



POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
WYDZIAŁ INŻYNIERII ŚRODOWISKA
Instytut Inżynierii Ochrony Środowiska



ENERGOOSZCZĘDNE KSZTAŁTOWANIE
MIKROKLIMATU W OBIEKTACH WIDOWISKOWYCH

Praca doktorska

mgr inż. Marcin Sompoliński

PROMOTOR: prof. dr inż. Gerard Jan BESLER

Słowa kluczowe: mikroklimat, sala widowiskowa, nawiewnik fotelowy

Wrocław, marzec 2004 r.

Promotorowi pracy
Panu Profesorowi GERARDOWI JANOWI BESLEROWI
oraz dr inż. Edwardowi Przydrożnemu i dr inż. Aleksandrowi Pelechowi
składam serdeczne podziękowanie za cenne rady i mobilizację do pracy,
Firmie P.W.P.O.-T. PROMONT Świebodzice
dziękuję za wykonanie stanowiska badawczego,
Kolegom z Zakładu Klimatyzacji i Wentylacji
a w szczególności mgr inż. Sylwii Szczęśniak
dziękuję za pomoc w przeprowadzonych badaniach

Marcin Sompoliński

SPIS TREŚCI

STRESZCZENIE	8
1. WPROWADZENIE	9
2. CHARAKTERYSTYKA SAL WIDOWISKOWYCH I AUDYTORYJNYCH	10
3. CEL, TEZA I OGÓLNY ZAKRES PRACY	12
4. KLIMAT WEWNĘTRZNY	13
4.1. WARUNKI KOMFORTU CIEPLNEGO DLA CZŁOWIEKA	13
4.2. TEMPERATURA POWIETRZA W STREFIE PRZEBYWANIA LUDZI	14
4.3. WILGOTNOŚĆ WZGLĘDNA POWIETRZA	18
4.4. ZAKRES KOMFORTU NA WYKRESIE I – X	21
4.5. PRĘDKOŚĆ POWIETRZA W STREFIE PRZEBYWANIA LUDZI	22
4.6. TEMPERATURA POWIERZCHNI OTACZAJĄCYCH I PRZEGRÓD BUDOWLANYCH ...	24
4.7. PRZEWIDYWANA ŚREDNIA OCENA (PMV)	26
4.8. ZAKŁÓCENIA AKUSTYCZNE (HAŁAS).....	27
4.9. CZYSTOŚĆ POWIETRZA	28
4.10. ŚWIEŻOŚĆ POWIETRZA	29
4.11. STOPIEŃ I RODZAJ ZJONIZOWANIA POMIESZCZENIA	30
4.12. OŚWIETLENIE I WYSTRÓJ WNETRZ (KOLORY PRZEGRÓD).....	31
5. ORGANIZACJA WYMIANY POWIETRZA.....	32
5.1. SYSTEM ORGANIZACJI WYMIANY POWIETRZA TYPU GÓRA-DÓŁ	32
5.1.1. WŁAŚCIWOŚCI STRUG NAWIEWNYCH IZOTERMICZNYCH	34
5.1.2. SYSTEM MIESZAJĄCY Z WYKORZYSTANIEM SZCZELIN NAWIEWNYCH I ANEMOSTATÓW	38
5.1.3. SYSTEM STRUMIENIOWY	42
5.2. SYSTEM ORGANIZACJI WYMIANY POWIETRZA TYPU GÓRA-GÓRA.....	45
5.3. SYSTEM ORGANIZACJI WYMIANY POWIETRZA TYPU DÓŁ-GÓRA	47
5.3.1. SYSTEM MIKROKLIMATYCZNY	49
5.3.2. SYSTEM WYPOROWY	52
5.4. SYSTEM WENTYLACJI WIROWEJ	57
5.5. SKUTECZNOŚĆ SYSTEMÓW WENTYLACJI.....	57
6. WPŁYW ORGANIZACJI WYMIANY POWIETRZA W SALACH WIDOWISKOWYCH NA ZAPOTRZEBOWANIE ENERGII DO JEGO UZDATNIANIA I TRANSPORTU.....	60
7. ELEMENTY NAWIEWNE SYSTEMU WYPOROWEGO - PRZEGLĄD.....	64
7.1. NAWIEWNIKI LAMINARNE	65
7.2. NAWIEWNIKI WIROWE	68
7.3. NAWIEWNIKI PODŁOGOWE	71
7.4. NAWIEWNIKI FOTELOWE STOPOWE	74
7.4.1. NAWIEWNIK FOTELOWY TYPU DSM FIRMY HALTON	75
7.4.2. NAWIEWNIK FOTELOWY TYPU DCCB FIRMY STIFAB FAREX.....	75

7.4.3. NAWIEWNIK FOTELOWY FIRMY S&H.....	76
7.4.4. NAWIEWNIK FOTELOWY TYPU Q – ST FIRMY KRANTZ.....	77
8. PROTOTYP NAWIEWNIKA.....	80
8.1. WYBÓR RODZAJU NAWIEWNIKA	80
8.2. OPIS KONSTRUKCJI PROTOTYPU NAWIEWNIKA	80
9. STANOWISKO BADAWCZE	85
10. POMIAR PODSTAWOWYCH WIELKOŚCI.....	88
10.1. METODY POMIARÓW	88
10.1.1. POMIAR STRUMIENIA PRZEPŁYWU POWIETRZA NAWIEWANEGO	88
10.1.2. POMIAR PRĘDKOŚCI POWIETRZA WYPŁYWAJĄCEGO Z NAWIEWNIKA	88
10.1.3. POMIAR TEMPERATURY POWIETRZA WYPŁYWAJĄCEGO Z NAWIEWNIKA.....	89
10.1.4. POMIAR TEMPERATURY POWIETRZA NAWIEWANEGO	89
10.1.5. POMIAR TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU	89
10.1.6. POMIAR OPORÓW NAWIEWNIKA	89
10.1.7. POMIARY HAŁASU NAWIEWNIKA	89
10.2. WIZUALIZACJA WYPŁYWU POWIETRZA Z NAWIEWNIKA	90
11. ANALIZA WYNIKÓW PRZEPROWADZONYCH BADAŃ.....	91
11.1. ROZKŁAD PRĘDKOŚCI POWIETRZA WYPŁYWAJĄCEGO Z PÓŁWALCOWEGO NAWIEWNIKA PODFOTELOWEGO	93
11.1.1. WPLYW STOPNIA I RODZAJU PERFORACJI POWIERZCHNI WEWNĘTRZNEJ.....	93
11.1.2. WPLYW STOPNIA I RODZAJU PERFORACJI POWIERZCHNI ZEWNĘTRZNEJ.....	100
11.1.3. WPLYW DZIAŁANIA DWÓCH SĄSIEDNICH NAWIEWNIKÓW	108
11.1.4. WPLYW OSOBY SIEDZĄCEJ W FOTELU ORAZ RZĘDU FOTELI POPRZEDZAJĄCYCH NA ROZKŁAD PRĘDKOŚCI W OBRĘBIE SIEDZISKA.....	109
11.2. STATYSTYCZNE OPRACOWANIE WYNIKÓW POMIARÓW	110
11.2.1. OBLICZANIE WSPÓŁCZYNNIKÓW REGRESJI I KORELACJI.....	111
11.2.2. ANALIZA ISTOTNOŚCI WSPÓŁCZYNNIKÓW REGRESJI I WSPÓŁCZYNNIKA KORELACJI. PRZEDZIAŁY UFNOŚCI WSPÓŁCZYNNIKÓW REGRESJI.....	113
11.2.3. GRAFICZNE ZOBRAZOWANIE WYNIKÓW BADAŃ	115
11.2.4. PODSUMOWANIE.....	116
11.3. ANALIZA POMIARÓW STRATY CIŚNIENIA NA NAWIEWNIKU	116
11.4. ANALIZA POMIARÓW AKUSTYCZNYCH NAWIEWNIKA.....	118
11.5. WIZUALIZACJA ROZPŁYWU POWIETRZA Z NAWIEWNIKA	121
11.6. PODSUMOWANIE WYNIKÓW POMIARÓW	124
12. ANALIZA DOKŁADNOŚCI PRZEPROWADZONYCH BADAŃ.....	126
12.1. BŁĘDY WYNIKAJĄCE Z NIEDOKŁADNOŚCI PRZYRZĄDÓW POMIAROWYCH.....	126
12.2. RACHUNEK BŁĘDÓW	127
12.3. BŁĘDY POMIARÓW PROSTYCH.....	128
12.4. BŁĘDY PROWADZONYCH OBLICZEŃ	129
13. PODSUMOWANIE	130
14. SPIS LITERATURY	132

OZNACZENIA

- a – ostateczny wynik rzeczywistej wartości wielkości mierzonej,
 a_i – wartość i – tego współczynnika regresji,
 b – szerokość strumienia, m,
 c – koncentracja zanieczyszczeń,
 c_p – ciepło właściwe powietrza, J / (kg · K)
 d – średnica otworu nawiewnego, m
 d_w – średnica hydrauliczna otworu wylotowego w powierzchni (przesłonie) wewnętrznej nawiewnika, m
 d_z – średnica hydrauliczna otworu wylotowego w powierzchni (przesłonie) zewnętrznej nawiewnika, m
 d' – średnica hydrauliczna otworu wlotowego do nawiewnika, m
 h – wysokość szczeliny, m
 f – częstotliwość, Hz; funkcja względem poszczególnych zmiennych x_i ,
 k – liczba zmiennych niezależnych; stała; koncentracja zanieczyszczeń,
 L – poziom dźwięku, dB
 n – liczba badań; liczba zmiennych,
 ΔP – spadek ciśnienia, Pa
 r_0 – promień otworu nawiewnego, m
 t_0 – temperatura płaszczyzn otaczających, °C
 t_{od} – temperatura odczuwalna, °C
 t_p – temperatura powietrza pomieszczenia, °C
 t_{poc} – temperatura pomieszczenia okresu ciepłego, °C
 t_{poz} – temperatura pomieszczenia okresu zimnego, °C
 t_{zoc} – temperatura zewnętrzna okresu ciepłego, °C
 $t_{\infty, \alpha}$ – wartość krytyczna rozkładu t – Studenta przy ∞ stopniach swobody na poziomie istotności α ,
 Δt_o – różnica temperatury między osią strumienia a otoczeniem, K
 Δt_p – maksymalny przyrost temperatury powietrza klimatyzującego w pomieszczeniu, K
 v – prędkość przepływu powietrza, m/s
 v_{br} – średnia prędkość wypływu powietrza w przekroju brutto wylotu, m/s
 v_{max} – prędkość maksymalna strugi, m/s

v_0 – prędkość wypływu powietrza w przekroju netto powierzchni zewnętrznej nawiewnika, m/s

$v_{x\max}$ – prędkość osiowa strumienia w odległości x od wylotu, m/s

x – odległość od wylotu, odległość od nawiewnika, m

x_i – wynik i - tego pomiaru,

x_0 – średnia odległość między nawiewnikami, m

$\bar{x}$ – średnia arytmetyczna, odległość względna

z_{sr} – wartość średnia zmiennej zależnej obliczana dla średnich wartości zmiennych x_i .

F – powierzchnia otworu wypływu; powierzchnia przesłony, m^2

K_t – temperaturowa efektywność wentylacji w pomieszczeniu,

K_z – efektywność wentylacji w zakresie usuwania zanieczyszczeń,

M – pęd osiowy strugi,

T – pęd kątowy strugi,

R – współczynnik korelacji,

S_{ai} – odchylenie standardowe i – tego współczynnika regresji.

