierane z zewnątrz i przygotowane w centrali klimatyzacyjnej. W warunkach obliczeniowych:  $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN} = 15^\circ\text{C}$ , temperatura powietrza nadmuchowego wynosi  $T_{kzN} = 35^\circ\text{C}$ .

Współczynnik strat ciepła (przenikania) przez sufit wynosi  $K_p$ , przez ściany poddasza  $K_2$  a  $K_1$  przez ściany pomieszczenia. Równania dynamiki uwzględniają pojemność cieplną pomieszczeń i poddasza:

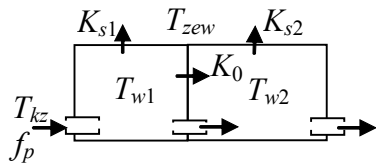
$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = c_p \rho_p f_p(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) - K_1 (T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) - K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_p(t) + K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) - K_2 (T_p(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

#### Wariant założeń:

- a) Współczynnik przenikania ciepła przez dach jest kilkukrotnie większy niż współczynnik przenikania przez ściany (np. 1,5÷2 razy). W warunkach nominalnych strumień ciepła  $q_{kN}$  jaki wprowadza powietrze wdmuchiwane do pomieszczenia wynosi 20kW (względem  $0^\circ\text{C}$ ).
- b) Powierzchnia dachu jest większa niż powierzchnia sufitu (np. 2 razy). Dach ma też dwa razy gorszą izolację niż sufit. Działanie klimatyzacji powoduje zużycie 480 kWh energii na dobę.
- c) W warunkach nominalnych powietrze wdmuchiwane do pomieszczenia dostarcza 20kW ciepła (względem  $0^\circ\text{C}$ ), a 40% tego ciepła pokrywa straty ciepła przez zewnętrzne ściany.

d) Moc zużywana przez centralę klimatyzacją na przygotowanie powietrza w warunkach nominalnych wynosi 20kW. W tych warunkach 40% ciepła, które przepływające powietrze pozostawia (netto) w pomieszczeniu pokrywa straty ciepła przez zewnętrzne ściany

### 7.2.3. Ogrzewanie klimatyzowanego dwupokojowego mieszkania (pojemności $C_{v1}$ , $C_{v2}$ ) [P8]



Dwa pomieszczenia o różnej kubaturze są ogrzewane ciepłym powietrzem. Przy temperaturze zewnętrznej  $T_{zewN} = -20^{\circ}\text{C}$  wprowadzane powietrze ma temperaturę  $T_{kzN} = 30^{\circ}\text{C}$ , a w pomieszczeniach jest  $20^{\circ}\text{C}$  i  $15^{\circ}\text{C}$ .

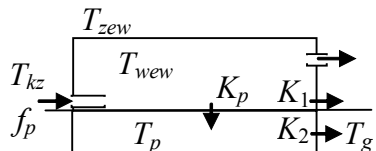
Współczynniki przenikania ciepła (współczynniki strat) przez zewnętrzne ściany wynoszą  $K_{s1}$  i  $K_{s2}$ , a wewnętrznej  $K_0$ . Równania dynamiki uwzględniają pojemność cieplną obu pomieszczeń:

$$\begin{cases} C_{v1} \dot{T}_{w1}(t) = c_p \rho_p f_p (t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_p (t) T_{w1}(t) - K_{s1} (T_{w1}(t) - T_{zew}(t)) - K_0 (T_{w1}(t) - T_{w2}(t)) \\ C_{v2} \dot{T}_{w2}(t) = K_0 (T_{w1}(t) - T_{w2}(t)) + c_p \rho_p f_p (t) T_{w1}(t) - c_p \rho_p f_p (t) T_{w2}(t) - K_{s2} (T_{w2}(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

#### Wariant założeń:

- Wewnętrzna ściana jest bardzo dobrze izolowana. Strumień energii wynikający z działania klimatyzacji wynosi  $q_{kN} = 20\text{kW}$
- Współczynniki przenikania przez zewnętrzne ściany obu pomieszczeń są takie same. Strumień energii wynikający z działania klimatyzacji wynosi  $q_{kN} = 20\text{kW}$ .
- Wewnętrzna ściana ma tę samą konstrukcję ale czterokrotnie mniejszą powierzchnię niż ściana zewnętrzna w pierwszym pomieszczeniu. Strumień ciepła jakie wprowadza powietrze wdmuchiwane do pierwszego pomieszczenia  $q_{kN} = 20\text{kW}$  (względem  $0^{\circ}\text{C}$ ).
- Strumień energii jaki pozostawia powietrze przepływające przez pierwsze pomieszczenie wynosi  $q_{kN} = 20\text{kW}$ , a 60% tego ciepła pokrywa straty ciepła przez zewnętrzne ściany tego pomieszczenia

### 7.2.4. Ogrzewanie w klimatyzowanym domu z piwnicą (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vp}$ ) [8b]



Pomieszczenie o kubaturze  $V_w$  jest ogrzewane przez nawiew powietrza. Ciepło tracone jest na zewnątrz i do piwnicy o kubaturze  $V_p$ . Warunki obliczeniowe:  $T_{zewN} = -20^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{pN} = 10^{\circ}\text{C}$ , są osiągnięte gdy dostarczane powietrze ma temperaturę  $T_{kzN} = 35^{\circ}\text{C}$ .

Współczynnik przenikania ciepła przez podłogę wynosi  $K_p$ , a ścian odpowiednio  $K_1$  i  $K_2$ .

