

STANISŁAW KOPEĆ

Katedra Miernictwa i Automatyki
Urządzeń Energetycznych

SALA WIDOWISKOWA BEZ LUDZI
JAKO OBIEKT W PROCESIE REGULACJI TEMPERATURY

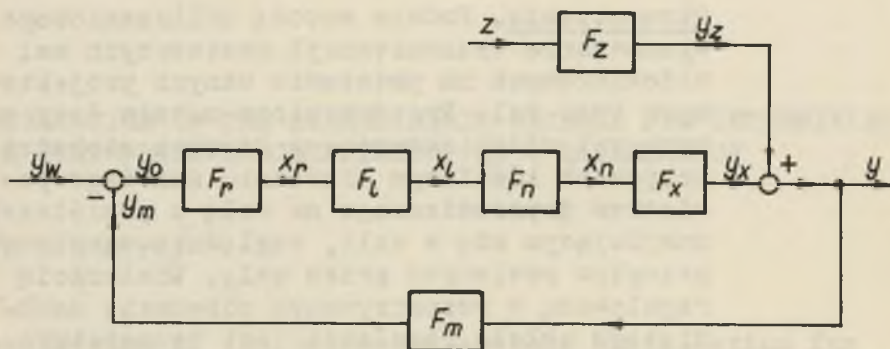
Streszczenie. Podano metodę obliczeniowego wyznaczania transmitancji nastawczych sal widowiskowych na podstawie danych projektowych tych sal. Przedstawiona metoda dotyczy tych sal widowiskowych, w których zachodzi przypadek idealnego mieszania świeżego powietrza doprowadzanego na salę z powietrzem znajdującym się w sali, względnie warstwowy przepływ powietrza przez salę. Wielkością regulowaną w rozpatrywanym schemacie zamkniętego układu regulacji jest temperatura powietrza w sali, wielkością nastawczą natomiast temperatura powietrza tłoczonego na salę.

1. Schemat zamkniętego układu automatycznej regulacji temperatury [1], [4], [7], [15], [19], [20], [21], [24]

Schemat zamkniętego układu automatycznej regulacji temperatury w sali przedstawiono w uproszczonej formie na rys. 1. Wielkością regulowaną w rozpatrywanym schemacie jest temperatura powietrza w sali $y = t_p$, wielkością zaś nastawczą jest temperatura świeżego powietrza tłoczonego na salę $x_n = t_1$. Symbolem F oznaczono w schemacie trans-

x) Artykuł jest fragmentem pracy doktorskiej pt. "Dynamika procesu regulacji temperatury w salach widowiskowych i audytoryjnych". Promotorem pracy był prof. dr inż. Jan Szargut.

mitancje operatorowe poszczególnych elementów układu. Indeksy mają następujące oznaczenia: r - regulator, l - siłownik, n - nastawnik, z - zakłócenie, x - wielkość nastawcza, m - miernik, w - wartość zadana, e - uchyb. Wielkość regulowana $y = t_p$ jest zależna od oddziaływania wielkości zakłócającej (a właściwie od wielkości zakłócających) z, która zaburza stan ustalony oraz od wielkości nastawczej x_n , która stara się zniwelować oddziaływanie wielkości zakłócającej z.



Rys. 1. Schemat blokowy zamkniętego układu automatycznej regulacji temperatury w sali

W węźle sumacyjnym umieszczonym po prawej stronie rysunku dodają się do siebie te dwa działania zgodnie z równaniem

$$y = y_x + y_z = x_n F_x + z F_z \quad (1)$$

Dla poprawnego projektowania układu automatycznej regulacji niezbędna jest znajomość transmitancji każdego z elementów zamkniętego układu regulacji z tym, że punktem wyjścia w tej analizie jest znajomość transmitancji nastawczej i transmitancji zakłóceń. Tematem niniejszej pracy jest podanie metody umożliwiającej wyznaczenie

transmitancji nastawczej sal widowiskowych na podstawie danych projektowych tych sal.

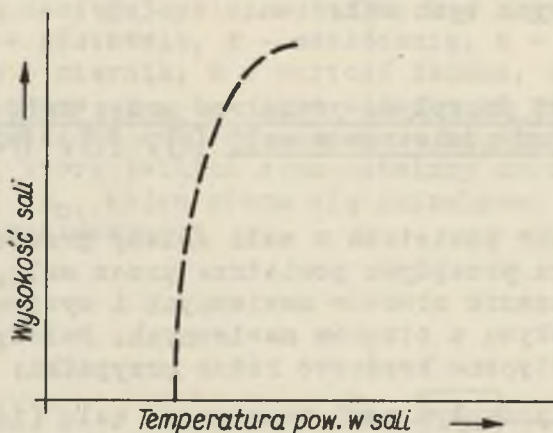
2. Wpływ dynamiki przepływu powietrza przez salę na rozkład temperatur powietrza w sali [5], [9], [10], [16], [18], [24]

Rozkład temperatur powietrza w sali zależy przede wszystkim od charakteru przepływu powietrza przez salę, to znaczy od rozmieszczenia otworów nawiewnych i wywiewnych oraz od prędkości wypływu z otworów nawiewnych. Należy tu różnić dwa teoretyczne krańcowo różne przypadki:

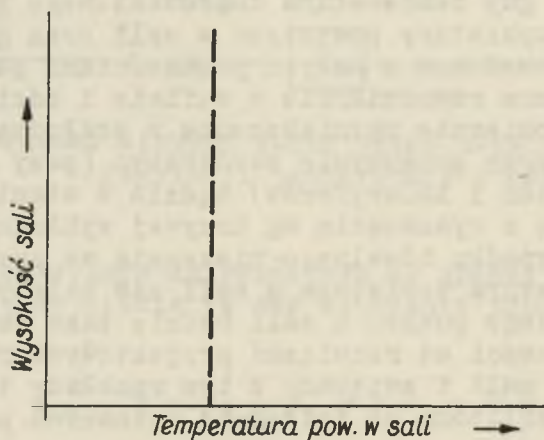
- a) warstwowy przepływ powietrza przez salę (idealne mieszanie w kierunku poziomym, brak mieszania w kierunku pionowym),
- b) przepływ charakteryzujący się idealnym mieszaniem we wszystkich kierunkach.

Warstwowy przepływ powietrza przez salę może być zrealizowany wówczas, gdy temperatura doprowadzonego powietrza jest wyższa od temperatury powietrza w sali oraz gdy powietrze jest doprowadzane z małymi prędkościami poprzez otwory rozmieszczone równomiernie w suficie i odciągane przez otwory równomiernie rozmieszczone w podłodze. Temperatura powietrza przy przepływie warstwowym (przy pominięciu wpływów okien i kaloryferów) będzie w stanie ustalonym zmieniać się z wysokością wg krzywej wykładniczej (rys. 2). Dla przypadku idealnego mieszania we wszystkich kierunkach temperatura powietrza w sali nie zależy od wysokości i dla każdego punktu w sali będzie taka sama (rys. 3). W zależności od rozwiązań projektowych rzeczywiste przepływy w sali i związane z tym rozkłady temperatur powietrza są zbliżone do jednego z opisanych poprzednio przypadków.