V – strumień powietrza, m^3/h , m^3/s

V_j – jednostkowy strumień powietrza, $m^3/(h \text{ os})$,

δ – błąd bezwzględny,

δ^w – błąd względny,

μ – stopień obciążenia zanieczyszczeniami,

ε – efektywność wentylacji w pomieszczeniu,

ρ_0 – gęstość, kg/m^3

σ – odchylenie standardowe (błąd średni)

σ_r – błąd średni średniej arytmetycznej,

σ_{xi} – błąd średni cząstkowy,

σ_z – odchylenie standardowe (błąd średni kwadratowy) wielkości złożonej,

σ_z' – średni kwadratowy błąd względny wielkości złożonej,

ν – współczynnik lepkości kinematycznej, m^2/s

Δ – odchylenie średnie,

Λ – stosunek promienia do odległości (wzdłuż osi) od teoretycznego źródła strugi,

Q – energia cieplna, W

INDEKSY

br – brutto,

j – jednostkowy,

n – nawiewany; netto,

p – strefa przebywania ludzi,

śr – średni,

u – usuwany,

w – względny; wewnętrzny,

z – zewnętrzny,

STRESZCZENIE

W pracy omówiono zagadnienie kształtowania warunków komfortu cieplnego w salach widowiskowych. Zwrócono uwagę na duży wpływ przyjętego systemu rozdziału (rozprowadzenia) powietrza na odczucie dobrego mikroklimatu przez przebywających w tego typu obiektach, widzów czy słuchaczy. Na podstawie przeprowadzonych studiów literaturowych przedstawiono najczęściej stosowane systemy organizacji wymiany powietrza. W oparciu o analizę kosztów uzdatniania powietrza, wytypowano rozwiązanie typu dół – góra, jako najbardziej energooszczędne.

Ze względu na specyfikę działania wybranego systemu (nawiew powietrza bezpośrednio do strefy przebywania ludzi), za najważniejsze kryterium w ocenie poprawności pracy układów klimatyzacyjnych i wentylacyjnych sal widowiskowych przyjęto prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi. W literaturze nie znaleziono ujednoliconych charakterystyk rozplywu powietrza z wykorzystaniem nawiewników źródłowych stosowanych w organizacji wymiany powietrza typu dół – góra.

Część doświadczalna pracy objęła badania rozplywów powietrza z prototypowego półwalcowego nawiewnika źródłowego umieszczonego pod siedziskiem fotela. Materiał doświadczalny posłużył do wyprowadzenia zależności określającej wpływ podstawowych elementów konstrukcyjnych nawiewnika źródłowego na wartości prędkości maksymalnych strugi powietrza w strefie jego oddziaływania w warunkach izotermicznych. Współczynniki doświadczalne uzyskano metodą krokowej regresji liniowej wielorakiej.

1. WPROWADZENIE

Sposób oddziaływania twórców kultury i nauki na społeczeństwo polega przede wszystkim na bezpośrednich kontaktach wybitnych artystów, propagatorów idei czy naukowców z większymi lub mniejszymi grupami zainteresowanych odbiorców. Tym samym istnieje zapotrzebowanie na budowę i eksploatację sal widowiskowych o różnych wielkościach, dostosowanych do różnych form przekazu, do których zalicza się: spektakle teatralne, seanse filmowe, imprezy typu estradowego i sportowego, odczyty, wykłady, seminaria.

Użytkowanie aren widowiskowych jest tak dawne jak ludzkość i kultura. Sama zaś geneza tworzenia widowisk jest silnie osadzona w kulturze antycznej. W starożytności były to głównie amfiteatry, gdzie urządzano igrzyska bądź celebrowano obrządki religijne. Średniowiecze cechuje rozwój kultu religijnego. W kolejnych epokach (romantyzm, barok i klasycyzm) dominuje teatr, pełniący rolę instytucji użyteczności publicznej, a pozostałe formy widowiskowe (religijne, obyczajowe) ulegają przejściowemu zanikowi. W dobie rewolucji przemysłowej obserwuje się rozwój sal widowiskowych, budowanych na podstawie schematów dobrej widoczności, uwzględniających zwłaszcza zależności wymiarowe pomiędzy widownią a posadowieniem podium scenicznego. Cały wiek XX to narodziny i rozkwit sztuki filmowej. Towarzyszy temu powstawanie sal kinowych o rozbudowanej formie architektonicznej. Powstają kinoteatry, multipleksy, potężne kompleksy hal widowiskowo – sportowych oraz centra konferencyjne, z dużą liczbą sal audytoryjnych o różnej wielkości i różnym przeznaczeniu (do ćwiczeń, wykładów, seminariów itp.).

Widzowie zasiadający w otwartych amfiteatrach greckich czy rzymskich byli w zakresie komfortu cieplno-wilgotnościowego uzależnieni wyłącznie od stanu pogody. Przedstawienia odbywały się późnym wieczorem lub nocą. Gwałtowny rozwój architektury, kultury, sportów halowych, a przede wszystkim wzrost standardu życia oraz masowość imprez odbywających się w pomieszczeniach zamkniętych, spowodowały że niezbędnym elementem wyposażenia większości obiektów widowiskowych stała się wentylacja mechaniczna i klimatyzacja. Już na przełomie XIX i XX wieku i w okresie międzywojennym obserwuje się zastosowanie urządzeń wentylacyjnych w obiektach użyteczności publicznej, szczególnie w teatrach i powstających wówczas salach kinowych. Jedną z pierwszych instalacji wykonanych na ziemiach polskich była wentylacja Teatru Polskiego w Warszawie, uruchomiona w 1911 roku. Od tamtego czasu trwa dyskusja dotycząca sposobu rozdziału powietrza: czy lepiej nawiewać od dołu a wywiewać górą, czy też odwrotnie [58]?

2. CHARAKTERYSTYKA SAL WIDOWISKOWYCH I AUDYTORYJNYCH

Sale widowiskowe są centralnym punktem obiektów użyteczności publicznej, takich jak: opery, teatry, kina, filharmonie czy hale widowiskowo – sportowe. Specyfiką tych obiektów jest często ich monumentalny charakter, niepowtarzalna geometria oraz szczególne wymagania odnośnie warunków komfortu cieplnego i akustycznego. Audytoria należą do ważnych pomieszczeń w szkołach wyższych, na uniwersytetach, a także w gmachach bibliotek, instytutów, centrach konferencyjnych. W zdecydowanej większości są to pomieszczenia wewnętrzne, pozbawione okien, z bogatym wystrojem architektonicznym, rozwiązaniami odbijającymi i pochłaniającymi dźwięki, zatem z przemyślaną i kształtowaną akustyką pomieszczeń. O pozytywnej ocenie sali teatralnej, koncertowej bądź uniwersalnej decydują: dobra widoczność sceny lub estrady, dobra słyszalność i zadawalające warunki mikroklimatu. Jakość osiąganych wyników zależy od ukształtowania sali oraz układu widowni. W salach widowiskowych i audytoryjnych rozmieszczenie foteli powinno zapewnić dobrą widoczność z każdego miejsca, a układ komunikacyjny umożliwić sprawne zajęcie miejsc na sali i szybkie ich opuszczenie po skończonym widowisku czy wykładzie, a zwłaszcza w czasie awarii.

Liczba foteli w rzędach jest uzależniona od ich szerokości. Jeżeli dostęp z przejścia ewakuacyjnego na sali jest z jednej strony, to liczba ich może się wahać od 12 do 30 foteli. Podziałka rzędów foteli jest kwestią stopnia wygody i może być przyjmowana w granicach od 0,85 do 1,10 m. Analogicznie szerokość pojedynczego fotela zawiera się w granicach od 0,50 do 0,65 m. Wymiar i konstrukcja samego fotela jest funkcją zakładanego stopnia wygody. Fotele o konstrukcji drewnianej, o dobrym wyprofilowaniu siedzeń i oparć uważane są naogół przez publiczność za bardziej wygodne niż fotele o konstrukcji metalowej. Kąt pochylenia oparcia od poziomu nie powinien być mniejszy niż 105° , zaś minimalna szerokość przejścia w rzędach, gdy są podniesione siedzenia, nie może być mniejsza niż 0,45 m. Spełnienie tego warunku, przy małej szerokości rzędu ($\sim 0,85$ m), wymaga więc stosowania oparć w pozycji bliskiej pionowi, co czyni pozycję widza (słuchacza) mniej wygodną. Powierzchnia jednego miejsca siedzącego netto zajmuje odpowiednio od 0,425 do 0,715 m² brutto, zaś wliczając powierzchnię przejść, ramp, schodów itp. w obrębie sali wynosi od 0,65 do 1,00 m² [21]. Zaleca się by kubatura sali przypadająca na jednego widza zawierała się w granicach od 4,00 do 8,00 m³, w zależności od rodzaju repertuaru scenicznego. Teatry dramatyczne wymagają dla potrzeb wyrazistego odbioru recytacji mniejszej pojemności jednostkowej niż teatry muzyczne. W teatrze dramatycznym, dla dobrego odbioru mimiki twarzy aktora, maksymalna

odległość wynosi 23 m, zaś gest aktora z widowni operowej jest właściwie postrzegany z odległości 35 m [21]. Są to istotne zagadnienia decydujące o wielkości sali.

W salach audytoryjnych czy konferencyjnych decydującym jest kryterium dobrej widoczności znaków graficznych na tablicach lub obserwacji obrazów na ekranie. Sale audytoryjne powinny cechować się płytkimi widowniami, o głębokości nie przekraczającej 20 m. Szerokość miejsca w audytorium jest podyktowana rozstawem łokci podczas notowania i wynosi minimalnie 60 cm, zaś wskaźnik powierzchni na jedno miejsce mieści się w granicach od 0,9 do 1,3 m². Ze względów akustycznych wysokość w tego typu pomieszczeniach nie powinna przekraczać 7,5 m, a zalecana objętości 4 – 7 m³ na jednego słuchacza [14].

Zarówno sale widowiskowe jak i audytoria wymagają instalacji wentylacyjnej, bądź klimatyzacyjnej. Obecność znacznej liczby osób wpływa ujemnie na jakość powietrza, i powoduje obniżenie zdolności do koncentracji u widzów czy słuchaczy. Dla dobrego odbioru wrażeń artystycznych, uczestnicy nie powinni odczuwać żadnych przykrych zjawisk takich jak: przeciągi, zbyt niska bądź zbyt wysoka temperatura, duszność, hałas czy nieprzyjemne zapachy.

Głównym zadaniem wymiany powietrza jest zapewnienie komfortu dla użytkownika. Stworzenie korzystnych warunków mikroklimatu wpływa na dobre samopoczucie widza czy słuchacza, ułatwia koncentrację, a przede wszystkim zapewnia należyty odbiór widowiska bądź poprawia efektywność przyjmowania informacji (w przypadku sal audytoryjnych).

Sal widowiskowe i audytoryjne mają charakterystyczne cechy:

- istnieje w nich bardzo duże zagęszczenie ludzi na jednostkę powierzchni;
- widownia rozmieszczona jest zazwyczaj amfiteatralnie;
- istnieją duże wymagania dotyczące poziomu hałasu;
- występuje znaczna emisja zysków ciepła od źródeł wewnętrznych (od ludzi i oświetlenia) przy małych zazwyczaj zyskach ze źródeł zewnętrznych;
- wzrost obciążenia cieplnego następuje skokowo, z chwilą pojawienia się dużej liczby słuchaczy.