Równania opisujące dynamikę obiektu uwzględniają akumulację cieplną na kondygnacjach:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = c_p \rho_p f_p (t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_p (t) T_{wew}(t) - K_1 (T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) - K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) - K_2 (T_p(t) - T_g(t)) \end{cases}$$

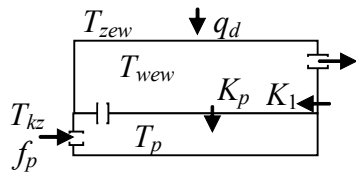
#### Wariant założeń:

- Ściany pomieszczeń (łącznie z sufitem) i piwnicy mają taką samą konstrukcję, a różnią się powierzchnią – piwnica ma  $\frac{1}{4}$  powierzchni ścian. Temperatura gruntu jest stała  $T_g = -5^{\circ}\text{C}$ . Strumień ciepła wynikający z działania klimatyzacji w warunkach nominalnych wynosi 20kW.
- Współczynnik przenikania przez ściany piwnicy stanowi 50% współczynnika przenikania ścian górnych pomieszczeń. Zakładamy, że temperatura gruntu jest zawsze średnią temperatur  $T_{zew}$  i  $-5^{\circ}\text{C}$ . W warunkach nominalnych działanie klimatyzacji powoduje zużycie 480 kWh na dobę.
- Wymiana powietrza w pomieszczeniu następuje 2 razy na godzinę. Zakłada się, że 30% ciepła dostarczanego przez wentylację (netto) jest zużywane na ogrzewanie piwnicy. Temperatura gruntu jest stała  $T_g = -5^{\circ}\text{C}$ .
- Nie znamy temperatury obliczeniowej w piwnicy ( $T_{pN}$ ). Czy można zamiast tego założyć relację pomiędzy współczynnikami  $K_p$  i  $K_2$ , albo relację  $K_p$  i  $K_1$ ?

Jakie jest dobowe zużycie energii?



### 7.2.5. Klimatyzacja domu powietrzem z izolowanej piwnicy (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vp}$ ) [8e?]



Pomieszczenie nagrzewa się ze względu na temperaturę zewnętrzną i promieniowanie słoneczne ( $q_d$ ). Natomiast jest chłodzone przez nawiew z klimatyzowanej piwnicy i w wyniku oddawania ciepła przez podłogę. W warunkach obliczeniowych:  $q_{dN}=1\text{kW}$ ,  $T_{zewN}=40^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN}=20^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN}=15^\circ\text{C}$ ,  $T_{kzN}=12^\circ\text{C}$ .

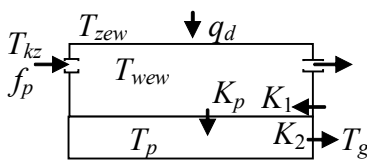
Kubatura pomieszczenia ( $V_w$ ) jest większa niż piwnicy ( $V_p$ ). Współczynnik przenikania ciepła przez podłogę wynosi  $K_p$ , a ścian  $K_1$ . Założono model z dwoma równaniami dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = q_d(t) + c_p \rho_p f_p(t) T_p(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) + K_1 (T_{zew}(t) - T_{wew}(t)) - K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) + c_p \rho_p f_p(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_p(t) \end{cases}$$

#### Wariant założeń:

- Wentylacja powoduje wymianę powietrza w górnym pomieszczeniu 2 razy na godzinę.
- Wszystkie przegrody budowlane mają taką samą konstrukcję, a różną się powierzchnią – powierzchnia podłogi stanowi  $\frac{1}{4}$  powierzchni ścian górnego pomieszczenia.

### 7.2.6. Klimatyzacja domu powietrzem z izolowanej piwnicy (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vp}$ ) [8c?]



Pomieszczenie nagrzewa się przez przenikanie ciepła z zewnątrz i od promieniowania słonecznego ( $q_d$ ). Natomiast jest chłodzone przez przepływające powietrze i w wyniku oddawania ciepła do piwnicy. W warunkach obliczeniowych:  $q_{dN}=1\text{kW}$ ,  $T_{zewN}=40^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN}=20^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN}=15^\circ\text{C}$ ,  $T_{kzN}=12^\circ\text{C}$ .

Kubatura pomieszczenia ( $V_w$ ) jest większa niż piwnicy ( $V_p$ ). Współczynnik przenikania ciepła przez podłogę wynosi  $K_p$ , a ścian odpowiednio  $K_1$  i  $K_2$ . Równania dynamiki obiektu mają postać:

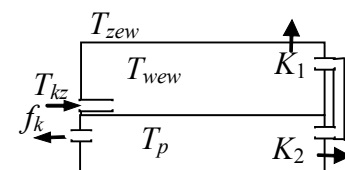
$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = q_d(t) + c_p \rho_p f_p(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) + K_1 (T_{zew}(t) - T_{wew}(t)) - K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = K_p (T_{wew}(t) - T_p(t)) - K_2 (T_p(t) - T_g(t)) \end{cases}$$

#### Wariant założeń:

- Ściany obu pomieszczeń mają taką samą konstrukcję, a różną się powierzchnią – dolne pomieszczenie ma o  $\frac{1}{4}$  mniej powierzchni.

Uwagi:  $T_{kz} = T_{zew}$  – daje ujemny współczynnik?

### 7.2.7. Ogrzewanie domu z izolowanym podpiwniczeniem (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vp}$ ) [8d]



Pomieszczenie jest ogrzewane przez przepływające powietrze, a traci ciepło w wyniku oddawania go na zewnątrz i do piwnicy. W warunkach obliczeniowych:  $T_{zewN}=-20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN}=20^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN}=15^\circ\text{C}$ ,  $T_{kzN}=45^\circ\text{C}$ , wyznaczono zapotrzebowanie mocy  $q_{kN}=10\text{kW}$  (powietrze jest pobierane z zewnątrz, bez odzysku ciepła)

Kubatura pomieszczenia ( $V_w$ ) jest większa niż piwnicy ( $V_p$ ). Współczynnik przenikania ciepła przez ściany piwnicy wynosi  $K_2$ , a przez ściany parteru –  $K_1$ .

Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = c_p \rho_p f_k(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_k(t) T_{wew}(t) - K_1 (T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = c_p \rho_p f_k(t) T_{wew}(t) - c_p \rho_p f_k(t) T_p(t) - K_2 (T_p(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

Uwagi: Czy może zostać  $T_p - T_{zew}$ , czy zmienić na  $T_p - T_g$ ? Może 2 warianty?