Przepływ z idealnym mieszaniem we wszystkich kierunkach pozwala na proste ujęcie matematyczne zjawisk towarzyszących nieustalanej wymianie ciepła przez wprowadzenie stałych skupionych. Stałe skupione można również zastosować w przypadku warstwowego przepływu dzieląc salę płaszczyznami równoległymi do powierzchni sufitu na takie elementy, by w każdym z nich różnice pomiędzy zastępczą śred-

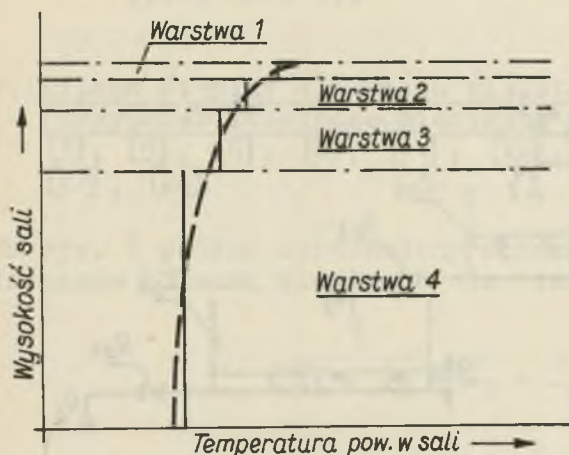


Rys. 2. Rozkład temperatur powietrza w sali przy przepływie warstwowym



Rys. 3. Rozkład temperatur powietrza w sali dla idealnego mieszania powietrza we wszystkich kierunkach

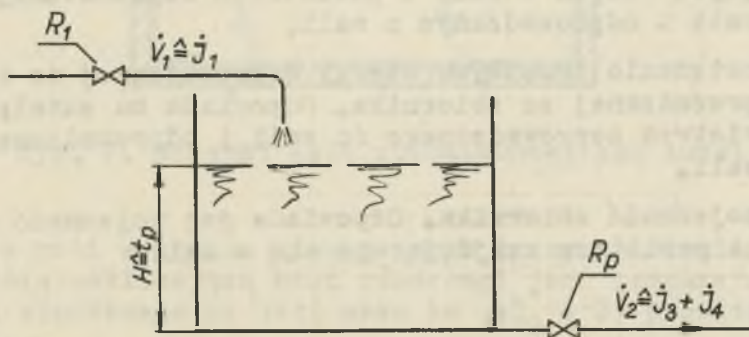
nią temperaturą powietrza a rzeczywistymi wartościami temperatury były do pominięcia (rys. 4). Każdą z powstałych w



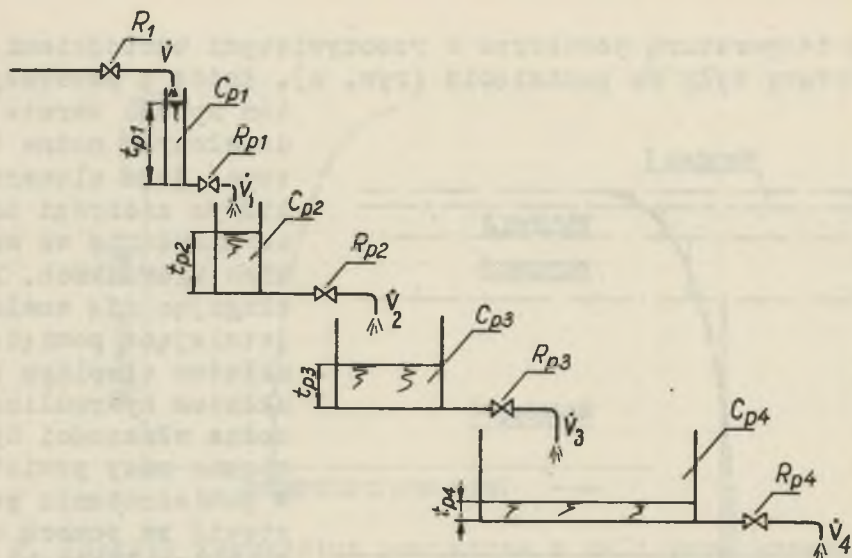
Rys. 4. Podział masy powietrza w sali na elementy o średnich temperaturach zastępczych

ten sposób warstw podziałowych można traktować jako element, w którym zachodzi idealne mieszanie we wszystkich kierunkach. Posługując się analogią istniejącą pomiędzy układem cieplnym i układem hydraulicznym można własności dynamiczne masy powietrza w pomieszczeniu przedstawić za pomocą układu hydraulicznego. Dla idealnego mieszania powietrza otrzymuje się model przedstawiony na rys. 5, natomiast dla przepływu warstwowego model po-

dany na rys. 6. Model z rys. 6 nie uwzględnia wymiany ciepła pomiędzy powietrzem a ścianami sali.



Rys. 5. Schemat układu hydraulicznego odpowiadającego przypadkowi idealnego mieszania powietrza



Rys. 6. Schemat układu hydraulicznego odpowiadającego przypadkowi przepływu warstwowego (przy podziale na cztery elementy)

Objaśnienia oznaczeń użytych na rys. 5 i 6:

- R - opór hydrauliczny na przewodzie doprowadzającym ciecz do i odprowadzającym ciecz ze zbiornika. Odpowiada mu opór przepływu ciepła do sali i opór wypływu ciepła z sali z powietrzem doprowadzanym do sali i odprowadzanym z sali,
- \dot{V} - natężenie przepływu cieczy doprowadzanej do i odprowadzanej ze zbiornika. Odpowiada mu entalpia powietrza doprowadzanego do sali i odprowadzanego z sali,
- C - pojemność zbiornika. Odpowiada jej pojemność cieplna powietrza znajdującego się w sali.

Indeksy:

rys. 5

1 - powietrze doprowadzane do sali,

p - powietrze w sali,

2 - powietrze odprowadzane z sali,

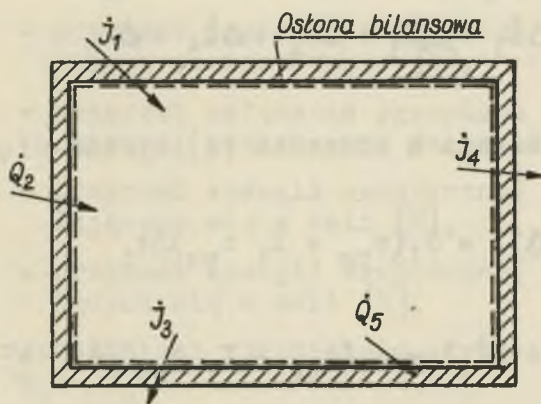
rys. 6

p_1 - powietrze znajdujące się w i -tym elemencie sali (por. rys. 4).