3. CEL, TEZA I OGÓLNY ZAKRES PRACY

Celem pracy jest analiza systemów organizacji wymiany powietrza w salach widowiskowych oraz ich udoskonalenie pod kątem ograniczenia zapotrzebowania na energię do uzdatniania i transportu powietrza.

Tezą pracy jest wykazanie, iż istnieje możliwość udoskonalenia rozwiązania i obniżenia kosztów wentylacji / klimatyzacji sal widowiskowych, przy zapewnieniu pełnego komfortu cieplnego dla użytkowników poprzez zastosowanie oryginalnego, autorskiego rozwiązania konstrukcji nawiewnika.

W pracy przedyskutowano podstawowe sposoby organizacji wymiany powietrza stosowane w salach widowiskowych; przedstawiono ich zalety i wady. Dla wybranego (w sposób uzasadniony), najkorzystniejszego systemu, dla nawiewu powietrza typu dół – góra, przeanalizowano wiele rozwiązań konstrukcyjnych nawiewników produkowanych przez wiodące firmy europejskie.

Na bazie analiz i własnych doświadczeń dążono do opracowania nowej konstrukcji nawiewnika źródłowego, przeznaczonego dla sal widowiskowych ze stałymi miejscami siedzącymi. W wyniku licznych prób i analiz, rozwiązaniem satysfakcjonującym okazał się źródłowy, półwalcowy nawiewnik umieszczony pod siedziskiem fotela.

Dla tego wybranego rozwiązania nawiewnika (źródłowego, półwalcowego) przeprowadzono badania rozplywu powietrza dla zmiennych strumieni, przy różnych stopniach perforacji i różnych kształtach otworów w wewnętrznych i zewnętrznych powierzchniach nawiewnych. Sporządzono charakterystyki oporów przepływu nawiewnika i wykonano badania akustyczne nawiewnika w warunkach laboratoryjnych.

Na podstawie prac badawczych, prowadzonych w warunkach izotermicznych, stworzono model pozwalający na wyznaczenie najbardziej istotnych parametrów konstrukcyjnych wpływających na wartości prędkości strugi powietrza w obszarze rozplywu z nawiewnika. Dokonano również oceny dokładności przeprowadzonych badań.

4. KLIMAT WEWNĘTRZNY

4.1. Warunki komfortu cieplnego dla człowieka

Człowiek ma pewne zdolności do aklimatyzacji, które pozwalają organizmowi dostosować się do zewnętrznych warunków otoczenia. Zdolności te są jednakże ograniczone. Istnieje określony zakres parametrów mikroklimatu, w którym człowiek czuje się najlepiej. Ogólny wpływ czynników zewnętrznych na intensywność oddawania ciepła przez ciało ludzkie charakteryzuje tzw. zdolność chłodząca środowiska otaczającego. Zdolność chłodząca środowiska otaczającego może powodować taką wymianę ciepła, jakiej w danej chwili wymaga organizm. Samopoczucie człowieka jest wtedy dobre. Nie odczuwa on ani zbytniego chłodu, ani nadmiernego gorąca. Taki stan nazywamy komfortem cieplnym.

Na stan cieplny, reakcje temperaturowe i dobre samopoczucie człowieka, przebywającego w pomieszczeniu wpływ wywierają:

a) czynniki zależne od człowieka, określane także wewnętrznymi:

- indywidualne odczucie temperatury,
- stopień aktywności fizycznej,
- izolacyjność cieplna odzieży,

b) czynniki niezależne od człowieka, zwane czasem zewnętrznymi:

- temperatura powietrza pomieszczenia,
- wilgotność względna powietrza,
- prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi,
- temperatura powierzchni otaczających (przegród budowlanych),
- hałas,
- czystość powietrza,
- świeżość powietrza (określana zawartością dwutlenku węgla),
- stopień i rodzaj zjonizowania powietrza pomieszczenia (bilans jonowy powietrza),
- oświetlenie i wystrój wnętrz (kolorystyka przegród).

Wiele z tych czynników może kształtować instalacja klimatyzacyjna lub wentylacyjna obsługująca dane pomieszczenie.

Głównym zadaniem organizmu ludzkiego jest utrzymanie temperatury na możliwie stałym poziomie. Temperatura skóry człowieka jest zazwyczaj wyższa od temperatury powietrza oraz otaczających przegród. To właśnie ona decyduje o indywidualnych odczuciach ciepła lub zimna, a także o kierunku wymiany ciepła między człowiekiem i jego najbliższym

otoczeniem. Gdy temperatura skóry spadnie poniżej 33° C człowiek zaczyna marznąć, zaś po przekroczeniu 37° C zaczyna się intensywne pocenie [50].

Utrzymywaniu temperatury ciała człowieka na prawie stałym poziomie towarzyszy konieczność odprowadzania do otoczenia pewnej ilości ciepła, w przeciwnym razie temperatura ludzkiego ciała musiałaby wzrastać. Moc cieplna wydzielana do otoczenia zależy przede wszystkim od wykonywanej czynności (rodzaju pracy) oraz od stanu w jakim się człowiek znajduje. Ilości ciepła wytwarzanego w organizmie ludzkim w wyniku procesów metabolicznych przy wykonywaniu różnych czynności, w odniesieniu do jednostki powierzchni ciała ludzkiego, są zawarte w pracy [6].

Człowiek oddaje ciepło do otoczenia w różny sposób:

- na drodze konwekcji z zewnętrznej powierzchni odzieży i z powierzchni skóry nie okrytej odzieżą,
- w wyniku przewodzenia przez warstwę odzieży,
- przez promieniowanie,
- na drodze odparowania potu z powierzchni skóry,
- przez oddychanie oraz w wyniku dyfuzji pary wodnej przez skórę [49].

Dobór odpowiedniego rodzaju odzieży pozwala ograniczyć wpływ warunków zewnętrznych na oddawanie ciepła do otoczenia. Stosując więc odpowiednie ubranie, człowiek zapewnia sobie warunki komfortu, uniezależniając się od środowiska zewnętrznego. Pojęcie izolacyjności cieplnej odzieży wprowadzono w USA i przyjęto je w Europie. Jednostkę nazwano clo. 1 clo odpowiada grubości warstwy odzieży o oporności cieplnej 0,155 (m²·K)/W. Właściwości izolacyjne odzieży wyrażone w jednostkach fizycznych oporu przewodzenia ciepła odzieży (clo) w zależności od jej różnych zestawów podano w tabeli 1 – 2 w pozycji [6] oraz w *PN – 85 / N – 08013 (ISO 7730-1984): Środowiska termicznie umiarkowane. Określanie wskaźników PMV, PPD i wymagań dotyczących komfortu cieplnego*.

4.2. Temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi

W określeniu optymalnej temperatury powietrza w pomieszczeniu w klimatyzacji komfortu podstawową rolę odgrywa człowiek. Za najwłaściwszą temperaturę powietrza w strefie przebywania ludzi można uznać tę, która zapewnia ciału ludzkiemu równowagę cieplną w otaczającym go środowisku bez wysiłku ze strony organizmu. Jak wykazały liczne badania w naszym klimacie, dla większości ludzi normalnie ubranych, przy wykonywaniu

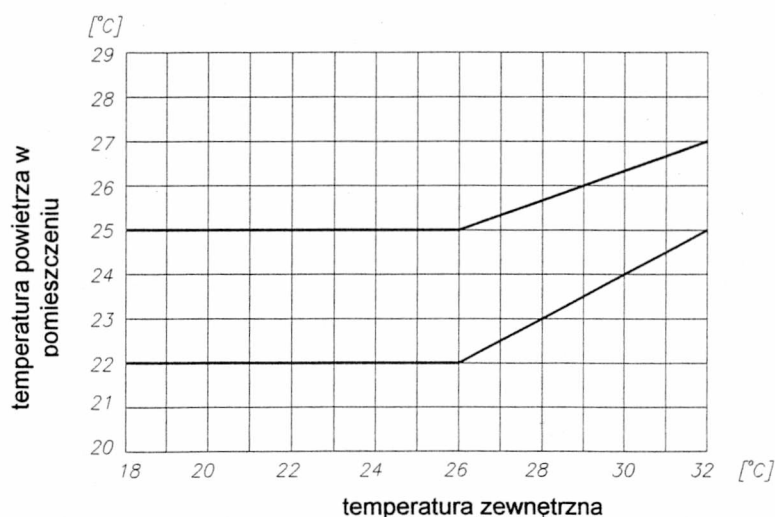
lekkiej pracy lub w stanie spoczynku, temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi, zapewniająca dobre samopoczucie wynosi:

- w zimie $20 - 22^{\circ}\text{C}$,
- w lecie (przy średnich temperaturach zewnętrznych) $22 - 26^{\circ}\text{C}$.

Dawniej uważano, że temperatura komfortu zawiera się pomiędzy $18 - 20^{\circ}\text{C}$.

Człowiek w określonej temperaturze rozróżnia jej zmiany wynoszące około $\pm 1\text{ K}$, można więc przyjąć, że warunki optymalne zezwalają na wahania temperatury w strefie przebywania ludzi w granicach $\pm 1\text{ K}$. Różnica temperatury powietrza na poziomie głowy i na poziomie stóp powinna być raczej jak najmniejsza i nie powinna być nigdy większa od 3 K [22].

Latem temperatura komfortu jest wyższa, ponieważ człowiek jest lżej ubrany, przy tej samej powierzchni ciała wymaga wyższej temperatury otoczenia, dla zachowania takiego samego oddawania ciepła. Przytoczone wartości temperatury są średnimi, które w każdym indywidualnym przypadku wymagają skorygowania. Na przykład, gdy temperatura na zewnątrz wynosi 28°C do 30°C , a człowiek ubiera się lekko, to wchodząc do pomieszczenia klimatyzowanego (chłodzonego) o temperaturze $21 - 22^{\circ}\text{C}$ będzie odczuwał chłód. Temperatura taka może jednakże wydać się przyjemna dla człowieka, który przebywa cały dzień w danym pomieszczeniu, będzie odpowiednio ubrany i aktywny ruchowo. Dla krótkotrwałego pobytu w chłodzonych pomieszczeniach zaleca się w gorących dniach utrzymywanie temperatury, która stanowi średnią z wartości 20°C i temperatury zewnętrznej [50].



Rys. 1. Zakres dopuszczalności temperatury powietrza w pomieszczeniu według DIN 1946 [50]

Na rysunku 1 zobrazowano zalecany przez normę DIN 1946 zakres zmian dopuszczalnych temperatur w pomieszczeniach w odniesieniu do osób o małej aktywności ruchowej i normalnym

odzieniu przy temperaturach powietrza zewnętrznego wyższych od 18° C. Zatem temperatura panująca w pomieszczeniu klimatyzowanym (chłodzonym) nie może się różnić znacznie od temperatury zewnętrznej ze względu na ograniczone zdolności szybkiej aklimatyzacji organizmu ludzkiego. Dopiero po dłuższym przebywaniu w pomieszczeniu nastąpi pełna aklimatyzacja i uznanie tej temperatury za odpowiednią i przyjemną. Okres aklimatyzacji, czyli okres, po upływie którego poprzednie środowisko traci swój wpływ na organizm ludzki, wynosi około 2 – 3 godzin.