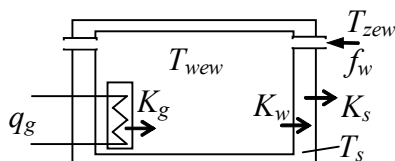
### 7.3. Upraszczanie opisu obiektu

Modele obiektów zawierają po trzy równania różniczkowe:

$$\begin{cases} C_{v1}\dot{x}_1(t) = \dots \\ C_{v2}\dot{x}_2(t) = \dots \\ C_{v3}\dot{x}_3(t) = \dots \end{cases}$$

Ze względu na dodatkowe założenia jedno z tych równań zawsze będzie można wyeliminować. Jeśli pojemność cieplna wskazanego magazynu jest pomijalna (w porównaniu z innymi magazynami), to przyjmujemy, że ma wartość zero, więc równanie tego magazynu nie będzie już równaniem różniczkowym, tylko statycznym, które posłuży do wyeliminowania jednej ze zmiennych wyjściowych.

#### 7.3.1. Pomieszczenie z ogrzewaniem elektrycznym i wentylacją (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vs}$ , $C_{vg}$ )



Grzejnik elektryczny o mocy  $q_g$  ogrzewa pomieszczenie. W modelu trzeba uwzględnić dwie najistotniejsze pojemności cieplne. W warunkach obliczeniowych:  $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$

Do założonej kubatury pomieszczenia  $V_w$  należy dopasować wielkość grzejnika ( $V_g$ ) i objętość ścian ( $V_s$ ), tak aby spełnić wybrany wariant założeń. Model opisuje przenikanie ciepła powietrze-ściana  $K_w$  i ściana-powietrze  $K_s$ , oraz wentylację  $f_w$  (wymianę powietrza przez nieszczelności).

$$\begin{cases} C_{vg}\dot{T}_g(t) = q_g(t) - K_g(T_g(t) - T_{wew}(t)) \\ C_{vw}\dot{T}_{wew}(t) = K_g(T_g(t) - T_{wew}(t)) - K_w(T_{wew}(t) - T_s(t)) - c_p\rho_p f_w(t)(T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{vs}\dot{T}_s(t) = K_w(T_{wew}(t) - T_s(t)) - K_s(T_s(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

**a)** Pojemność cieplna grzejnika (wody w grzejniku) jest pomijalna. W warunkach nominalnych temperatura ścian wynosi  $T_{sN} = 15^\circ\text{C}$ , a grzejnika wynosi  $T_{gN} = 40^\circ\text{C}$ . **Nominalna moc grzałki**  $q_{gN} = 20\text{kW}$ . Raz raz na dobę następuje całkowita wymiana powietrza w pomieszczeniu.

**b)** Pojemność cieplna pomieszczenia jest pomijalna. W warunkach nominalnych 20% dostarczanego ciepła jest zużywane na wentylację, temperatura ścian wynosi  $T_{sN} = 5^\circ\text{C}$ , a temperatura grzejnika  $T_{gN} = 40^\circ\text{C}$ . **Nominalna moc grzałki**  $q_{gN} = 20\text{kW}$ .

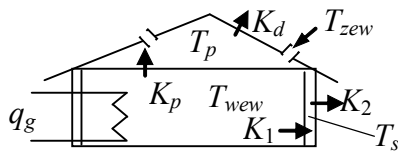
**c)** Akumulacja ciepła w pomieszczeniu jest pomijalna. Zakłada się, że przepływ powietrza wentylacyjnego w warunkach obliczeniowych wynosi  $10\text{ m}^3/\text{min}$  (**może więcej?**), a starty wynikające z tego powodu stanowią 30% zapotrzebowania obiektu na ciepło. W warunkach obliczeniowych temperatura ścian wynosi  $T_{sN} = 5^\circ\text{C}$ , a grzejnika  $T_{gN} = 40^\circ\text{C}$ .

**d)** Akumulacja ciepła w ścianach jest pomijalna. W warunkach nominalnych zapotrzebowanie układu na ciepło ( $q_{gN}$ ) wynosi  $20\text{kW}$ , temperatura ścian wynosi  $T_{sN} = 15^\circ\text{C}$ , a temperatura grzejnika  $T_{gN} = 60^\circ\text{C}$  (**albo**  $50^\circ\text{C}$ ). Przy wyłączonej wentylacji zapotrzebowanie na ciepło w warunkach nominalnych spada o 30%.

**e)** Temperatura ścian w warunkach nominalnych  $T_{sN} = 5^\circ\text{C}$ . Dwa razy na dobę następuje całkowita wymiana powietrza w pomieszczeniu. **Nominalna moc grzałki**  $q_{gN} = 20\text{kW}$ , a **temperatura grzejnika**  $T_{gN} = 40^\circ\text{C}$ . Pojemność cieplna ścian jest pomijalna.

Czy założeniach można przyjąć, że  $K_s = 3K_w$ , na przykład zamiast informacji o temperaturze ścian  $T_{sN}$ ?

### 7.3.2. Dom z nieszczelnym poddaszem ogrzewany elektrycznie ( $C_{vw}$ , $C_{vs}$ , $C_{vg}$ )



Grzejnik elektryczny o mocy  $q_g$  ogrzewa pomieszczenie o kubaturze  $V_w$  i pośrednio poddasze o kubaturze  $V_p$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN} = 10^\circ\text{C}$ ), grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 20\text{kW}$  (i w pełni pokrywa zapotrzebowanie na ciepło budynku).

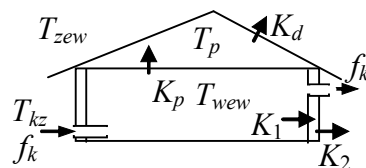
Współczynnik przenikania ciepła przez sufit wynosi  $K_p$  i dach  $K_d$ , oraz współczynniki przenikania ciepła do/z ścian  $K_1$  i  $K_2$