3. Bilans cieplny dla stanu nieustalonego w pustej sali (przypadek idealnego mieszania powietrza w sali [2], [3], [5], [6], [8], [11], [12], [13], [14], [17], [18], [22], [24]

Na rys. 7 podano uproszczony schemat sali widowiskowej. Równanie bilansu cieplnego dla stanu ustalonego ma postać:

$$\dot{I}_1 + \dot{Q}_2 = \dot{I}_3 + \dot{I}_4 + \dot{Q}_5 \quad (2)$$



Rys. 7. Schemat sali widowiskowej bez ludzi

Bilans w sali w stanie nieustalonym (przy założeniu, że wielkością zakłócającą stan równowagi jest temperatura powietrza tłoczonego na salę oraz że $\Delta\dot{Q}_2 = 0$) prowadzi do równania:

$$\dot{I}_1 + \Delta\dot{I}_1 + \dot{Q}_2 = \dot{I}_3 + \Delta\dot{I}_3 + \dot{I}_4 + \Delta\dot{I}_4 + \dot{Q}_5 + \Delta\dot{Q}_5 + \Delta\dot{E}_u \quad (3)$$

Oznaczenia użyte w powyższych wzorach:

\dot{i}_1 - entalpia powietrza doprowadzanego do pomieszczenia [W],

\dot{Q}_2 - ciepło doprowadzane do pomieszczenia przez urządzenia grzejne (np. kaloryfery) [W],

\dot{i}_3 - entalpia powietrza odciganego z pomieszczenia przez wentylatory [W],

\dot{i}_4 - entalpia powietrza uchodzącego z pomieszczenia przez nieszczelności (drzwi, okna) [W],

\dot{Q}_5 - ciepło odprowadzane do ścian otaczających pomieszczenie [W],

$\Delta\dot{E}_u$ - przyrost energii wewnętrznej układu [W].

Po odjęciu stronami równań (2) i (3) otrzymuje się:

$$\Delta\dot{I}_1 = \Delta\dot{I}_3 + \Delta\dot{I}_4 + \Delta\dot{Q}_5 + \Delta\dot{E}_u \quad (4)$$

Poszczególne wyrażenia w równaniu (4) wyrażą się wzorami:

$$\Delta\dot{I}_1 = \dot{G}_1(c_{pg} + X_1 c_{pw})\Delta t_1 \quad (5)$$

$$\begin{aligned} (\Delta\dot{I}_3 + \Delta\dot{I}_4) &= \dot{G}_1(c_{pg} + X_1 c_{pw})\Delta t_p + \\ &+ \dot{G}_1(c_{pg} + X_p c_{pw})(t'_p + \Delta t_p) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\Delta\dot{Q}_5 = \Delta\dot{U}_s + \Delta\dot{Q}_o \quad (7)$$

$$\Delta\dot{E}_u = \Delta\dot{U}_p + \Delta\dot{U}_m \quad (8)$$

Oznaczenia użyte w powyższych wzorach:

- \dot{G}_1 - natężenie przepływu powietrza suchego doprowadzonego do sali [kg/s],
- c_{pg}, c_{pw} - ciepło właściwe suchego powietrza i pary wodnej przy stałym ciśnieniu [J/(kg grd)],
- X_1, X_p - stopień zawilżenia powietrza tłoczonego do pomieszczenia i powietrza w pomieszczeniu [kg H₂O/kg pow. s.],
- Δt_1 - skokowa zmiana temperatury powietrza tłoczonego do sali [grd],
- Δt_p - przyrost temperatury powietrza w sali [grd],
- t'_p - temperatura powietrza w sali w stanie ustalonym (przed wystąpieniem zakłócenia) [°C],
- $\Delta \dot{G}_1$ - przyrost natężenia przepływu powietrza suchego odcieranego z sali [kg/s],
- $\Delta \dot{U}_s$ - przyrost energii wewnętrznej ścian otaczających pomieszczenie [W],
- $\Delta \dot{Q}_o$ - przyrost natężenia przepływu ciepła od zewnętrznej powierzchni ściany do otoczenia [W],
- $\Delta \dot{U}_p$ - przyrost energii wewnętrznej powietrza znajdującego się w sali [W],
- $\Delta \dot{U}_m$ - przyrost energii wewnętrznej mebli znajdujących się w sali [W].

W dalszych rozważaniach wprowadzono uproszczone oznaczenie zakładając: $X_1 = X_p$

$$(c_{pg} + X_1 c_{pw}) = (c_{pg} + X_p c_{pw}) = c_{pp} \quad (9)$$

Uwzględniając izobaryczny charakter przebiegów stanów nieustalonych w sali można przyrost energii wewnętrznej powietrza w rozpatrywanym pomieszczeniu wyrazić wzorem

$$\Delta \dot{U}_p = \frac{\dot{G}'_p \cdot 273}{T'_p} c_{pp} \frac{d(\Delta t_p)}{d\tau} \quad (10)$$

gdzie:

G'_p - ilość substancji powietrza w sali w stanie ustalonym [kg],

T'_p - temperatura powietrza w sali w stanie ustalonym [°K],

natomiast wyrażenie $(\Delta\dot{I}_3 + \Delta\dot{I}_4)$ przy pomocy równania

$$\Delta\dot{I}_3 + \Delta\dot{I}_4 = \dot{G}_1 c_{pp} \Delta t_p + \frac{G'_p t'_p}{T'_p} c_{pp} \frac{d(\Delta t_p)}{d\tau} \quad (11)$$

Dodając stronami równania (10) i (11) otrzymuje się równanie

$$(\Delta\dot{I}_3 + \Delta\dot{I}_4 + \Delta\dot{U}_p) = G_1 c_{pp} \Delta t_p + G'_p c_{pp} \frac{d(\Delta t_p)}{d\tau} \quad (12)$$

Dodatkowa ilość ciepła $\Delta\dot{Q}_5$ oddana do ścian z powodu przyrostu temperatury powietrza o wartość Δt_p częściowo zużywa się na podwyższenie energii wewnętrznej ścian, częściowo natomiast jest odprowadzana do otoczenia (równanie 7). Całkując równanie (7) w rozpatrywanym przedziale czasu od $\tau_0 = 0$ do $\tau = \tau_0 + \Delta\tau$ otrzymuje się równanie

$$\int_0^{\tau} (\Delta\dot{Q}_5) d\tau = \int_0^{\tau} (\Delta\dot{U}_s) d\tau + \int_0^{\tau} (\Delta\dot{Q}_o) d\tau \quad (13)$$

Wprowadzając zastępczy przyrost średniej temperatury ściany można całkę z równania (13) przedstawić jako iloczyn ilości substancji, ciepła właściwego i zastępczego średniego przyrostu temperatury wg równania

$$\int_0^{\tau} (\Delta\dot{Q}_5) d\tau = G_s c_{ps} \bar{\Delta t}_s \quad (14)$$