Dla pobytu w chłodzonych pomieszczeniach przez ok. 2 - 3 godziny, zaleca się w okresie ciepłym utrzymywać temperatury uzależnioną od temperatury powietrza zewnętrznego wg zależności:

$$t_{poc} = \frac{t_{poz} + t_{zoc}}{2} \quad (4.1)$$

gdzie:

t_{poc} - temperatura pomieszczenia okresu ciepłego, °C

t_{poz} - temperatura pomieszczenia okresu zimnego, °C

t_{zoc} - temperatura zewnętrzna okresu ciepłego, °C

Na pytanie o „właściwą” z punktu widzenia fizjologii cieplnej - temperaturę powietrza w pomieszczeniu nie można z wielu powodów udzielić jednoznacznej odpowiedzi,. Jeżeli jako punkt wyjścia przyjmie się ocenę subiektywną – na przykład na podstawie licznych odpowiedzi ankietowych – wtedy wyniki oceny różnią się, zarówno między poszczególnymi osobnikami, jak również dla tej samej osoby w różnych okresach czasu. Zapewnienie warunków komfortu cieplnego w pomieszczeniach budynku wymaga nie tylko utrzymania określonej średniej wartości temperatury powietrza, ale również wyrównanie jej w poziomie i w pionie. Dla dobrego samopoczucia ludzi temperatura powietrza na poziomie podłogi powinna być nieco wyższa niż na poziomie głowy. Doświadczenia wykazały jednak, że człowiek źle się czuje, gdy różnica temperatury powietrza na poziomie stóp i głowy jest większa niż 2 K, wobec czego dla dobrego samopoczucia konieczne jest zmniejszenie tej różnicy. Przy większej różnicy temperatur powietrza w pionie układ regulacji cieplnej organizmu nie jest w stanie zróżnicować intensywności wymiany ciepła w poszczególnych częściach ciała i powstaje wtedy nieprzyjemne wrażenie zimna, nawet wtedy, gdy temperatura powietrza na jednym z poziomów ma wartość odpowiadającą warunkom komfortu cieplnego.

Obecnie brak jest obowiązujących norm bądź wytycznych dotyczących parametrów powietrza, jakie należałoby zapewnić w salach widowiskowych i audytoryjnych. Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego przebywania ludzi, jakie należy przyjmować przy obliczaniu urządzeń wentylacji mechanicznej i klimatyzacji pomieszczeń podaje norma PN-78/B-03421: *Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego przebywania ludzi*. Przez określenie „stałe przebywanie ludzi” rozumie się przebywanie tych samych osób bez przerwy w ciągu co najmniej 2 godzin lub przebywanie z przerwami o łącznym czasie przebywania wynoszącym co najmniej połowę jednej zmiany pracy (4 godziny). Zatem wydaje się za celowe przyjęcie, iż w pewnych przypadkach sale audytoryjne i widowiskowe to takie właśnie pomieszczenia. Według PN-78/B-03421 temperatura w pomieszczeniu jest uzależniona od aktywności fizycznej (dla sal zgromadzeń – aktywność mała) i prędkości powietrza w pomieszczeniu. Temperatury powietrza wewnętrznego dla okresu zimowego i letniego przytoczono w tabeli nr 1. Norma PN-78/B-03421 określa optymalne temperatury w okresie ciepłym o zakresie 23 – 26° C przy stałym przebywaniu ludzi (ponad 2 – 3 godziny).

Tabela 1. Wartości liczbowe parametrów obliczeniowych powietrza wewnętrznego wg normy PN-78/B-03421

Aktywność fizyczna	Okres zimowy				Okres letni				
	Temperatura	Wilgotność względna		Prędkość powietrza maksymalna	Wartości optymalne		Wartości dopuszczalne		Prędkość powietrza maksymalna
		optymalna	dopuszczalna minimalna		Temperatura	Wilgotność względna	Temperatura przy zyskach ciepła jawnego odniesionych do 1m ² powierzchni podłogi pomieszczenia lub strefy roboczej		
							do 50 W/m ²	ponad 50 W/m ²	
	°C	%		m/s	°C	%	°C	°C	m/s
Mała	20 - 22	40 - 60	30	0,2	23 - 26	40 - 55	tz + 3	tz + 5	0,3
Średnia	18 - 20	40 - 60	30	0,2	20 - 23	40 - 60	tz + 3	tz + 5	0,4
Duża	15 - 18	40 - 60	30	0,3	18 - 21	40 - 60	tz + 3	tz + 5	0,6

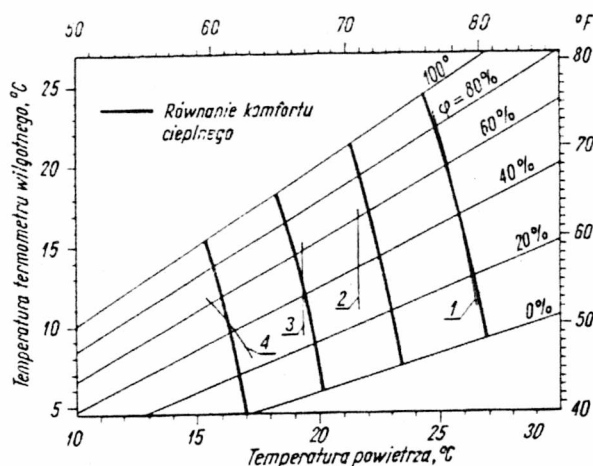
Parametry powietrza wewnątrz pomieszczeń w okresie zimowym ustala się wg normy PN-82/B-02402: *Ogrzewnictwo. Temperatury ogrzewanych pomieszczeń w budynkach*.

Norma ta nie dotyczy temperatur eksploatacyjnych. Temperatury te określa *Rozporządzenie Ministra Pracy i Polityki Socjalnej z dnia 26 września 1997 r. w sprawie ogólnych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy* (Dz. U. z 1997 r. nr 129, poz. 844), zgodnie z którym w pomieszczeniach pracy należy zapewnić temperaturę odpowiednią do rodzaju wykonywanej pracy, tzn. do wysiłku fizycznego niezbędnego do jej wykonania. Przy stosowaniu urządzeń wentylacji mechanicznej bądź klimatyzacyjnych słusznym jest przyjmowanie temperatury wewnątrz pomieszczenia o około 1 – 2 K wyższej od przewidywanej w normie, gdyż niższa temperatura powierzchni przegród zewnętrznych oraz zwiększony przy zastosowaniu wentylacji ruch powietrza, powodować będą uczucie chłodu przy zalecanej w normie temperaturze. Pokrywa się to z zakresem temperatur, które podaje norma PN-78/B-03421: dla małej aktywności fizycznej (a taką należy przyjmować dla sal audytoryjnych i widowiskowych) temperatura obliczeniowa powietrza wewnętrznego wynosi 20 – 22° C.

Dla zapewnienia warunków komfortu cieplnego w salach widowiskowych, niezależnie od warunków panujących na zewnątrz, od stopnia ich zapełnienia oraz występujących tam innych źródeł ciepła temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi nie powinna się różnić w poszczególnych miejscach sali o więcej niż 1 – 2 K. Nie powinna być ona również zmienna w czasie prezentowanego spektaklu, widowiska czy prowadzonego wykładu.

4.3. Wilgotność względna powietrza

Wilgotność wpływa znacząco na warunki komfortu cieplnego, ponieważ człowiek oddaje ciepło także przez parowanie.

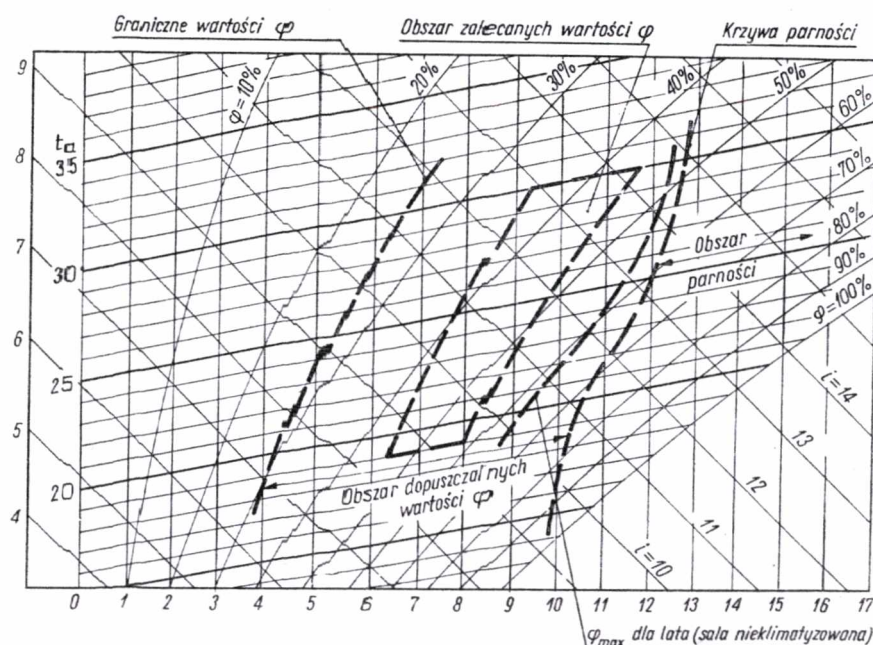


Rys. 2. Wpływ wilgotności powietrza na komfort cieplny, wg Fangera [6]. Oznaczenia:
1 – odpoczynek, siedząc, 2 – praca lekka, 3 – praca średnia, 4 – praca ciężka

Intensywność parowania zależy w tych samych warunkach od różnicy ciśnienia cząstkowego pary wodnej na powierzchni skóry i pary wodnej zawartej w powietrzu. W temperaturze 20° C oddawanie ciepła przez parowanie odgrywa niewielką rolę. W tej temperaturze wilgotność powietrza także nie ma dużego wpływu na warunki komfortu cieplnego. Potwierdza to rysunek 2. Przy wyższych temperaturach człowiek również nie odczuwa wilgotności powietrza, natomiast gdy temperatura i wilgotność wzrastają równomiernie, zaczynamy odczuwać obecność pary wodnej w powietrzu oraz ciepło [50].

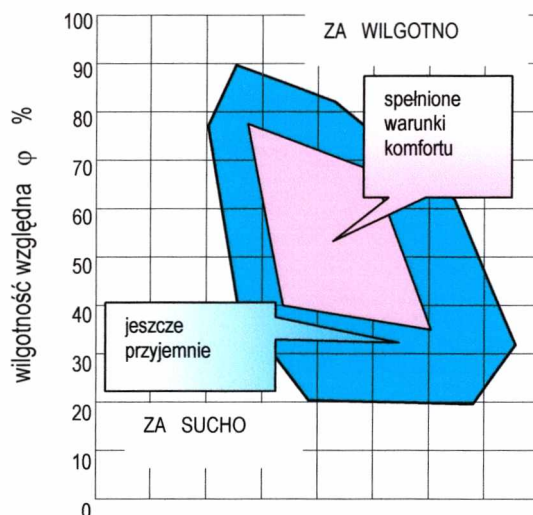
Wilgotność względna powietrza ma w granicach 30 – 60 (70) % niewielki wpływ na odczucia cieplne człowieka. Choć przy wilgotności niższej niż 35 %, występującej często zimą w pomieszczeniach ogrzewanych, dochodzi do wysuszenia wykładzin, mebli itd. Powoduje to unoszenie się pyłu, który osiada na elementach grzejnych i sprzyja powstawaniu gazów drażniących drogi oddechowe. Tworzywa sztuczne w suchym powietrzu ładują się elektrostatycznie i gromadzą dodatkowo cząstki pyłu. U ludzi dochodzi do wysuszenia błon śluzowych górnych dróg oddechowych. Jak wykazują badania – wyższa wilgotność zmniejsza niebezpieczeństwo przeziębienia. Zaś przy wilgotności względnej powyżej 70% wilgoć może lekko wykraplać się na zimnych przegrodach, a materiały pochodzenia organicznego użyte w elementach wyposażenia wnętrz mogą po pewnym czasie wydzielać zapachy powstające przy tworzeniu się pleśni i gniciu. *Jones* [22] podaje, że w powietrzu o wilgotności względnej wyższej od 60 % bardziej odczuwalne są zapachy.