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = q_g(t) - K_1(T_{wew}(t) - T_s(t)) - K_p(T_{wew}(t) - T_p(t)) \\ C_{vs} \dot{T}_s(t) = K_1(T_{wew}(t) - T_s(t)) - K_2(T_s(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = K_p(T_{wew}(t) - T_p(t)) - K_d(T_p(t) - T_{zew}(t)) - c_p \rho_p f_p(t)(T_p(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- Zakłada się, że wymiana powietrza na poddaszu następuje 2 razy na godzinę i powoduje 2 razy większe straty niż przenikanie ciepła przez dach. Pojemność cieplna ścian jest pomijalna, a temperatura w warunkach nominalnych wynosi  $T_{sN} = 5^\circ\text{C}$
- Zakłada się, że wymiana powietrza na poddaszu pochłania  $\frac{1}{4}$  zapotrzebowania budynku na ciepło, podobnie jak straty ciepła przez dach. Akumulacja ciepła na poddaszu jest pomijalna.
- Wymiana powietrza na poddaszu wynosi  $f_{pN} = 0.1\text{m}^3/\text{s}$  i praktycznie nie ma akumulacji ciepła. W warunkach nominalnych 60% ciepła jest tracone przez zewnętrzne ściany pomieszczenia, a 40% ogrzewa poddasze. Ściany mają wówczas temperaturę  $T_{sN} = 5^\circ\text{C}$ .
- Wymiana powietrza na poddaszu następuje 2 razy na dobę, przy czym akumulacja ciepła na poddaszu jest pomijalna. W warunkach nominalnych poddasze 40% ciepła traci ze względu na wymianę powietrza, a 60% ze względu na straty przez dach. Ściany mają wówczas temperaturę  $T_{sN} = 5^\circ\text{C}$ .

### 7.3.3. Ogrzewanie w klimatyzowanym domu z poddaszem (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vp}$ , $C_{vs}$ )



Pomieszczenie o kubaturze  $V_w$  jest ogrzewane przez powietrze. Poddasze o kubaturze  $V_p$  jest ogrzewane pośrednio. Warunki obliczeniowe:  $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN} = 15^\circ\text{C}$ , wymagają nawiewu powietrza o temperaturze  $T_{kzN} = 35^\circ\text{C}$ , a na jego przygotowanie zużywa się 20kW.

Parametrami modelu są współczynniki przenikania ciepła przez sufit wynosi  $K_p$  i przez dach  $K_d$ , oraz współczynniki przenikania do/z ścian pomieszczenia  $K_1$  i  $K_2$ .

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = c_p \rho_p f_k(t)(T_{kz}(t) - T_{wew}(t)) - K_1(T_{wew}(t) - T_s(t)) - K_p(T_{wew}(t) - T_p(t)) \\ C_{vs} \dot{T}_s(t) = K_1(T_{wew}(t) - T_s(t)) - K_2(T_s(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = K_p(T_{wew}(t) - T_p(t)) - K_d(T_p(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

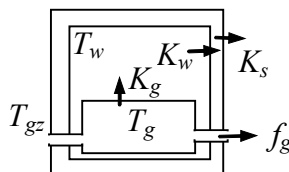
- Powierzchnia dachu jest porównywalna z powierzchnią zewnętrznych ścian ale współczynnik strat jednostkowych dachu (na  $\text{m}^2$ ) jest dwa razy większy niż współczynnik strat jednostkowych ścian  $K_2$ . Pojemność cieplna poddasza jest pomijalna. W warunkach nominalnych temperatura ścian  $T_{sN} = 15^\circ\text{C}$
- W warunkach nominalnych 60% ciepła pozostawianego przez powietrze przepływające przez budynek jest tracone przez zewnętrzne ściany. Pojemności cieplne ścian i pomieszczenia są znacznie większe niż pojemność cieplna poddasza. W warunkach nominalnych temperatura ścian  $T_{sN} = 15^\circ\text{C}$
- Straty przez dach pochłaniają 30% zapotrzebowania na ciepło w warunkach nominalnych. Współczynnik  $K_p$  jest cztery razy mniejszy niż współczynnik  $K_1$ . Pojemności cieplne ścian i pomieszczenia są znacznie większe niż pojemność cieplna poddasza.
- Współczynnik strat przez dach  $K_d$  jest 2x większy niż współczynnik  $K_1$ , a przenikanie ciepła przez dach jest 4x większe niż przenikanie ciepła z pomieszczenia do ściany. **W modelu przyjąć pojemność  $C_{vs} \approx 0$ , ale uwzględnić tę pojemność w formie poprawki do  $C_{vw}$ .** Czy współczynnik  $K_1$  może być taki sam jak  $K_2$ ?

## 7.4. Grzejniki, wymienniki

Uwagi:

1. Zapotrzebowanie na ciepło – strumień ciepła tracony na zewnątrz (jest pokrywany przez strumień ciepła dostarczanego do pomieszczenia).
2. Schłodzenie – o ile temperatura wody wypływającej grzejnika jest niższa od temperatury wpływającej

### 7.4.1. Wykorzystanie akumulacji budynku (pojemności $C_{vg}$ , $C_{vs}$ ) [P9]



Budynek ma wewnętrzną kubaturę  $V_1$  i zewnętrzną objętość  $V_2$ . Sumaryczna objętość grzejników w budynku wynosi  $V_g$ . Obliczenia instalacji były wykonane, tak aby uzyskać ogrzanie pomieszczenia do  $20^\circ\text{C}$  przy temperaturze zewnętrznej  $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ , zakładając, że ciepła woda w instalacji osiąga temperaturę  $T_{gzN} = 90^\circ\text{C}$ .

Zakładamy warunki doskonałego mieszania w magazynach ciepła (stąd  $T_{gp} = T_g$ ).

W modelu uwzględnia się magazynowanie ciepła przez wodę w grzejniku i ściany:

$$\begin{cases} C_{vg} \dot{T}_g(t) = c_p \rho_p f_g(t) (T_{gz}(t) - T_{gp}(t)) - K_g (T_{gp}(t) - T_w(t)) \\ C_{vw} \dot{T}_w(t) = K_g (T_{gp}(t) - T_w(t)) - K_w (T_w(t) - T_s(t)) \\ C_{vs} \dot{T}_s(t) = K_w (T_w(t) - T_s(t)) - K_s (T_s(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

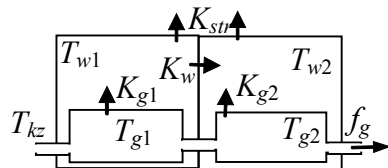
**Wariant założeń:**

a) Pomijalna pojemność cieplna pomieszczenia ( $C_{vw} = 0$ ). Temperatura ścian w warunkach nominalnych wynosi  $T_{sN} = 12^\circ\text{C}$ . Zapotrzebowanie na ciepło wynosi  $q_{gN} = 10\text{kW}$ , a  $T_{gpN} = 70^\circ\text{C}$ .