Dodatkowa ilość ciepła $\Delta\dot{Q}_5$ jest oddawana do ściany przez konwekcję wg równania

$$\Delta\dot{Q}_5 = A_s \alpha_s (\Delta t_p - \Delta t_s) \quad (15)$$

Po podstawieniu równania (15) do równania (14) otrzymuje się równanie określające średni zastępczy przyrost temperatury $\Delta\bar{t}_s$

$$\Delta\bar{t}_s = \frac{A_s \alpha_s \int_0^{\tau} (\Delta t_p - \Delta t_s) d\tau}{G_s c_{ps}} \quad (16)$$

Dla skończonych odcinków czasowych otrzymuje się równanie

$$\Delta\bar{t}_s = \frac{A_s \alpha_s \sum_i (\Delta t_p - \Delta t_s)_i \Delta\tau_i}{G_s c_{ps}} \quad (17)$$

Oznaczenia użyte w powyższych wzorach:

A_s - powierzchnia ścian [m^2],

α_s - średni współczynnik wnikania ciepła [$W/(m^2 \text{ grd})$],

G_s - łączna ilość substancji materiału ścian [kg],

c_{ps} - średnie ciepło właściwe materiału ścian [$J/(kg \text{ grd})$],

Δt_s - przyrost średniej temperatury powierzchni ściany w sali [grd],

$\Delta\bar{t}_s$ - zastępczy średni przyrost temperatury ścian [grd].

Wartości średnie w równaniach (14), (15), (16) i (17) są zdefiniowane wzorami

$$\alpha_s = \frac{\sum A_i \alpha_i}{\sum A_i} \quad (18)$$

$$\Delta t_s = \frac{\sum A_i \Delta t_{si}}{\sum A_i} \quad (19)$$

$$c_{ps} = \frac{\sum G_{si} c_{psi}}{G_s} \quad (20)$$

Dla umożliwienia dalszej analizy rozpatrywanych procesów wprowadzono funkcję $f_s(\tau)$ określoną równaniem

$$f_s(\tau) = \frac{\overline{\Delta t_s}(\tau)}{\Delta t_s} \quad (21)$$

Funkcja f_s dla jednowarstwowej przegrody jednorodnej zależy od liczby Biota i Fouriera. Dla przedziałów czasowych $\Delta\tau \ll \sim 3$ [h] można założyć $f_s \cong \text{idem} = \bar{f}_s$. Za średnią wartość \bar{f}_s w rozpatrywanym przedziale czasowym $\Delta\tau$ należy przyjmować rzeczywistą wartość f_s dla czasu wynoszącego $2/3 \Delta\tau$.

Po podstawieniu równań (16) i (21) do równania (14) otrzymuje się

$$\int_0^{\tau} A_s \alpha_s (\Delta t_p - \Delta t_s) d\tau = G_s c_{ps} \bar{f}_s \Delta t_s \quad (22)$$

Różniczkując równanie (22) oraz wprowadzając średnią wartość \bar{f}_s dochodzi się do wzoru

$$A_s \alpha_s (\Delta t_p - \Delta t_s) = G_s c_{ps} \bar{f}_s \frac{d(\Delta t_s)}{d\tau} \quad (23)$$

lub w postaci operatorowej

$$A_s \alpha_s (\Delta t_p - \Delta t_s) = \bar{f}_s G_s c_{ps} s \Delta t_s \quad (24)$$

Podobnie otrzymuje się równanie opisujące nieustaloną wymianę ciepła pomiędzy powietrzem a meblami:

$$A_m \alpha_m (\Delta t_p - \Delta t_m) = \bar{F}_m G_m c_{pm} s \Delta t_m \quad (25)$$

Podstawiając do równania bilansowego (4) równania (5), (8), (10), (11) otrzymuje się równanie

$$\begin{aligned} & (\dot{G}_1 c_{pp} + G_p c_{pp} s) \Delta t_p + \bar{F}_s G_s c_{ps} s \Delta t_s + \\ & + \bar{F}_m G_m c_{pm} s \Delta t_m = \dot{G}_1 c_{pp} \Delta t_1 \end{aligned} \quad (26)$$

Łącząc ze sobą równania (24), (25) i (26) otrzymuje się układ równań opisujących proces nieustalony wymiany ciepła w pustej sali:

$$\begin{aligned} & (\dot{G}_1 c_{pp} + G_p c_{pp} s) \Delta t_p + \bar{F}_s G_s c_{ps} s \Delta t_s + \\ & + \bar{F}_m G_m c_{pm} s \Delta t_m = \dot{G}_1 c_{pp} \Delta t_1 \end{aligned}$$

$$(\bar{F}_s G_s c_{ps} s + A_s \alpha_s) \Delta t_s - A_s \alpha_s \Delta t_p = 0 \quad (27)$$

$$(\bar{F}_m G_m c_{pm} s + A_m \alpha_m) \Delta t_m - A_m \alpha_m \Delta t_p = 0$$

Oznaczając współczynniki przy niewiadomych odpowiednio przez a_{ij} oraz b_{ij} otrzymuje się układ równań (28)

$$\begin{aligned} a_{11} \Delta t_p + a_{12} \Delta t_s + a_{13} \Delta t_m &= b_{11} \\ a_{21} \Delta t_p - a_{22} \Delta t_s + 0 \Delta t_m &= 0 \\ a_{31} \Delta t_p + 0 \Delta t_s - a_{33} \Delta t_m &= 0 \end{aligned} \quad (28)$$

Wartości współczynników w układzie równań (28) są następujące:

$$a_{11} = (\dot{G}_1 c_{pp} + G_p c_{pp} s) = \left(\frac{1}{R_1} + C_p s\right)$$

$$a_{12} = \bar{f}_s G_s c_{ps} s = C_s s$$

$$a_{13} = \bar{f}_m G_m c_{pm} s = C_m s$$

$$a_{21} = A_s \alpha_s = \frac{1}{R_s}$$

$$a_{22} = (\bar{f}_s G_s c_{ps} s + A_s \alpha_s) = \left(C_s s + \frac{1}{R_s}\right) \quad (29)$$

$$a_{31} = A_m \alpha_m = \frac{1}{R_m}$$

$$a_{33} = (\bar{f}_m G_m c_{pm} s + A_m \alpha_m) = \left(C_m s + \frac{1}{R_m}\right)$$

$$b_{11} = \dot{G}_1 c_{pp} \Delta t_1 = \frac{1}{R_1} \Delta t_1$$

Niewiadome układu równań (28) wyrażą się wzorami:

$$\Delta t_p(s) = \frac{W_{o1}}{W_o}$$

$$\Delta t_s(s) = \frac{W_{o2}}{W_o} \quad (30)$$

$$\Delta t_m(s) = \frac{W_{o3}}{W_o}$$

Wyznaczniki $W_0, W_{01}, W_{02}, W_{03}$ należy obliczać z wzorów

$$W_0 = \begin{vmatrix} +a_{11} & +a_{12} & +a_{13} \\ +a_{21} & -a_{22} & 0 \\ +a_{31} & 0 & -a_{33} \end{vmatrix} \quad (31)$$

$$W_{01} = \begin{vmatrix} +b_{11} & +a_{12} & +a_{13} \\ 0 & -a_{22} & 0 \\ 0 & 0 & -a_{33} \end{vmatrix} \quad (32)$$

$$W_{02} = \begin{vmatrix} +a_{11} + b_{11} & +a_{12} & +a_{13} \\ +a_{21} & 0 & 0 \\ +a_{31} & 0 & -a_{33} \end{vmatrix} \quad (33)$$

$$W_{03} = \begin{vmatrix} +a_{11} & +a_{12} & +b_{11} \\ +a_{21} & -a_{22} & 0 \\ +a_{31} & 0 & 0 \end{vmatrix} \quad (34)$$