Wysokie temperatury powietrza powodują, że wilgotność względna powietrza w pomieszczeniu nabiera decydującego znaczenia, ponieważ silnie wzrasta wpływ odparowywania wody ze skóry. Zatem przy określaniu górnej granicy warunków komfortu powinno się przyjmować względną wilgotność tym niższą im wyższa jest temperatura powietrza. Obniżanie górnej granicy wilgotności względnej powietrza pomieszczenia ze wzrostem temperatury powietrza pomieszczenia znajduje swe uzasadnienie w sposobie oddawania ciepła przez organizm ludzki. Organizm ludzki oddaje ciepło suche przez konwekcję i promieniowanie oraz ciepło wilgotne przez odparowanie. Na wykresie i – x, w rysunku 3, podano zakresy parametrów odpowiadające komfortowi cieplnemu. Krzywa parności (duszności), leżąca już poza obszarem komfortu, wyznacza na tym wykresie obszar parametrów powietrza (zawartości wilgoci) szczególnie uciążliwych dla ludzi.



Rys. 3. Dopuszczalne i zalecane wartości wilgotności powietrza w pomieszczeniach [37]

Zakres komfortu cieplnego dla temperatury i wilgotności względnej powietrza pomieszczenia przy prędkości powietrza 0...0,20 m/s, gdy temperatura płaszczyzn otaczających pomieszczenie mieści się w granicach 19,5...23° C, pokazano na rysunku 4.



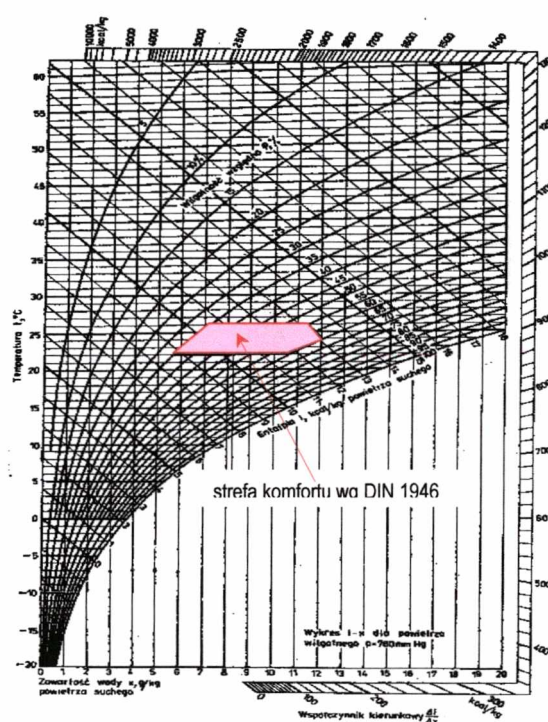
Rys. 4. Zakres komfortu dla temperatury powietrza i wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu φ , wg Leusdena i Freymarka [28]

Podsumowując można stwierdzić, że dla utrzymania warunków komfortu cieplnego w salach widowiskowych, wykładowych i teatrach należy wilgotność względną powietrza utrzymywać w granicach 35 – 65 %, wg Steimle [56] 40 – 60 %, zaś Jones [22] zaleca 30 – 60 %. Przy wyższych temperaturach powietrza pomieszczenia wilgotność względną powinno

się obniżyć do 55 %, odpowiednio do zawartości wilgoci wynoszącej 11,5 g/kg suchego powietrza [50].

4.4. Zakres komfortu na wykresie $i - x$

W zagadnieniach komfortu cieplnego temperatura powietrza pomieszczenia nie może być traktowana jako wielkość niezależna, gdyż jest ona ściśle związana z temperaturą powietrza zewnętrznego i wilgotnością względną powietrza w pomieszczeniu ϕ . Wypadkowe odczucie komfortu odnośnie do temperatury i wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu można przedstawić w postaci strefy komfortu na wykresie $i - x$, wg [28].



Rys. 5. Strefa komfortu na wykresie $i - x$ [28]

Na rysunku 5 przedstawiono pole określające obszar komfortu cieplnego wg zaleceń DIN 1946. Dla parametrów powietrza znajdujących w zakresie tego pola spełnione są warunki komfortu dla człowieka. Należy przypomnieć, że warunki komfortu cieplnego związane są z poziomem aktywności organizmu (met) i rodzajem odzieży (clo). Każda strefa komfortu na wykresie $i - x$ dotyczy określonych warunków wynikających z aktywności ludzi.

4.5. Prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi

Duży wpływ na warunki komfortu ma prędkość przepływu powietrza. Wpływa ona na intensywność przejmowania ciepła z powierzchni ciała człowieka i przez to bezpośrednio na

ilość ciepła oddawanego do otoczenia. Jest więc ważnym parametrem, który poza temperaturą i wilgotnością, ma istotny wpływ na bilans cieplny ciała ludzkiego.

Steimle [56] podaje, że wartości prędkości przepływu powietrza zapewniające warunki komfortu cieplnego zależą od temperatury powietrza. Przy małych prędkościach powietrza człowiekowi może być zbyt ciepło a ciało ludzkie nie może oddawać dostatecznej ilości energii do otoczenia. Wyższa prędkość powietrza powoduje, że otoczenie przejmuje zbyt wiele ciepła i człowiekowi jest wówczas zbyt zimno. Graniczne wartości prędkości powietrza (w strefie przebywania ludzi o małej aktywności i ubranych normalnie) wg [56] podano w tabeli 2.

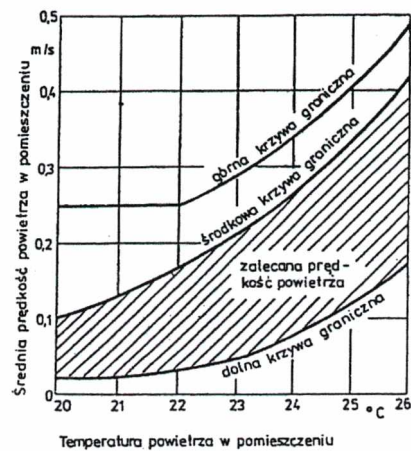
Tabela 2. Wartości prędkości przepływu powietrza w strefie przebywania ludzi w zależności od jego temperatury [56].

Temperatura powietrza t , °C	Prędkość przepływu powietrza v , m/s	
	minimalna	maksymalna
20	0,04	0,12
21	0,04	0,14
22	0,05	0,17
23	0,07	0,21
24	0,09	0,26
25	0,12	0,32
26	0,16	0,40

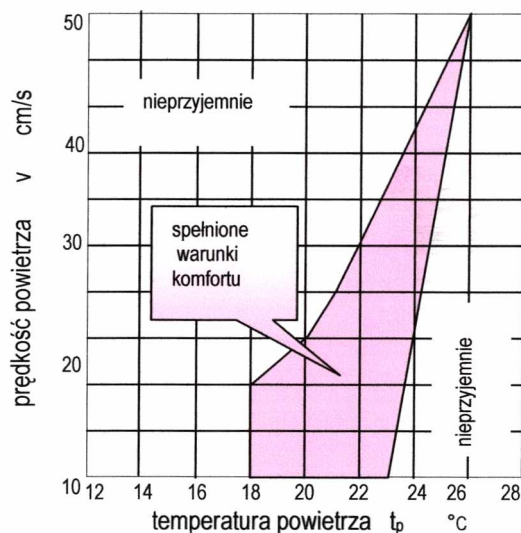
Zgodnie z [12] optymalna prędkość powietrza przepływającego w pomieszczeniu zależy przede wszystkim od jego temperatury i aktywności fizycznej ludzi. W okresie zimowym, gdy temperatury w pomieszczeniach widowiskowych są na poziomie 21° C i aktywność fizyczna widzów jest mała, prędkości powinny być niewielkie rzędu 0,03...0,12 m/s. Przy wyższych temperaturach powietrza w pomieszczeniach w okresie letnim i dużej aktywności fizycznej wartości prędkości zaleca się przyjmować w granicach 0,18...0,41 m/s. Dla sal widowiskowych i audytoryjnych, gdzie aktywność widzów (słuchaczy) jest niewielka zaleca się stosować dolny zakres wartości prędkości. Zalecane prędkości powietrza w zależności od temperatury w pomieszczeniu przedstawia rysunek 6.

Dla przebywającego w wentylowanym (klimatyzowanym) pomieszczeniu człowieka nawet niewielki ruch powietrza może być odczuwalny jako dyskomfort. Dlatego też ograniczenia prędkości powietrza w strefach przebywania ludzi wiążą się zasadniczo ze zjawiskiem przeciągów. Powoduje je powietrze o temperaturze niższej od temperatury

pomieszczenia owiewające tylko pewną część ciała. Dochodzi wówczas do intensywnego wychłodzenia tej części ciała i samopoczucie przebywającej tam osoby zdecydowanie się pogarsza. Temperatura skóry przy prędkości powietrza 0,5 m/s i jego temperaturze około 21° C może spaść nawet o 2 K.



Rys. 6. Prędkości powietrza odpowiadające komfortowi w strefie przebywania ludzi w funkcji temperatury [12]



Rys. 7. Obszar komfortu dla temperatury t_p i prędkości powietrza v w pomieszczeniu wg Roedlera [28, 44]

Na rysunku 7 pokazano zamieszczony w [12, 44] obszar komfortu zależnie od temperatury i prędkości powietrza w pomieszczeniu, gdy wilgotność względna mieści się w granicach 30 – 70 %, a temperatura płaszczyzn otaczających pomieszczenie mieści się w granicach 19,5 - 23° C. Odczucie komfortu cieplnego zależy także od tego, jaka część ciała jest wystawiona na działanie strumienia powietrza. Mogą na przykład być akceptowane pewne wartości temperatury i prędkości strumienia powietrza omywającego twarz, lecz te

same wartości będą uznane za nieprzyjemne przy napływie powietrza na kark, bądź na nogi. Prędkość przepływu powietrza w strefie przebywania ludzi w zasadzie powinna być w zakresie 0,15...0,35 m/s [22]. Polska Norma PN-78/B-03421: *Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego pobytu ludzi* podaje następujące prędkości powietrza: 0,2 m/s w okresie zimnym i 0,3 m/s w okresie ciepłym dla małej aktywności fizycznej.

4.6. Temperatura powierzchni otaczających i przegród budowlanych

Temperatura powierzchni przegród budowlanych otaczających człowieka ma również bardzo duży wpływ na jego samopoczucie, ponieważ decyduje o intensywności wymiany ciepła przez promieniowanie, pomiędzy organizmem ludzkim a otoczeniem. Zgodnie z prawem Stefana – Boltzmanna osoba znajdująca się w pomieszczeniu, w zależności od rozmieszczenia powierzchni o różnych temperaturach, oddaje drogą promieniowania ciepło do powierzchni otaczających zimniejszych od powierzchni jego ciała, podczas gdy równocześnie ciało odbiera ciepło od cieplejszych powierzchni otaczających. W warunkach komfortu cieplnego człowiek oddaje otoczeniu 45 % ciepła przez promieniowanie. Zmniejszenie tej ilości w wypadku zbyt wysokiej temperatury przegród, lub zwiększenie jej w razie za niskiej temperatury przegród, wywołuje u człowieka (mimo właściwych pozostałych parametrów powietrza) odczucie gorąca lub chłodu. Zjawisko to jest szczególnie odczuwane, gdy człowiek znajduje się w pozycji siedzącej, a więc w czasie pobytu na sali widowiskowej bądź audytoryjnej. Wymagania odnośnie dopuszczalnych zmian temperatur powietrza i poszczególnych przegród otaczających pomieszczenia zobrazowano na rysunku 8.