b) Pomijalna pojemność cieplna grzejnika ( $C_{vg} = 0$ ). W warunkach nominalnych 80% ciepła dostarczanego przez wodę wpływającą do grzejnika (liczonego względem  $0^\circ\text{C}$ ) jest przekazywane do pomieszczenia, a reszta wraca do instalacji. Nominalny przepływ wody wynosi  $f_{gN} = \dots\text{kg/godz}$ , a temperatura ścian wynosi  $T_{sN} = 12^\circ\text{C}$ .

c) Pomijalna pojemność cieplna grzejnika ( $C_{vg} = 0$ ). Temperatura ścian w warunkach nominalnych wynosi  $T_{sN} = 12^\circ\text{C}$ . Grzejnik dostarcza do pomieszczenia strumień ciepła  $20\text{kW}$ , a schłodzenie wody wynosi  $10^\circ\text{C}$ .

### 7.4.2. Szeregowe połączenie grzejników (pojemności $C_{g1}$ , $C_{g2}$ ) [10]



Grzejniki są połączone szeregowo. Ogrzanie pierwszego pomieszczenia do  $20^\circ\text{C}$  przy temperaturze zewnętrznej  $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$  wymaga dostarczenia  $q_{gN} = 10\text{kW}$ . Instalacja została zaprojektowana przy założeniu, że woda dostarczana z kotłowni ma temperaturę  $T_{kzN} = 90^\circ\text{C}$ .

Oba pomieszczenia są takie same (ich współczynniki strat dla zewnętrznych ścian  $K_{str}$  są jednakowe) a pomieszczenia są izolowane od siebie ( $K_w = 0$ ). Równania dynamiki zakładają, że o dynamice decyduje pojemność cieplna grzejników:

$$\begin{cases} C_{g1} \dot{T}_{g1}(t) = c_p \rho_p f_g(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{g1}(t) - K_{g1} (T_{g1}(t) - T_{w1}(t)) \\ C_{g2} \dot{T}_{g2}(t) = c_p \rho_p f_g(t) T_{g1}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{g2}(t) - K_{g2} (T_{g2}(t) - T_{w2}(t)) \end{cases}$$

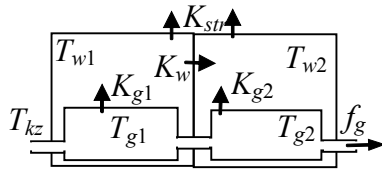
Zakładamy doskonałe mieszanie w grzejnikach. Pomijamy pojemność cieplną pomieszczeń, więc dla każdego z pomieszczeń jest:  $0 = K_{gi} (T_{gi}(t) - T_{wi}(t)) - K_{str} (T_{wi}(t) - T_{zew}(t))$  (stąd  $T_{wi}$ )

**Wariant założeń:**

a) Woda na wyjściu grzejników ma temperaturę:  $T_{g1N} = 80^\circ\text{C}$ ,  $T_{g2N} = 70^\circ\text{C}$ .

b) Schłodzenie wody ....

### 7.4.3. Szeregowe połączenie grzejników (pojemności $C_{v1}$ , $C_{v2}$ )



Grzejniki są połączone szeregowo. Ogrzanie pierwszego pomieszczenia do  $20^{\circ}\text{C}$  przy temperaturze zewnętrznej  $T_{zewN} = -20^{\circ}\text{C}$  wymaga  $q_{gN} = 10\text{kW}$ . Instalacja została zaprojektowana przy założeniu  $T_{kzN} = 90^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{g1N} = 80^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{g2N} = 70^{\circ}\text{C}$ .

Oba pomieszczenia są takie same (ich współczynniki strat dla zewnętrznych ścian  $K_{str}$  są jednakowe). Równania dynamiki zakładają, że o dynamice decyduje pojemność cieplna grzejników:

$$\begin{cases} C_{v1} \dot{T}_{w1}(t) = K_{g1}(T_{g1}(t) - T_{w1}(t)) - K_{str}(T_{w1}(t) - T_{zew}(t)) - K_w(T_{w1}(t) - T_{w2}(t)) \\ C_{v2} \dot{T}_{w2}(t) = K_{g2}(T_{g2}(t) - T_{w2}(t)) - K_{str}(T_{w2}(t) - T_{zew}(t)) + K_w(T_{w1}(t) - T_{w2}(t)) \end{cases}$$

Zał.: Zakładamy doskonałe mieszanie w grzejnikach i pomijalność pojemność cieplną, więc:

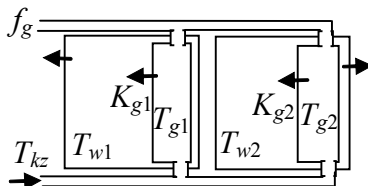
$$\begin{aligned} 0 &= c_p \rho_p f_g(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{g1}(t) - K_{g1}(T_{g1}(t) - T_{w1}(t)) \\ 0 &= c_p \rho_p f_g(t) T_{g1}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{g2}(t) - K_{g2}(T_{g2}(t) - T_{w2}(t)) \end{aligned} \quad (\text{stąd } T_{gi})$$

**Wariant założeń:**

a) Pomieszczenia są izolowane od siebie ( $K_w = 0$ ).

b)

### 7.4.4. Równoległe połączenie grzejników (pojemności $C_{g1}$ , $C_{g2}$ ) [11]



Grzejniki są połączone równoległe. Ogrzanie pierwszego pomieszczenia do  $20^{\circ}\text{C}$  przy temperaturze zewnętrznej  $T_{zewN} = -20^{\circ}\text{C}$  wymaga  $q_{gN} = 10\text{kW}$ . Instalacja została zaprojektowana przy założeniu  $T_{kzN} = 90^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{gpN} = 70^{\circ}\text{C}$ .