Szukana transmitancja nastawcza $F_x = \frac{\Delta t_p(s)}{\Delta t_1(s)}$ wyrazi się wzorem

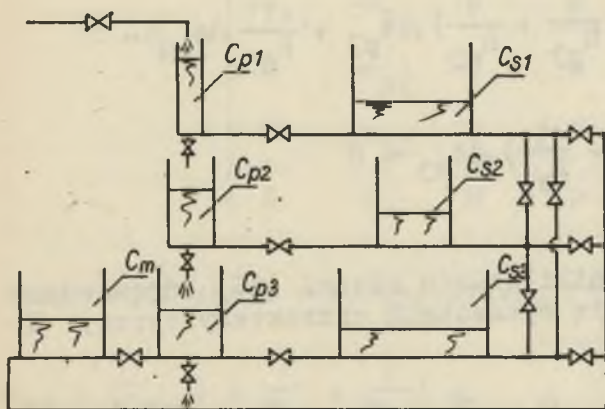
$$F_s = \frac{\Delta t_p(s)}{\Delta t_1(s)} = \frac{W_{o1}}{W_o \Delta t_1} \quad (35)$$

Należy pamiętać o tym, że podana metoda wyznaczania dynamicznych własności sal widowiskowych daje poprawne wyniki w przedziale czasu $\Delta \tau \leq \sim 3$ [h], to znaczy dla takich przedziałów, dla których można przyjmować stałość funkcji f_s . W tych przypadkach, w których wymagane jest stosowanie wyprowadzonych wzorów w większych przedziałach czasowych należy prowadzić osłonę bilansową po zewnętrznej powierzchni ścian otaczających salę i dzielać ściany na warstwy stosować układy równań różnicowych. Jednak układy równań otrzymane tą metodą są bardzo skomplikowane i nadają się raczej do programowania na maszynach cyfrowych. Dla analizy dynamicznych własności zamkniętego układu regulacji słuszność wyprowadzonych zależności w przedziale $0 < \Delta \tau \leq 3$ [h] jest zupełnie wystarczająca i dzięki swej prostej formie równania te mogą być stosowane w praktyce bez użycia maszyn cyfrowych.

4. Sala widowiskowa z warstwowym przepływem powietrza [2], [4], [13], [14], [19], [20], [24]

Model hydrauliczny nieustalonej wymiany ciepła w sali widowiskowej o warstwowym przepływie powietrza przy założeniu podziału sali na trzy elementy podano na rys. 8. W schemacie tym wskaźnikami 1, 2, 3 oznaczono kolejno, zgodnie z kierunkiem przepływu powietrza poszczególne elementy podziałowe. I tak np. pojemność cieplną powietrza znajdującego się w górnym elemencie oznaczono symbolem C_{p1} , temperaturę średnią powietrza w tym elemencie przez t_{p1} , opór przepływu ciepła od masy powietrza w pierwszym elemencie do masy powietrza w drugim elemencie przez R_{p1} oraz pojemność cieplną sufitu i części ścian bocznych wchodzących w skład elementu pierwszego przez C_{s1} . Układ

równań każdego z wyszczególnionych elementów podziałowych będzie identyczny z układem równań wyprowadzonych dla sali z idealnym mieszaniem.



Rys. 8. Model hydrauliczny pustej sali przy podziale masy powietrza w sali na trzy elementy

przez promieniowanie pomiędzy powierzchniami ścian poszczególnych elementów na skutek przyrostu temperatury powietrza w poszczególnych elementach o wartość Δt_{pi} są równe zero.

Przy powyższych założeniach otrzymuje się następujący układ równań:

$$(C_{p1} s + \frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{s1}}) \Delta t_{p1} - \frac{1}{R_{s1}} \Delta t_{s1} = \frac{1}{R_1} \Delta t_1$$

$$- \frac{1}{R_{s1}} \Delta t_{p1} + (C_{s1} s + \frac{1}{R_{s1}}) \Delta t_{s1} = 0$$

$$\frac{1}{R_{p1}} \Delta t_{p1} - (C_{p2} s + \frac{1}{R_{p2}} + \frac{1}{R_{s2}}) \Delta t_{p2} +$$

$$+ \frac{1}{R_{s2}} \Delta t_{s2} = 0$$

(36)

wyprowadzonych dla sali z idealnym mieszaniem. Dodatkowo wystąpią tu wzajemne oddziaływania poszczególnych mas powietrza, powierzchni ścian i powierzchni mebli. Oddziaływania te (uwidoczniono je na schemacie rys. 8) bardzo komplikują układ równań i utrudniają rozwiązanie. Celem uproszczenia rozważań pominięto pojemność cieplną mebli znajdujących się w sali (jest mała w porównaniu z pojemnością cieplną ścian) oraz założono, że ilość ciepła wymieniana

$$-\frac{1}{R_{s2}} \Delta t_{p2} + (C_{s2} s + \frac{1}{R_{s2}}) \Delta t_{s2} = 0$$

$$\frac{1}{R_{p2}} \Delta t_{p2} - (C_{p3} s + \frac{1}{R_{p3}} + \frac{1}{R_{s3}}) \Delta t_{p3} + \frac{1}{R_{s3}} \Delta t_{s3} = 0$$

$$-\frac{1}{R_{s3}} \Delta t_{p3} + (C_{s3} s + \frac{1}{R_{s3}}) \Delta t_{s3} = 0$$

Oznaczając współczynniki układu równań (36) odpowiednio przez a_{ij} otrzymuje się wyznacznik charakterystyczny W:

$$W = \begin{vmatrix} +a_{11} & 0 & 0 & -a_{14} & 0 & 0 \\ -a_{21} & 0 & 0 & +a_{24} & 0 & 0 \\ +a_{31} & -a_{32} & 0 & 0 & +a_{35} & 0 \\ 0 & -a_{42} & 0 & 0 & -a_{45} & 0 \\ 0 & +a_{52} & -a_{53} & 0 & 0 & +a_{56} \\ 0 & 0 & -a_{63} & 0 & 0 & +a_{66} \end{vmatrix} \quad (37)$$