Warunki komfortu zależą głównie od średniej arytmetycznej temperatury powietrza i średniej temperatury wszystkich otaczających powierzchni określonej pojęciem temperatury odczuwalnej (lub wynikowej):

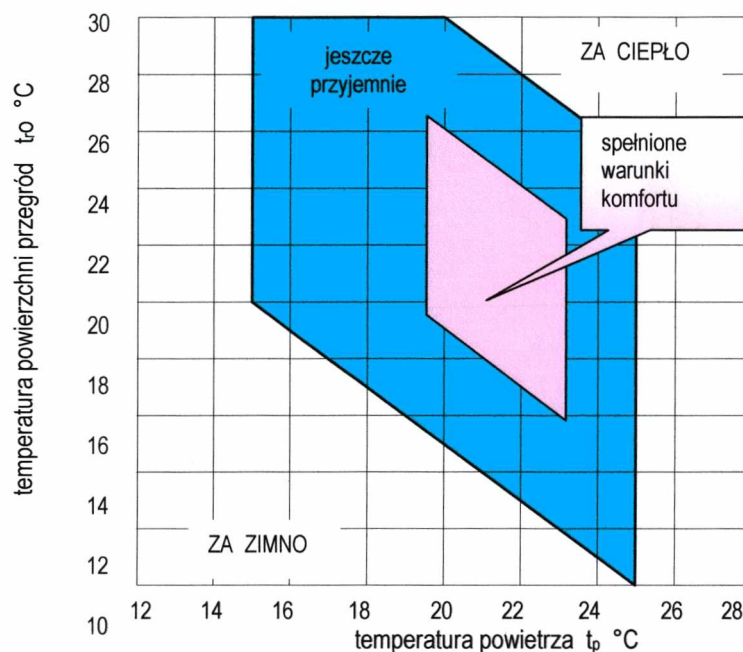
$$t_{od} = \frac{t_o + t_p}{2} \quad (4.2)$$

gdzie:

t_{od} - temperatura odczuwalna, °C

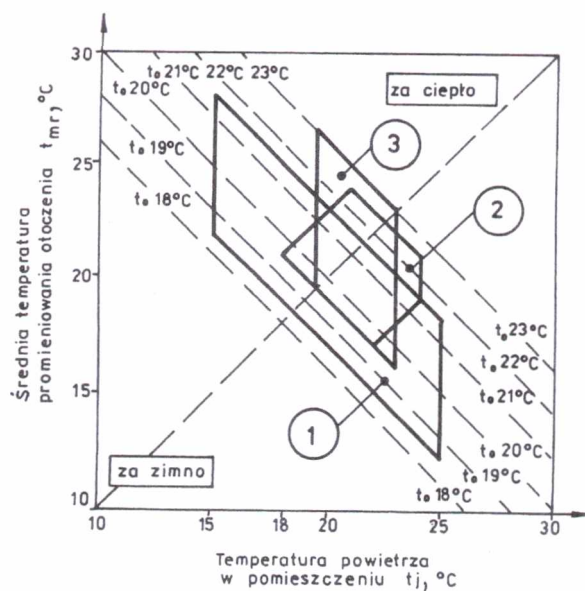
t_o - temperatura płaszczyzn otaczających, °C

t_p - temperatura powietrza pomieszczenia, °C.



Rys. 8. Zakres zmian temperatur otaczających pomieszczenia odpowiadające warunkom komfortu cieplnego [28, 44]

Im mniej te dwie temperatury różnią się od siebie oraz im bardziej zbliżają się do średniej wynoszącej $20 - 22^{\circ}\text{C}$, tym bardziej równomierne jest oddawanie ciepła przez człowieka. Różnica pomiędzy t_o i t_p nie powinna wynosić więcej niż 3 K. Ponadto nie powinny istnieć zbyt duże różnice w temperaturze otaczających powierzchni, aby ciało mogło oddawać ciepło równomiernie ze wszystkich stron. Bardziej korzystne odczucia wywołuje chłodniejszy sufit i cieplejsze ściany, niż cieplejszy sufit i chłodniejsze ściany [50].



Rys. 9. Wpływ temperatur promieniowania i temperatury powietrza w pomieszczeniu na warunki komfortu cieplnego [44]

Graniczne wartości temperatury odczuwalnej i temperatury powietrza pokazane zostały, z uwzględnieniem obszarów wskazywanych przez różnych autorów, na rysunku 9. Dla temperatur powietrza oraz temperatur odczuwalnych różne są obszary komfortu. Pierwszy obejmuje zakres temperatur 15...25° C, drugi 18,5...24° C zaś trzeci 20...23,5° C.

4.7. Przewidywana Średnia Ocena (PMV)

Wpływ wyżej omówionych parametrów powietrza w pomieszczeniu na odczucie komfortu przez ludzi w nim przebywających można opisać jedną zależnością, zwaną *równaniem komfortu* [6]. Równanie to informuje jakie kombinacje zmiennych parametrów zapewniają komfort cieplny. Na podstawie równania komfortu wprowadzono wskaźnik porównawczy, umożliwiający przewidywanie odczucia komfortu dla dowolnej kombinacji wydatku energetycznego organizmu, izolacyjności odzieży, temperatury powietrza, średniej temperatury promieniowania, względnej prędkości przepływu powietrza i ciśnienia cząstkowego pary wodnej.

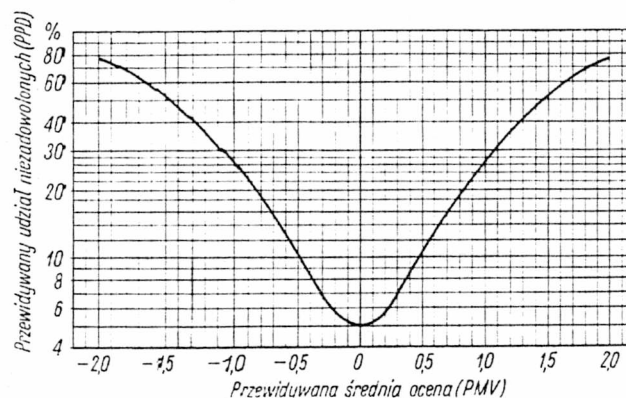
Jako miarę odczuć cieplnych przyjęto siedmiostopniową psychofizyczną skalę ocen:

- ♣ - 3 zimno
- ♣ - 2 chłodno
- ♣ - 1 lekko chłodno
- ♣ 0 obojętnie
- ♣ + 1 lekko ciepło
- ♣ + 2 ciepło
- ♣ + 3 gorąco.

Powyższa skala ocen odczuwania ciepła określa przewidywaną średnią ocenę komfortu cieplnego przez dużą grupę ludzi poddanych działaniu danej kombinacji zmiennych parametrów otoczenia. Jednakże pomiędzy ludźmi, poddanymi działaniu takiego samego środowiska, może wystąpić różnorodność odczuć komfortu cieplnego. W takim przypadku najgłośniejszymi wypowiadają się ludzie, którzy odczuwają najsilniej stan dyskomfortu.

Na podstawie badań statystycznych, przeprowadzonych na liczących się populacjach w Europie i w USA sformułowano zależność pomiędzy przewidywaną średnią oceną komfortu (PMV) a udziałem niezadowolonych (PPD) z określonych warunków, panujących w pomieszczeniu. Zależność tę przedstawia wykres pokazany na rysunku 10. Z wykresu tego wynika, że nie można uzyskać dobrego samopoczucia u wszystkich ludzi przebywających w dużej grupie, w identycznych warunkach klimatycznych. Nawet dla doskonałego systemu klimatyzacji, stwarzającego absolutnie równomierne warunki w strefie przebywania ludzi, nie

można uzyskać wartości PPD mniejszej niż 5%, mimo że ludzie są identycznie ubrani i pracują z takim samym wydatkiem energetycznym.



Rys. 10. Przewidywany odsetek niezadowolonych (PPD) w zależności od średniej oceny warunków komfortu (PMV)

Polska Norma PN-85/N-08013 (ISO 7730-1984): *Środowiska termicznie umiarkowane. Określanie wskaźników PMV, PPD i wymagań dotyczących komfortu cieplnego* zaleca, by dla ludzi w pozycji siedzącej, wykonujących lekką pracę lub pozostających w spoczynku, w okresie zimnym temperatura była utrzymywana w granicach 20...24° C, średnia prędkość powietrza poniżej 0,15 m/s. Dla tych samych ludzi, w warunkach okresu ciepłego, temperatura powinna być utrzymywana na poziomie 23...26° C a średnia prędkość powietrza poniżej 0,25 m/s.

4.8. Zakłócenia akustyczne (hałas)

Sale widowiskowe czy audytoryjne to z reguły pomieszczenia wentylowane lub klimatyzowane. Praca zaś urządzeń wentylacyjnych i klimatyzacyjnych powoduje hałas i drgania. Zjawiska te mają istotny wpływ na warunki komfortu dla widzów bądź słuchaczy. Zbyt duży hałas wpływa ujemnie na jakość doznawanych wrażeń artystycznych i zmniejsza zdolność koncentracji. Poza natężeniem hałasu istotne znaczenie ma częstotliwość, czas trwania, częstość występowania a także wrażliwość na szумы. Drgania przenoszone na człowieka powodują zmęczenie, wzrastającą nerwowość i zmniejszającą się zdolność do koncentracji. Oprócz hałasu pochodzącego od urządzeń wentylacyjnych i klimatyzacyjnych może dojść także do dudnień powstających wskutek hałasu z zewnątrz. Sytuacja taka jest wynikiem niewłaściwego zaprojektowania i wykonania przegród zewnętrznych, które polega na zaprojektowaniu przegród o nieodpowiednich własnościach akustycznych lub wykonaniu niewłaściwych pod względem akustycznym połączeń poszczególnych przegród (szczeliny,

otwory, mostki dźwiękowe). Zakłócenia zewnętrzne mogą powodować nieprzyjemne odczucia akustyczne u widzów, jak też pogorszyć komfort pracy muzyków czy aktorów. Obowiązująca Polska Norma PN-87/B-02151/02: *Akustyka budowlana. Ochrona przed hałasem pomieszczeń w budynkach. Dopuszczalne wartości poziomu dźwięku w pomieszczeniach* określa dopuszczalny poziom dźwięku w pomieszczeniach przeznaczonych do przebywania ludzi. Dla sal wykładowych i audytoryjnych (przyjęto jak dla sal konferencyjnych) dopuszczalny równoważny poziom dźwięku hałasu przenikającego do pomieszczenia od wszystkich źródeł hałasu łącznie wynosi 40 dB(A), a dopuszczalny średni poziom dźwięku przenikającego do pomieszczenia od wyposażenia technicznego oraz od innych urządzeń w budynku i poza nim wynosi 35 dB(A). Zatem omawiane pomieszczenia nie spełniające powyższych wymogów nie powinny być użytkowane.