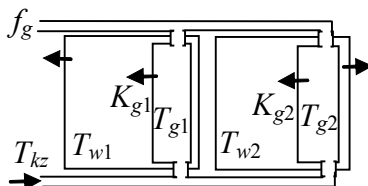
Oba pomieszczenia są takie same (ich współczynniki strat dla zewnętrznych ścian  $K_{str}$  są jednakowe) a pomieszczenia są izolowane od siebie ( $K_w = 0$ ). Równania dynamiki zakładają, że o dynamice decyduje pojemność cieplna grzejników:

$$\begin{cases} C_{g1} \dot{T}_{g1}(t) = c_p \rho_p f_{g1}(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_{g1}(t) T_{g1}(t) - K_{g1}(T_{g1}(t) - T_{w1}(t)) \\ C_{g2} \dot{T}_{g2}(t) = c_p \rho_p f_{g2}(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_{g2}(t) T_{g2}(t) - K_{g2}(T_{g2}(t) - T_{w2}(t)) \end{cases}$$

Zał.: Zakładamy doskonałe mieszanie w grzejnikach. Pomijamy pojemność cieplną pomieszczeń, więc dla każdego z pomieszczeń jest:

$$0 = K_{gi}(T_{gi}(t) - T_{wi}(t)) - K_{str}(T_{wi}(t) - T_{zew}(t)) \quad (\text{stąd } T_{wi})$$

### 7.4.5. Równoległe połączenie grzejników (pojemności $C_{v1}$ , $C_{v2}$ )



Grzejniki są połączone równoległe. Ogrzanie pierwszego pomieszczenia do  $20^{\circ}\text{C}$  przy temperaturze zewnętrznej  $T_{zewN} = -20^{\circ}\text{C}$  wymaga  $q_{gN} = 10\text{kW}$ . Instalacja została zaprojektowana przy założeniu  $T_{kzN} = 90^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{gpN} = 70^{\circ}\text{C}$ .

Oba pomieszczenia są takie same (ich współczynniki strat dla zewnętrznych ścian  $K_{str}$  są jednakowe) a pomieszczenia są izolowane od siebie ( $K_w = 0$ ). Równania dynamiki zakładają, że o dynamice decyduje pojemność cieplna grzejników:

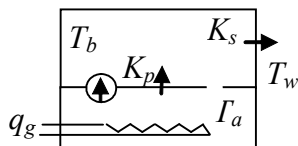
$$\begin{cases} C_{v1} \dot{T}_{w1}(t) = K_{g1}(T_{g1}(t) - T_{w1}(t)) - K_{str}(T_{w1}(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{v2} \dot{T}_{w2}(t) = K_{g2}(T_{g2}(t) - T_{w2}(t)) - K_{str}(T_{w2}(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

Zał.: Zakładamy doskonałe mieszanie w grzejnikach. i pomijalność pojemność cieplną, więc:

$$\begin{aligned} 0 &= c_p \rho_p f_{g1}(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_{g1}(t) T_{g1}(t) - K_{g1}(T_{g1}(t) - T_{w1}(t)) \\ 0 &= c_p \rho_p f_{g2}(t) T_{kz}(t) - c_p \rho_p f_{g2}(t) T_{g2}(t) - K_{g2}(T_{g2}(t) - T_{w2}(t)) \end{aligned} \quad (\text{stąd } T_{gi})$$

## 7.5. Piece

### 7.5.1. Ogrzewane elektrycznie pośrednie (pojemności $C_{va}$ , $C_{vb}$ ) [P]



W zbiorniku dolnym umieszczono grzejnik o mocy  $q_g$ . Górny zbiornik jest ogrzewany przez podłogę i obieg powietrza wymuszony przez wentylator  $f_p$ . W temperaturze  $T_{wN}=20^\circ\text{C}$  moc grzałki  $q_{gN}=1\text{kW}$  zapewnia w ogrzewanych zbiornikach temperatury odpowiednio  $90^\circ\text{C}$  i  $70^\circ\text{C}$ .

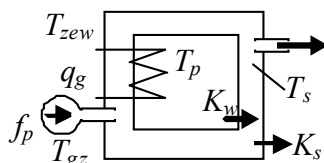
Ściany zewnętrzne pomieszczenia z grzałką są izolowane. Współczynnik przenikania ciepła dla podłogi  $= K_p$  a dla ścian  $= K_s$ . Model tworzą 2 równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{va} \dot{T}_a(t) = q_g(t) - K_p(T_a(t) - T_b(t)) - c_p \rho_p f_p(t) T_a(t) + c_p \rho_p f_p(t) T_b(t) \\ C_{vb} \dot{T}_b(t) = K_p(T_a(t) - T_b(t)) + c_p \rho_p f_p(t) T_a(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_b(t) - K_s(T_b(t) - T_w(t)) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- Ze względu na cieńszą przegrodę współczynnik przenikania  $K_p$  jest znacznie większy niż współczynnik  $K_s$  (np. 2 razy)
- Pomieszczenie o temperaturze  $T_b$  uzyskuje 80% ciepła dzięki pracy wentylatora

### 7.5.2. Piec z płaszczem wodnym (pojemności $C_{vp}$ , $C_{vs}$ )



Grzejnik o mocy  $q_g$  ogrzewa wnętrze pieca o pojemności  $V_p$ . Ściany pieca chronione są płaszczem wodnym o pojemności  $V_s$ . W warunkach obliczeniowych  $T_{zewN}=20^\circ\text{C}$ ,  $q_{gN}=50\text{kW}$ ,  $T_{pN}=300^\circ\text{C}$ , nominalny przepływ wody zapewnia utrzymanie temperatury płaszcza na poziomie  $T_{sN}=50^\circ\text{C}$   $25^\circ\text{C}$ .