Zastępując w wyznaczniku charakterystycznym W wyrazy kolumny kolumną wyrazów wolnych otrzymuje się wyznacznik W_3

$$W_3 = \begin{vmatrix} +a_{11} & 0 & +b_{11} & -a_{14} & 0 & 0 \\ -a_{21} & 0 & 0 & +a_{24} & 0 & 0 \\ +a_{31} & -a_{32} & 0 & 0 & +a_{35} & 0 \\ 0 & -a_{42} & 0 & 0 & +a_{45} & 0 \\ 0 & +a_{52} & 0 & 0 & 0 & +a_{56} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +a_{66} \end{vmatrix} \quad (38)$$

Oznaczenia użyte w wyznacznikach (37), (38):

$$a_{11} = \left(C_{p1} s + \frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{s1}} \right) = \\ = (G_{p1} c_{pp} s + \dot{G}_{p0} c_{pp} + A_{s1} \alpha_{s1})$$

$$a_{14} = \frac{1}{R_{s1}} = A_{s1} \alpha_{s1}$$

$$a_{21} = \frac{1}{R_{s1}} = A_{s1} \alpha_{s1}$$

$$a_{24} = \left(C_{s1} s + \frac{1}{R_{s1}} \right) = \bar{f}_{s1} G_{s1} c_{ps1} s + A_{s1} \alpha_{s1}$$

$$a_{31} = \frac{1}{R_{p1}} = \dot{G}_{p1} c_{pp}$$

$$a_{32} = \left(C_{p2} s + \frac{1}{R_{p2}} + \frac{1}{R_{s2}} \right) =$$

$$= (G_{p2} c_{pp} s + \dot{G}_{p2} c_{pp} + A_{s2} \alpha_{s2})$$

$$a_{35} = \frac{1}{R_{s2}} = A_{s2} \alpha_{s2}$$

$$a_{42} = \frac{1}{R_{s2}} = A_{s2} \alpha_{s2}$$

$$a_{45} = (C_{s2} s + \frac{1}{R_{s2}}) = (\bar{f}_{s2} G_{s2} c_{ps2} s + A_{s2} \alpha_{s2})$$

$$a_{52} = \frac{1}{R_{p2}} = \dot{G}_{p2} c_{pp} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} a_{53} &= (C_{p3} s + \frac{1}{R_{p3}} + \frac{1}{R_{s3}}) = \\ &= (G_{p3} c_{pp} s + \dot{G}_{p3} c_{pp} + A_{s3} \alpha_{s3}) \end{aligned}$$

$$a_{56} = \frac{1}{R_{s3}} = A_{s3} \alpha_{s3}$$

$$a_{63} = \frac{1}{R_{s3}} = A_{s3} \alpha_{s3}$$

$$a_{66} = (C_{s3} s + \frac{1}{R_{s3}}) = \bar{f}_{s3} G_{s3} c_{ps3} s + A_{s3} \alpha_{s3}$$

$$b_{11} = \frac{\Delta t_1}{R_1} = \dot{G}_1 c_{pp} \Delta t_1$$

Szukana wielkość $\Delta t_{p3}(s)$ wyrazi się wzorem

$$\Delta t_{p3}(s) = \frac{W_3}{W} \quad (40)$$

Transmitancja nastawcza F_x określona jest równaniem

$$F_x = \frac{\Delta t_{p3}(s)}{\Delta t_1} = \frac{W_3}{W\Delta t_1} \quad (41)$$

5. Porównanie wyników teoretycznych z wynikami doświadczalnymi [5], [6], [8], [12], [23], [24]

Dla sprawdzenia przedstawionej metody obliczeń w praktyce przeprowadzono teoretyczne obliczenia i pomiary dla Sali Domu Muzyki i Tańca w Zabrze.

5.1. Obliczenia teoretyczne

Sala ta posiada górny nawiew przy małych prędkościach i w związku z tym może być traktowana jako sala o warstwowym przepływie powietrza. Masę powietrza w sali podzielono płaszczyznami równoległymi do siebie na trzy warstwy.

Pierwsza warstwa zawarta jest pomiędzy sufitem sali a płaszczyzną równoległą do sufitu i przechodzącą przez salę na wysokości sufitu balkonów, druga ograniczona jest płaszczyznami równoległymi stanowiącymi przedłużenie powierzchni sufitu balkonów i powierzchni podłogi balkonów, trzecią warstwę stanowi pozostała masa powietrza.

Wyznacznik charakterystyczny utworzony z wyrazów przy niewiadomych przedstawi się następująco:

$$W = \begin{vmatrix} +a_{11} & 0 & 0 & -a_{14} & 0 & 0 & 0 \\ -a_{21} & 0 & 0 & +a_{24} & 0 & 0 & 0 \\ +a_{31} & -a_{32} & 0 & 0 & +a_{35} & 0 & 0 \\ 0 & -a_{42} & 0 & 0 & +a_{45} & 0 & 0 \\ 0 & +a_{52} & -a_{53} & 0 & 0 & +a_{56} & +a_{57} \\ 0 & 0 & -a_{63} & 0 & 0 & +a_{66} & 0 \\ 0 & 0 & -a_{73} & 0 & 0 & 0 & +a_{77} \end{vmatrix}$$

Wartości wyrazów wyznacznika W podano poniżej:

(wymiarzy: pojemność cieplna $[C] = \frac{\text{kJ}}{\text{grd}}$, opór cieplny $[R] = \frac{\text{grd}}{\text{W}}$)

$$a_{11} = (C_{p1} \text{ s} + \frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{s1}}) = (773 \text{ s} + 1,04 \cdot 10^4)$$

$$a_{14} = \frac{1}{R_{s1}} = 3,49 \cdot 10^4$$

$$a_{21} = \frac{1}{R_{s1}} = 3,49 \cdot 10^4$$

$$a_{24} = (C_{s1} \text{ s} + \frac{1}{R_{s1}}) = (8,134 \cdot 10^4 \text{ s} + 3,49 \cdot 10^4)$$

$$a_{31} = \frac{1}{R_{p1}} = 6,91 \cdot 10^4$$

$$a_{32} = (C_{p2} \text{ s} + \frac{1}{R_{p2}} + \frac{1}{R_{s2}}) = (1,028 \cdot 10^4 \text{ s} + 1,115 \cdot 10^5)$$

$$a_{35} = \frac{1}{R_{s2}} = 3,89 \cdot 10^4$$

$$a_{42} = \frac{1}{R_{s2}} = 3,89 \cdot 10^4$$

$$a_{45} = (C_{s2} \text{ s} + \frac{1}{R_{s2}}) = (7,31 \cdot 10^4 \text{ s} + 3,89 \cdot 10^4)$$

$$a_{52} = \frac{1}{R_{p2}} = 7,275 \cdot 10^4$$

$$a_{53} = (C_{p3} \text{ s} + \frac{1}{R_{p3}} + \frac{1}{R_{s3}} + \frac{1}{R_{m3}}) =$$

$$= (0,7 \cdot 10^4 \text{ s} + 1,24 \cdot 10^5)$$

$$a_{56} = \frac{1}{R_{s3}} = 5,05 \cdot 10^4$$

$$a_{57} = \frac{1}{R_{m3}} = 4,57 \cdot 10^3$$

$$a_{63} = \frac{1}{R_{s3}} = 5,05 \cdot 10^4$$

$$a_{66} = (C_{s3} s + \frac{1}{R_{s3}}) = (9,72 \cdot 10^4 s + 5,05 \cdot 10^4)$$

$$a_{73} = \frac{1}{R_{m3}} = 4,57 \cdot 10^3$$

$$a_{77} = (C_{m3} s + \frac{1}{R_{m3}}) = (2,96 \cdot 10^4 s + 4,57 \cdot 10^3)$$