4.9. Czystość powietrza

Na warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniach wpływ ma także czystość powietrza. Miarą czystości powietrza jest stopień jego zanieczyszczenia pyłami, gazami i parami oraz zapachami. W skład pyłu wchodzi cząsteczki stałe oraz cząsteczki cieczy mniejsze od kilkuset mikrometrów. Zawartość pyłu występująca w salach audytoryjnych jest zasadniczo wyższa niż w pomieszczeniach mieszkalnych.

Tabela 3. Skala zapachów [28]

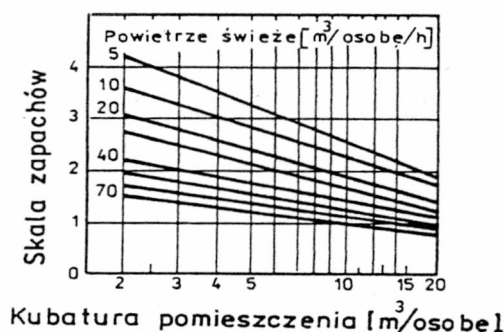
Indeks zapachu	Intensywność	Określenie
0	Zero	nie można stwierdzić zapachu
½	Dolny próg odczucia	bardzo słaby zapach, wyczuwalny jedynie przez osoby o bardzo wrażliwym powonieniu
1	Zaledwie wyczuwalna	słaby zapach, wyczuwalny przez każdą osobę o normalnym powonieniu, bez znaczenia
2	Mierna	zapach odczuwalny, dopuszczalny stopień zanieczyszczenia
3	Silna	zapach wyraźnie odczuwalny, niekorzystny stan powietrza
4	Bardzo silna	zapach bardzo nieprzyjemny
5	Nadmierna	zapach nieznośny

Jest ona szczególnie zauważalna zimą, gdy powietrze w pomieszczeniach jest suche (o małej wilgotności względnej), a na zewnątrz panuje niska temperatura. Pyły osadzają się

wówczas na powierzchniach grzejnych, mogą także ulegać rozkładowi na różne związki. Pyły źle działają na samopoczucie człowieka: drażnią błony śluzowe gardła i nosa, powodują zwłóknienia dróg oddechowych i zapalenia skóry [44]. Do głównych zanieczyszczeń gazowych należy zaliczyć: dwutlenek węgla (CO_2), tlenek węgla (CO), formaldehyd (HCHO), lotne związki organiczne, radon oraz dym papierosowy. Część z tych substancji, a przede wszystkim związki organiczne, wydzielają uciążliwe zapachy. Określenie zapachów można przeprowadzić o skalę zapachów przedstawioną w tabeli 3. Należy podkreślić, że spośród wszystkich zanieczyszczeń powstających w pomieszczeniach te pochodzące od ludzi (biowpływy) nie przekraczają na ogół 15 % [2].

4.10. Świeżość powietrza

Dla zapewnienia odpowiedniej świeżości powietrza w pomieszczeniu ze względów higienicznych (do usuwania zapachów wytwarzanych przez człowieka) wymagany jest w powietrzu wentylującym pewien minimalny strumień powietrza zewnętrznego. Strumień ten zależy od liczby osób przebywających w danym pomieszczeniu, wydatku energetycznego, temperatury oraz stanu higieny.



Rys. 11. Zależność ilości powietrza świeżego od skali zapachu i kubatury pomieszczeń [44]

Na rysunku 11 przedstawione zostały strumienie powietrza (świeżego) zewnętrznego przypadające na pojedynczą osobę w zależności od jednostkowej kubatury pomieszczeń z uwzględnieniem 4-stopniowej skali zapachów powietrza (skala zapachów została podana w tabeli 3). Wykres odpowiada czynnościom wykonywanym przez osobę siedzącą, czyli na przykład przez widza bądź słuchacza [44]. Dla odczucia komfortu i świeżości niezbędny strumień powietrza zewnętrznego określono na 10 l/s, czyli na 36 m^3/h i osobę, zakładając, że tylko 15 % ludzi jest wówczas niezadowolonych. Minimalne wartości strumieni powietrza zewnętrznego, zaczerpnięte ze starej niemieckiej normy DIN 1946, zostały powielone przez Polską Normę *PN-83/B-03430/Az3:2000*.

Wartości strumienia powietrza zewnętrznego stosowane najczęściej wg [2] to:

- w teatrach, kinach i halach sportowych $20 \text{ m}^3/\text{h}$ i osobę;
- w salach konferencyjnych i audytoryjnych $30 \text{ m}^3/\text{h}$ i osobę.

W razie dopuszczenia palenia wartości jednostkowych strumieni powietrza zewnętrznego, podane powyżej, powinny być zwiększone o $20 \text{ m}^3/\text{h}$.

W swojej pracy [2] *Besler* proponuje także, by niezbędny strumień powietrza zewnętrznego dla odczucia komfortu wynoszący (10 l/s i osobę), powinien być dostarczony w przedziale najczęściej występujących temperatur powietrza zewnętrznego, w naszej strefie w zakresie $0...26^\circ \text{ C}$. Zaleca zmniejszenie strumienia powietrza przy spadkach temperatur obliczeniowych poniżej 0° C i przy temperaturach powietrza zewnętrznego wyższych od 26° C . Propozycje krótkotrwałego obniżenia strumienia powietrza zewnętrznego przedstawia tabela 4.

Tabela 4. Proponowane obecnie minimalne strumienie powietrza zewnętrznego [2]

Temperatura powietrza zewnętrznego, $^\circ \text{C}$	Minimalny strumień powietrza zewnętrznego na osobę	
	m^3/h	l/s
-20	15	4
-15	18	5
-10	24	7
-5	30	8
0-26	36	10
ponad 26	25	7

4.11. Stopień i rodzaj zjonizowania pomieszczenia

Wpływ zjonizowanego powietrza na organizm ludzki zależy od wielkości jonów i ich biegunowości oraz koncentracji w powietrzu, a także od własności chemicznych nośników jonów (aerozole, bakterie). Korzystne działanie dla organizmu wykazują jony małe zarówno dodatnie, jak i ujemne oraz ujemne wszystkich wielkości [44]. Powietrze zawierające przeważającą liczbę jonów ujemnych powoduje odczucie świeżości i wpływa zatem na dobre samopoczucie człowieka. Niekorzystny jest natomiast wpływ na organizm ludzki jonów dodatnich. Unoszące się w powietrzu pyły i bakterie mają zasadniczo ładunek dodatni. Tak więc duszne i zapyłone powietrze, które posiada zdecydowanie większą liczbę jonów dodatnich, powoduje uczucie zmęczenia, znużenia i spadku zdolności do koncentracji. W pomieszczeniu z przeważającą koncentracją jonów dodatnich występuje także u przebywających tam osób uczucie suchości powietrza i podrażnienie błon śluzowych. Może

to spowodować u nich ogólnie złe samopoczucie. *Besler* w pracy [1] podaje, że sam człowiek jest generatorem dużych jonów dodatnich. Przebywanie większej liczby osób w pomieszczeniu zamkniętym, (a do takich pomieszczeń należy zaliczyć przede wszystkim sale widowiskowe, koncertowe i audytoryjne), prowadzi zatem do niekorzystnego stanu jonizacji powietrza w stosunku do powietrza zewnętrznego.

4.12. Oświetlenie i wystrój wnętrza (kolory przegród)

Oświetlenie pomieszczeń i wystrój ich wnętrza odgrywa istotną rolę w ocenie mikroklimatu. Bardziej z punktu wymagań fizjologicznych i psychicznych niż pozostałych. Choć *Fanger* [6] potwierdza powyższe, że kolory przegród nie wywierają żadnego wpływu na wrażenia cieplne człowieka a ich obserwowany wpływ ma raczej charakter psychologiczny, to jednak podaje podział kolorystyczny wnętrza na kolory „zimne” (niebieski i zielony) oraz „ciepłe” (czerwony i pomarańczowy). Przykładem tego jest użyte różnokolorowe oświetlenie scen teatralnych. „Zimne” odcienie wywołują wśród publiczności wrażenie niskiej temperatury na scenie, natomiast złudzenie ciepła osiąga się za pomocą oświetlenia czerwonego i pomarańczowego.

Zapewnienie komfortu cieplnego w salach widowiskowych i koncertowych jest bardzo trudne, gdyż przebywający w nich ludzie są zazwyczaj różnego wieku, płci oraz różnie ubrani. Oczekiwania związane z zapewnieniem warunków komfortu cieplnego będą zatem różnorodne, a czasami nawet przeciwstawne. Gdy wziąć pod uwagę tylko temperaturę powietrza w salach widowiskowych, to niższe jej wartości są bardziej odpowiednie dla osób młodszych, zaś starsi ludzie czują się zdecydowanie lepiej w temperaturach wyższych. Podobnie kobiety, ze względu na sposób ubierania się, preferują temperatury wyższe niż mężczyźni. W omawianego typu obiektach przyjęcie systemu rozdziału (rozprowadzenia) powietrza w pomieszczeniu ma duży wpływ na odczucie dobrego mikroklimatu wnętrza. Przy niższych temperaturach powietrza zbyt duża jego prędkość będzie powodowała nieprzyjemne odczucia przeciągu. Jednocześnie mały ruch lub bezruch powietrza jest odbierany przez człowieka niekorzystnie. Powoduje uczucie zmęczenia i duszności a powietrze odczuwamy jako zatęchłe. Należy więc tak kształtować ruch powietrza, aby odczucia odbierane przez ludzi znajdujących się na spektaklach lub koncertach były możliwie najbardziej korzystne.

5. ORGANIZACJA WYMIANY POWIETRZA

Zasadniczym celem wentylacji/klimatyzacji w salach widowiskowych i audytoryjnych jest zapewnienie w strefie przebywania ludzi optymalnych warunków komfortu cieplnego. Osiągnięcie zamierzonego efektu wentylacji/klimatyzacji wymaga nie tylko dostarczenia do pomieszczenia odpowiedniego strumienia powietrza wentylującego, ale także spełnienia warunków właściwego przepływu powietrza przez to pomieszczenie. Wymiana powietrza nie powinna odbywać się w sposób przypadkowy, lecz musi być odpowiednio zorganizowana.

Strefa przebywania ludzi musi być stale omywana przez powietrze nawiewane, przy czym prędkość i temperatura powietrza powinny być tak dobrane, aby nie wywoływały odczucia nadmiernego chłodu, czyli tzw. zjawiska przeciągu. Powietrze wentylujące powinno być usunięte z pomieszczenia dopiero po całkowitym wykorzystaniu jego właściwości asymilacyjnych. W dużych salach o znacznym zagęszczeniu osób – a więc w salach audytoryjnych, koncertowych, teatralnych, kinowych – powietrze wentylujące powinno przepływać równomiernie przez całą strefę przebywania ludzi. Po zasymilowaniu wydzielającego się tam ciepła i innych zanieczyszczeń, powietrze zanieczyszczone należy możliwie krótką drogą usunąć z pomieszczenia.

Kierunek przepływu powietrza w salach widowiskowych i audytoryjnych może być różny, w zależności od usytuowania obiektu i architektury wnętrza. Należy jednak zawsze dążyć do przepływu wolnego od szumów i przeciągów. Stosowane są różnorodne systemy organizacji wymiany powietrza. O wyborze decyduje szereg uwarunkowań, zwykle architektoniczno – budowlanych (kształt pomieszczenia, aranżacja wnętrza, istnienie ścian zewnętrznych lub wewnętrznych, występowanie ekranów akustycznych).

Podstawowe systemy organizacji wymiany powietrza przy wentylacji mieszającej, spotykane w salach widowiskowych i audytoryjnych to:

- system (przepływ) góra - dół,
- system góra - góra,
- system dół - góra.