Równania dynamiki:

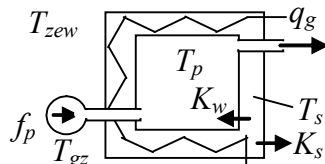
$$\begin{cases} C_{vs} \dot{T}_s(t) = c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_s(t) + K_w(T_p(t) - T_s(t)) - K_s(T_s(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = q_g(t) - K_w(T_p(t) - T_s(t)) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- Woda chodząca ma temperaturę taką jak zewnętrzne powietrze ( $T_{gz} = T_{zew}$ ). Przepływ wody  $f_{pN}$  wynosi  $1\text{m}^3/\text{min}$
- Temperatura wody chłodzącej jest ustalana przez urządzenie chłodzące i w warunkach nominalnych wynosi  $T_{gzN} = 10^\circ\text{C}$ . Przepływ wody  $f_{pN} = 1\text{m}^3/\text{min}$  ????
- 40% ciepła z płaszcza wodnego jest odprowadzane w wyniku przepływu wody. Przepływ wody  $f_{pN}$  wynosi  $1\text{m}^3/\text{min}$ .

Uwaga: Sprawdzić  $q_{gN}=500\text{kW}$ ???

### 7.5.3. Ogrzewanie pośrednie z wietrzeniem (pojemności $C_{vp}$ , $C_{vs}$ )



Grzejnik o mocy  $q_g$  umieszczono zewnętrznej objętości  $V_s$  pieca wypełnionej „olejem”. Wnętrze o pojemności  $V_p$  jest ogrzewane pośrednio i wietrzane z wydajnością  $f_{pN} = 10\text{m}^3/\text{min}$ . W warunkach obliczeniowych  $T_{zewN}=20^\circ\text{C}$ ,  $q_{gN}=50\text{kW}$ ,  $T_{sN}=300^\circ\text{C}$ ,  $T_{pN}=200^\circ\text{C}$ .

Równania dynamiki:

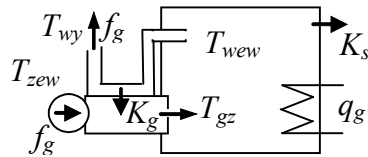
$$\begin{cases} C_{vs} \dot{T}_s(t) = q_g(t) - K_w(T_s(t) - T_p(t)) - K_s(T_s(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{vp} \dot{T}_p(t) = K_w(T_s(t) - T_p(t)) + c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_p(t) \end{cases}$$

#### Warianty założeń:

- Powietrze do wietrzenia jest zasysane z otoczenia ( $T_{gz} = T_{zew}$ )
- Temperatura powietrza chłodzącego jest wynikiem działania instalacji klimatyzacyjnej i w warunkach nominalnych wynosi  $T_{gzN} = 10^\circ\text{C}$  ????
- 40% ciepła z obudowy jest tracone na zewnątrz, a 60% „trafia” do środka

## 7.6. Odzysk, cyrkulacja (rekuperator)

### 7.6.1. Ogrzewane elektrycznie i klimatyzacja z odzyskiem ciepła (pojemności $C_{vw}$ , $C_{v2}$ ) [P]



Grzejnik o mocy  $q_g$  ogrzewa pomieszczenie o kubaturze  $V_w$ . Ogrzewacz powietrza do klimatyzacji ma od strony odbierającej ciepło objętość  $V_2$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 15\text{kW}$ .

Współczynniki przenikania ciepła na obiekcie wynoszą  $K_s$  i  $K_g$ .

Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = q_g(t) - K_s(T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) + c_p \rho_p f_g(t) T_{gz}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{wew}(t) \\ C_{v1} \dot{T}_{gz}(t) = c_p \rho_p f_g(t) T_{zew}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{gz}(t) + K_g(T_{wy}(t) - T_{gz}(t)) \end{cases}$$

Od strony nagrzewającej podgrzewacz ma znikomą objętość, więc:

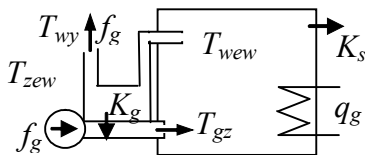
$$0 = c_p \rho_p f_g(t) T_{wew}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{wy}(t) - K_g(T_{wy}(t) - T_{gz}(t)) \quad (\text{stąd } T_{wy})$$

**Warianty założeń:**

a) Temperatura w podgrzewaczu  $T_{gzN} = -10^\circ\text{C}$ , a przepływ  $f_{gN} = 0.1\text{m}^3/\text{s}$ .

Uwaga.  $T_{gz} = 10^\circ\text{C}$  daje ujemne  $K_g$

### 7.6.2. Ogrzewane elektrycznie i klimatyzacja z odzyskiem ciepła (pojemności $C_{vw}$ , $C_{v1}$ ) [P]



Grzejnik o mocy  $q_g$  ogrzewa pomieszczenie o kubaturze  $V_w$ . Ogrzewacz powietrza do klimatyzacji ma od strony dostarczającej ciepło objętość  $V_1$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 15\text{kW}$ .

Współczynniki przenikania ciepła na obiekcie wynoszą  $K_s$  i  $K_g$ .

Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = q_g(t) - K_s(T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) + c_p \rho_p f_g(t) T_{gz}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{wew}(t) \\ C_{v1} \dot{T}_{wy}(t) = c_p \rho_p f_g(t) T_{wew}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{wy}(t) - K_g(T_{wy}(t) - T_{gz}(t)) \end{cases}$$

Od strony odbierającej podgrzewacz ma znikomą objętość, więc:

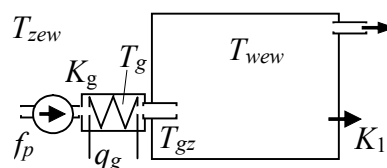
$$0 = c_p \rho_p f_g(t) T_{zew}(t) - c_p \rho_p f_g(t) T_{gz}(t) + K_g(T_{wy}(t) - T_{gz}(t)) \quad (\text{stąd } T_{gz})$$

**Warianty założeń:**

a) Temperatura w podgrzewaczu  $T_{gzN} = -10^\circ\text{C}$  ( $-5^\circ\text{C}$ ), a przepływ  $f_{gN} = 0.1\text{m}^3/\text{s}$ .

Uwaga: Dla  $T_{gzN} = 10^\circ\text{C}$  jest ujemne  $K_g$

### 7.6.3. Pomieszczenie z ogrzewanym zbiornikiem powietrza (pojemności $C_{vw}$ , $C_{vg}$ )



Grzejnik o mocy  $q_g$  ogrzewa powietrze w zbiorniku o pojemności  $V_g$ , wprowadzane do pomieszczenia o kubaturze  $V_w$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 15\text{kW}$ , a powietrze w zbiorniku osiąga temperaturę  $T_{gzN} = 40^\circ\text{C}$ .