Podstawiając powyższe wartości do wyznacznika W otrzymuje się po wykonaniu działań i wprowadzeniu zastępczych stałych czasowych:

$$W = - 1,09 \cdot 10^{32} (0,007 s + 1)(0,0575 s + 1)(0,088 s + 1)(1,275 s + 1) \cdot (32,09 s + 1) [(0,743 - i \cdot 2,27) s + 1] [(0,743 + i \cdot 2,27) s + 1]$$

Wyznacznik W_3 utworzony z wyznacznika charakterystycznego przez zastąpienie wyrazów trzeciej kolumny kolumną wyrazów wolnych przyjmie postać:

$$W_3 = \begin{vmatrix} +a_{11} & 0 & +b_{11} & -a_{14} & 0 & 0 & 0 \\ -a_{21} & 0 & 0 & +a_{24} & 0 & 0 & 0 \\ +a_{31} & -a_{32} & 0 & 0 & +a_{35} & 0 & 0 \\ 0 & -a_{42} & 0 & 0 & +a_{45} & 0 & 0 \\ 0 & +a_{52} & 0 & 0 & 0 & +a_{56} & +a_{57} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +a_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +a_{77} \end{vmatrix}$$

Podstawiając podane poprzednio wartości wyrazów oraz $b_{11} = \frac{1}{R_1} \Delta t_1 = 6,91 \cdot 10^4$ otrzymuje się po wykonaniu działań i wprowadzeniu zastępczych stałych czasowych:

$$W_3 = -1,09 \cdot 10^{32} (1,8s+1)(2s+1)(2,3s+1)(6,5s+1) \Delta t_1$$

Przyrost temperatury $\Delta t_{p3} = \frac{W_3}{W} =$

$$\frac{\Delta t_1 (1,8s+1)(2s+1)(2,3s+1)(6,5s+1)}{(0,0074s+1)(0,0575s+1)(0,088s+1)} \cdot$$

$$\cdot \frac{1}{(1,275s+1)(32,09s+1) [(0,743 - i 2,27)s+1]} \cdot$$

$$\cdot \frac{1}{[(0,743 + i 2,27)s+1]}$$

Szukana transmitancja nastawcza $F_x = \frac{\Delta t_{p3}(s)}{\Delta t_1(s)} =$

$$= \frac{(1,8s+1)(2s+1)(2,3s+1)(6,5s+1)}{(0,0074s+1)(0,0575s+1)(0,088s+1)} \circ$$

$$\circ \frac{1}{(1,275s+1)(32,09s+1)[(0,743-i 2,27)s+1]} \circ$$

$$\circ \frac{1}{[(0,743 + i 2,27)s+1]}$$

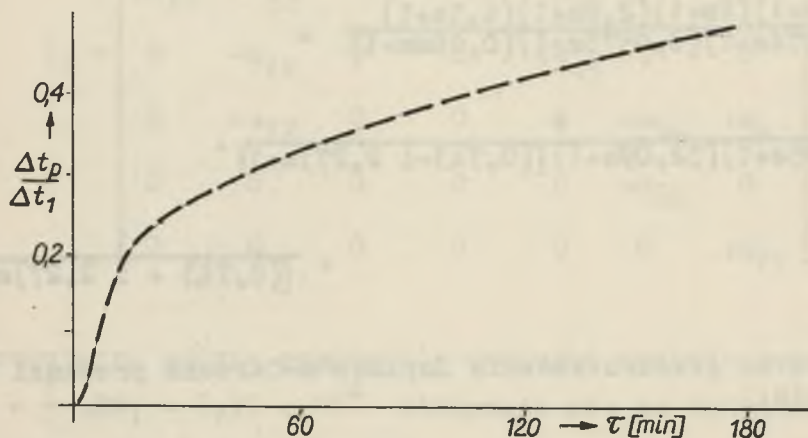
Odwrotne przekształcenie Laplace'a-Carsona prowadzi do wyrażenia:

$$\begin{aligned} \mathcal{L}^{-1} [\Delta t_{p3}(s)] &= \Delta t_{p3}(\tau) = \Delta t_1 \left[1 - 0,009 e^{-\tau/0,0074} + \right. \\ &+ 0,484 e^{-\tau/0,575} - 0,686 e^{-\tau/0,088} + 0,011 e^{-\tau/1,275} + \\ &- 0,715 e^{-\tau/32,09} - (0,043 - i 0,135) e^{-\tau/(0,743-i2,27)} + \\ &\left. - (0,043 + i 0,135) e^{-\tau/(0,743 + i 2,27)} \right] \end{aligned}$$

Po wykonaniu działań otrzymuje się równanie:

$$\begin{aligned} \Delta t_{p3}(\tau) &= \Delta t_1 \left[1 - 0,009 e^{-\tau/0,0074} + 0,484 e^{-\tau/0,575} + \right. \\ &- 0,686 e^{-\tau/0,088} + 0,011 e^{-\tau/1,275} - 0,715 e^{-\tau/32,09} + \\ &\left. - (0,086 \cos 0,4\tau - 0,27 \sin 0,4\tau) e^{-0,13\tau} \right] \end{aligned}$$

Przebieg funkcji $\frac{\Delta t_{p3}(\tau)}{\Delta t_1(\tau)}$ przedstawiono na rys. 9.



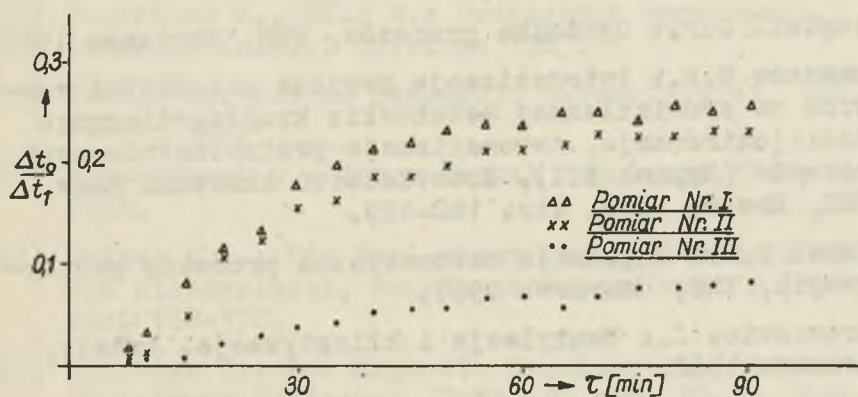
Rys. 9. Temperatura powietrza w sali bez ludzi. Krzywa obliczeniowa

5.2. Wyniki doświadczalne

Na rys. 10 podano wyniki pomiarów przeprowadzonych w Sali Domu Muzyki i Tańca w Zabrze. Porównując krzywą obliczeniową (rys. 9) z krzywymi uzyskanymi z pomiarów (rys. 10) można zauważyć, że krzywe doświadczalne posiadają opóźnienie czasowe (wynosi ok. 5 min) oraz, że wzmocnienia krzywych doświadczalnych są mniejsze od wzmocnienia uzyskanego dla krzywej obliczeniowej. Różnice te spowodowane są częściowo tym, że w obliczeniach przyjęto podział masy powietrza w sali na trzy elementy (większa ilość elementów podziałowych zbliża wyniki teoretyczne do wyników doświadczalnych), częściowo natomiast trudnościami występującymi przy pomiarze średniej temperatury powietrza w sali.

Na wyniki pomiarów duży wpływ miały nie uwzględnione w obliczeniach teoretycznych szeregowo podłączone transmittancje komory klimatyzacyjnej i przewodów łączących salę z komorą. Wielkość opóźnienia można wyznaczyć z czasu przepływu powietrza przez salę (przyjmując przepływ warstwowy), natomiast współczynniki korygujące wzmocnienie obiek-

tu należałoby wyznaczyć doświadczalnie na podstawie danych pomiarowych uzyskanych z większej ilości przebadanych sal widowiskowych.



Rys. 10. Temperatura powietrza w sali bez ludzi. Krzywa pomiarowa

Należy również zauważyć, że zgodnie z poczynionymi założeniami przedstawiona teoria jest słuszna dla zmian wielkości nastawczej rzędu ~ 5 [grd] (krzywe pomiarowe Nr I, II). Dla dużych zmian wielkości nastawczej (krzywa pomiarowa Nr III uzyskana dla $\Delta t_1 = 25$ [grd]) różnice pomiędzy wynikami teoretycznymi i doświadczalnymi są znaczne. W praktyce zmiany wielkości nastawczej są ograniczone i nie przekraczają 3-5 [grd].

6. LITERATURA

- [1] Caldwell W.I., Conn G.A., Zoss L.M.: Frequency Response for Process Control, Mc Graw-Hill Book Company, INC 1959, New York (rozdz. 27).
- [2] Campbell D.P.: Dynamika procesów, PWN, Warszawa 1962.
- [3] Chasanow M.M.: Awtomatizacja procesa podgotowki wozducha na promislzlennoj ustanowkie krugłogodicznogo kondicjonirowanja, Awtomatizacja proizvodstwiennych procesow (Wypusk III), Izdatielstwo Akademii Nauk SSRR, Moskwa 1960, str. 102-129.
- [4] Eckman D.P.: Regulacja automatyczna procesów przemysłowych, WNT, Warszawa 1961.
- [5] Ferencowicz J.: Wentylacja i klimatyzacja. Arkady, Warszawa 1962.
- [6] Gdula S.J.: Bezwładność cieplna przegrody płaskiej, Gliwice 1964.
- [7] Heines J.E.: Automatic Control of Heating and Air Conditioning, Mc Graw-Hill Book Company, INC 1953, New York.
- [8] Hobler T.: Ruoh ciepła i wymienniki, PWT, Warszawa 1953.
- [9] Kamler W.: Zagadnienia przepływu powietrza przez sale widowiskowe, GWTS t. 30 (1954), str. 54.
- [10] Kamler W.: Zasady wietrzenia teatrów, Klimat 4 (1960).
- [11] Łacki E.: Przebieg zmian ciepła akumulacji podczas nagrzewania się ciał o pewnych charakterystycznych kształtach, Arch. Bud. Masz. t. VIII (1961).
- [12] Michiejew M.A.: Osnowy tiepłopieredaczi, Gosenergoizdat, Moskwa 1949.
- [13] Ochęduszek S.: Teoria maszyn cieplnych, PWT, Warszawa 1955.
- [14] Ochęduszek S.: Termodynamika stosowana, WNT, Warszawa 1964.
- [15] Oppelt W.: Poradnik techniki regulacji, PWT, Warszawa 1958.

- [16] Raiss W.: Strahlung oder Konvektionsheizung, Untersuchungen über das Raumklima, VDI-Bericht, t. 21 (1957) s. 15/24.
- [17] Rasch H.: Regelbarkeit von Klimaanlage, Regelungstechnik 9 (1961), Heft 3, s. 110-116.
- [18] Tietschel H., Raiss W.: Podręcznik ogrzewania i wentylacji, Arkady, Warszawa 1963.
- [19] Strejc W.: Teoria regulacji automatycznej, WNT, Warszawa 1962.
- [20] Szparkowski Z.: Zarys teorii regulacji, PWT, Warszawa 1958.
- [21] Wolsey W.H.: Die Wahl eines Regelsystems für Heizungs- und Klimaanlage, Regelungstechn. Prax. 4 (1960), str. 168-172.
- [22] Wuhrmann K.: Der Raum als Regelstrecke, Sonderheft Technische Rundschau, Heft 18, str. 26-30, Bern 1959.
- [23] Polska Norma: $\frac{PN-59}{B-02402}$, $\frac{PN-57}{B-02405}$, $\frac{PN-57}{B-03404}$.
- [24] Kopeć St.: Dynamika procesów regulacji temperatury w salach widowiskowych i audytoryjnych. Praca doktorska, Gliwice, 1965.

Wpłynęło do Redakcji 5 kwietnia 1966 r.

ЗРИТЕЛЬНЫЙ ЗАЛ БЕЗ ЛЮДЕЙ КАК ОБЪЕКТ
В ПРОЦЕССЕ РЕГУЛИРОВКИ

Р е з ю м е

В работе представлен метод вычисления передаточной функции зрительных залов при регулировке температур. Этот метод относится к этим залам, в которых появляется идеальное перемешивание воздуха или ламинарное движение воздуха. Принято, что входным сигналом является температура воздуха, поступающего в зал, а выходным - температура воздуха в зале.

EMPTY SPECTACLE HALL AS THE CONTROLLED SYSTEM FOR THE
TEMPERATURE CONTROLLING PROCESS

S u m m a r y

Calculation method for determining the transfer function of the spectacle halls on the design data base, has been described.

Presented method is concerned with the spectacle halls in which the case of ideal mixing of a fresh inlet air with the air being in the hall is occurring. The method is also concerned with the case of the laminar air flow through the hall. In the considered system the air hall temperature is assumed to be a controlled variable and the air inlet temperature is a manipulated variable.