Zachodzi w nim doskonale mieszanie. Pomieszczenie traci ciepło przez ściany zewnętrzne (współczynnik przenikania  $K_1$ ) oraz przez wymianę powietrza (przepływ  $f_p$ ).

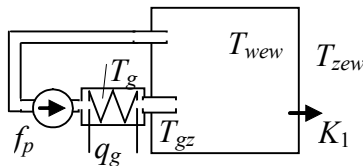
Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vg} \dot{T}_g(t) = q_g(t) + c_p \rho_p f_p(t) T_{zew}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) - K_g(T_g(t) - T_{zew}(t)) \\ C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) - K_1(T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

Wariant założeń:

a)  $T_{gz} = T_g$  (doskonałe mieszanie, tzn.  $T_{gz} = T_g$ ). 30% ciepła dostarczanego do zbiornika powietrza przez grzałkę jest tracone przez zewnętrzne ściany zbiornika.

b)  $T_{gz} = T_g$  (doskonałe mieszanie). 30% ciepła dostarczanego do zbiornika powietrza jest tracone w wyniku braku izolacji zbiornika.

**7.6.4. Pomieszczenie z ogrzewaniem zbiornikiem w obiegu zamkniętym (pojemności  $C_{vw}$ ,  $C_{vg}$ )**

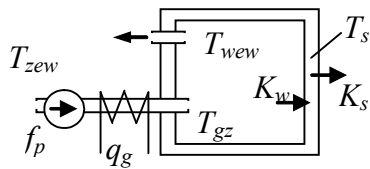
Grzejnik o mocy  $q_g$  ogrzewa powietrze w zbiorniku o pojemności  $V_g$ , wprowadzane do pomieszczenia o kubaturze  $V_w$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 10\text{kW}$ , a powietrze w zbiorniku osiąga temperaturę  $T_{gzN} = 45^\circ\text{C}$ .

Przewód jest izolowany. W zbiorniku zachodzi doskonałe mieszanie. Pomieszczenie traci ciepło przez ściany zewnętrzne (współczynnik przenikania  $K_1$ ). Powietrze przepływa ( $f_p$ ) w obiegu zamkniętym.

Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vg} \dot{T}_g(t) = q_g(t) + c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) \\ C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) - K_1 (T_{wew}(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

Wariant założeń: **a)**  $T_{gz} = T_g$  (doskonałe mieszanie)

**7.6.5. Pomieszczenie z nadmuchem powietrza w obiegu otwartym (pojemności  $C_{vw}$ ,  $C_{vs}$ )**

Grzejnik o mocy  $q_g$  ogrzewa powietrze wprowadzane do pomieszczenia o kubaturze  $V_w$ . Znacząca jest akumulacja ciepła w ścianach o objętości  $V_s$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 15\text{kW}$ , wdmuchiwane powietrze ogrzewa się do  $T_{gzN} = 40^\circ\text{C}$

Ogrzewany przewód jest izolowany a akumulacja ciepła w nim jest pomijalna. Pomieszczenie przekazuje ciepło do ściany (współczynnik  $K_w$ ), a ściana na zewnątrz (współczynnik  $K_s$ ). Zakłada się, że ogrzewanie powietrza przez grzałkę zachodzi w pomijalnie małej objętości,

Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) - K_w (T_{wew}(t) - T_s(t)) \\ C_{vs} \dot{T}_s(t) = K_w (T_{wew}(t) - T_s(t)) - K_s (T_s(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

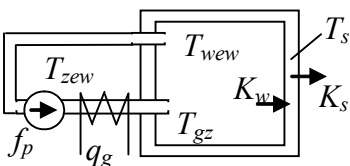
Wobec pomijalnej objętości grzałki jest:

$$0 = q_g(t) + c_p \rho_p f_p(t) T_{zew}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) \quad (\text{stąd } T_{gz})$$

**Warianty założeń:**

**a)** Ściany ogrzewają się do  $T_{sN} = 15^\circ\text{C}$

**b)** 40% ciepła dostarczonego do pomieszczenia jest wydmuchiwane na zewnątrz

**7.6.6. Pomieszczenie z nadmuchem powietrza w obiegu zamkniętym (pojemności  $C_{vw}$ ,  $C_{vs}$ )**

Grzejnik o mocy  $q_g$  ogrzewa powietrze wprowadzane do pomieszczenia o kubaturze  $V_w$ . Znacząca jest akumulacja ciepła w ścianach o objętości  $V_s$ . W warunkach obliczeniowych ( $T_{zewN} = -20^\circ\text{C}$ ,  $T_{wewN} = 20^\circ\text{C}$ ) grzałka pracuje z mocą  $q_{gN} = 15\text{kW}$ , wdmuchiwane powietrze ogrzewa się do  $T_{gzN} = 40^\circ\text{C}$

Ogrzewany przewód jest izolowany a akumulacja ciepła w nim jest pomijalna. Pomieszczenie przekazuje ciepło do ściany (współczynnik  $K_w$ ), a ściana na zewnątrz (współczynnik  $K_s$ ). Zakłada się, że ogrzewanie powietrza przez grzałkę zachodzi w pomijalnie małej objętości,

Równania dynamiki:

$$\begin{cases} C_{vw} \dot{T}_{wew}(t) = c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{wew}(t) - K_w (T_{wew}(t) - T_s(t)) \\ C_{vs} \dot{T}_s(t) = K_w (T_{wew}(t) - T_s(t)) - K_s (T_s(t) - T_{zew}(t)) \end{cases}$$

Wobec pomijalnej objętości grzałki jest:

$$0 = q_g(t) + c_p \rho_p f_p(t) T_{zew}(t) - c_p \rho_p f_p(t) T_{gz}(t) \quad (\text{stąd } T_{gz})$$

**Warianty założeń:**

**a)** Ściany ogrzewają się do  $T_{sN} = 15^\circ\text{C}$

Uwaga:  $f_p$  nie ma wpływu