5.1. System organizacji wymiany powietrza typu góra-dół

Wypływające z elementów nawiewnych strumienie powietrza odznaczają się burzliwością i wysoką indukcyjnością. Mieszają się bardzo szybko z powietrzem pomieszczenia i w strefie przebywania ludzi powstaje niestacjonarny, trójwymiarowy ruch powietrza. Strefa, w której znajdują się widzowie lub słuchacze jest intensywnie i równomiernie przewietrzana.

W efekcie silnego mieszania temperatura powietrza dopływającego do strefy przebywania ludzi nie różni się więcej niż 2 K od średniej temperatury w strefie. Prędkość powietrza dopływającego do strefy powinna być utrzymywana w granicach 0,2 - 0,4 m/s, gdyż powietrze nawiewane musi pokonać prądy konwekcyjne powietrza unoszącego się do góry. Aby ruch powietrza odbywał się bez przeciągów, otwory wywiewne umieszczane są pod fotelami na całej powierzchni sali (zazwyczaj w stopniach między poszczególnymi poziomami podłogi), bądź w dolnych częściach ścian, tuż przy podłodze. Prędkości powietrza nie przekraczają zazwyczaj 1,0 m/s w otworach wywiewnych umieszczonych pod miejscami do siedzenia i 2,0 m/s, gdy otwory umiejscowione są w ścianach. Ograniczenia prędkości powietrza wywiewanego w elementach zakańczających wynikają przede wszystkim z wysokich wymagań akustycznych dla sal widowiskowych. System ten stwarza duże problemy, gdy sala wypełniona jest częściowo lub nierównomiernie.

Przy nawiewie do strefy górnej, powietrze przepływa przez całą wysokość pomieszczenia, pochłaniając wydzielane w pomieszczeniu ciepło i już jako podgrzane napływa do strefy roboczej. W okresie ciepłym taki układ pozwala nawiewać powietrze o temperaturze o kilka stopni niższej od temperatury powietrza w strefie pracy. W okresie zimnym natomiast można wykorzystać wewnętrzne zyski ciepła dla podgrzania powietrza nawiewanego. Zmniejsza się wówczas zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania powietrza nawiewanego. Mieszanie latem chłodnego powietrza nawiewanego z cieplejszym wewnętrznym, a w okresie zimowym bardziej nagrzanego nawiewanego z mniej nagrzanym wewnętrznym wywołuje w strefie przebywania ludzi wtórne prądy powietrza dające odczucie świeżości.

W omawianym systemie dobór nawiewników powinien być szczególnie staranny, wszechstronnie przeanalizowany. Dotyczy to przede wszystkim zasięgu strumienia powietrza, prędkości i jego temperatury w końcowej fazie, blisko strefy przebywania ludzi. Przy częściowym wypełnieniu sali występuje, nad strefą przebywania ludzi niekontrolowana i niestabilna cyrkulacja powietrza o różnym zasięgu. Podczas gdy przy prawidłowej pracy instalacji rozkład temperatury w kierunku od głowy do nóg jest w strefie przebywania ludzi równomierny, to przy niestabilnym przepływie może pojawić się gradient temperatury w kierunku poziomym i wówczas wystąpi niekorzystne zjawisko przeciągu.

Głównymi zaletami wentylacji mieszającej są przede wszystkim:

- możliwości zastosowania jej zarówno dla przypadku grzania jak i chłodzenia pomieszczenia;
- stabilny rozkład temperatury w poziomie jak i w pionie pomieszczenia;
- nieskomplikowane usytuowanie nawiewników w obrębie sufitu.

Wadami wentylacji mieszającej są:

- możliwość powstawania przeciągów, przy niewłaściwym dobraniu natężenia przepływu powietrza dla nawiewników lub przy ich niewłaściwym usytuowaniu [18];
- bardzo duże trudności z uzyskaniem stabilnych przepływów przy częściowym wypełnieniu sali.

W układzie wentylacji od góry ku dołowi powietrze może być nawiewane za pomocą nawiewników szczelinowych czy anemostatów, bądź w systemie strumieniowym przy pomocy dysz lub innych podobnie wykonanych nawiewników. Wybór systemu zależy zasadniczo od układu architektoniczno-budowlanego sali, a przede wszystkim od jej wysokości i możliwości umieszczenia elementów nawiewnych. Wpływ powietrza z wymienionych powyżej elementów zakańczających został szczegółowo opisany w teorii burzliwej strugi zatopionej.

5.1.1. Właściwości strug nawiewnych izotermicznych

Struga powietrza nie jest ograniczona żadną stałą przegrodą, lecz otoczona jest z jednej lub wielu stron względnie nieruchomym powietrzem o zbliżonej temperaturze. Po opuszczeniu z pewną prędkością otworu nawiewnego, kontynuuje swój ruch w powietrzu wypełniającym pomieszczenie jako struga zatopiona. Na styku strugi z nieruchomym powietrzem wypełniającym pomieszczenie, na jej obwodzie tworzy się warstwa graniczna, zaś jej wewnętrzną granicę stanowi jądro charakteryzujące się stałą prędkością powietrza. Zależnie od kształtu otworu, przez który powietrze jest dostarczane do pomieszczenia, struga powietrza może mieć charakter strugi osiowo-symetrycznej, płaskiej, promieniowej (wachlarzowej) oraz strugi wirującej.

W strugach nawiewnych, stosowanych w technice wentylacyjnej i klimatyzacyjnej, charakter ruchu powietrza jest zawsze turbulentny. Granicą ruchu laminarnego jest [37]:

- dla strug płaskich (wypływ z otworu o stosunku boków mniejszym niż 1:10)

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = 1200 \quad (5.1)$$

gdzie:

v – prędkość przepływu powietrza odniesiona do całkowitego przekroju nawiewnika, m/s

d – średnica otworu nawiewnego, m

ν – współczynnik lepkości kinematycznej, m²/s

- dla wypływu z otworów nie będących szczelinami:

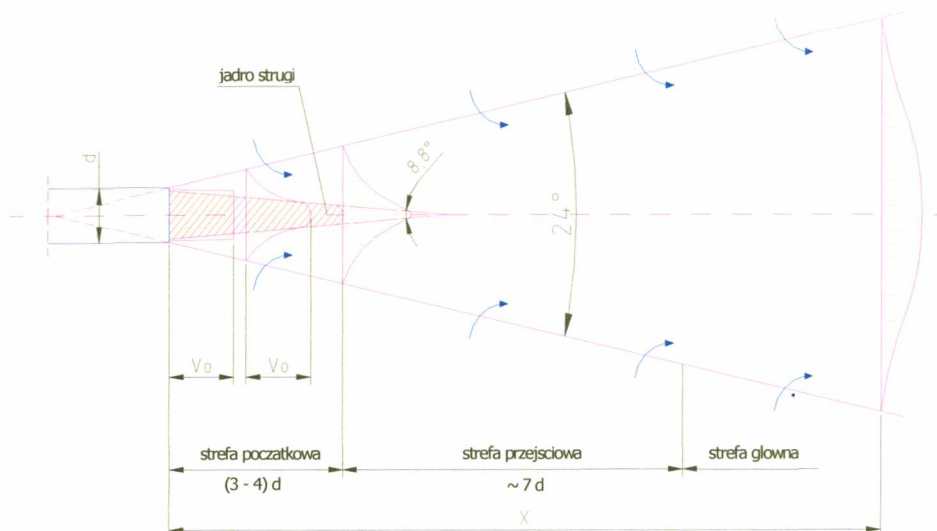
$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = 2400 \quad (5.2)$$

Struga burzliwa po wyjściu z otworu stopniowo się rozszerza, przekrój jej wzrasta, natomiast prędkość maleje. Przy ruchu burzliwym cząsteczki powietrza, poza ruchem zgodnym z kierunkiem strugi, wykonują również nieuporządkowane ruchy poprzeczne do kierunku głównego, wywołując wymianę masy i pędu. To właśnie wskutek ruchów poprzecznych, cząsteczki powietrza wychodzą poza zasadniczą strugę, przenoszą do warstwy granicznej pewną ilość energii ruchu i porywają cząsteczki nieruchomego powietrza w kierunku strumienia. Na ich miejsce napływają cząstki z obszaru nieruchomego, działając jednocześnie hamując na ruch granicznej (zewnętrznej) warstwy strugi oraz przyczyniając się do wzrostu jej grubości. Wobec tego warstwa graniczna staje się coraz grubsza, a jądro maleje aż w końcu zanika. Strefę początkową stanowi część strugi od jej początku do przekroju, w którym następuje zanik jądra. W strefie tej prędkość osiowa jest stała i równa prędkości osiowej w otworze wylotowym. Wokół jądra można zaobserwować zwiększającą się w miarę oddalania od otworu przestrzeń wypełnioną powietrzem będącym mieszaniną powietrza nawiewanego i powietrza pochodzącego z pomieszczenia, do którego powietrze jest nawiewane. Po niej następuje strefa przejściowa, która poprzedza strefę główną ciągnącą się aż do zaniku strugi. Strefa przejściowa jest prawie dwukrotnie dłuższa od strefy początkowej. W obrębie tej strefy rozpoczyna się właściwe formowanie strugi swobodnej.

W głównej strefie prędkość osiowa maleje odwrotnie proporcjonalnie do odległości od otworu wylotowego. Jest to obszar, w którym dominuje przepływ o charakterze burzliwym, generowanym głównie przez siły lepkości w warstwie granicznej pomiędzy poruszającą się strugą a nieruchomym otoczeniem. Strefa główna jest podstawową częścią strugi swobodnej, w której kształt strugi ograniczony jest powierzchniami tworzącymi; kąt pomiędzy tymi tworzącymi jest na całej długości strefy głównej stały i zależy tylko od geometrii otworu. W strudze nawiewnej natężenie przepływu stale wzrasta, a ciśnienie statyczne pozostaje bez zmian.

Geometrycznie najprostszą budową charakteryzują się strugi wypływające z otworów kołowych, rysunek 12. Strugi te mają kształt stożka obrotowego o wierzchołku leżącym przed otworem wylotowym. Kąt rozwarcia stożka granicznego jest tym większy, im bardziej burzliwy charakter ma ruch powietrza w otworze wylotowym. Zasadniczo wartość tego kąta oscyluje blisko 24° . Jądro strugi jest ograniczone smukłą paraboloidą, której boczne powierzchnie mogą być zastąpione również przez stożek o kącie rozwarcia $\sim 9^\circ$. Przekroje

poprzeczne strug wypływających z otworów kwadratowych szybko ulegają zaokrągleniu i już w niewielkiej odległości od otworu wylotowego przybierają kształt kołowy.



Rys. 12. Schemat strugi izotermicznej wypływającej z otworu kołowego [48]

W przypadku strug wypływających z otworów prostokątnych, przybierają one najpierw w poprzecznych przekrojach kształt eliptyczny, a w miarę oddalania się od otworu elipsy stają się coraz bardziej zbliżone do koła. W pewnej odległości od otworu wylotowego kształty strug wypływających z otworów kołowych, kwadratowych i prostokątnych stają się identyczne, a kąt rozwarcia stożka granicznego zbliża się do 24° [48]. Zależność prędkości osiowej od odległości od wylotu dla strugi osiowo – symetrycznej wynosi [36]:

$$\frac{v_{x \max}}{v_{br}} = 7,1 \cdot \frac{\sqrt{F_{br}}}{x} \quad (5.3)$$

w której:

$v_{x \max}$ – prędkość osiowa strumienia w odległości x od wylotu, m/s

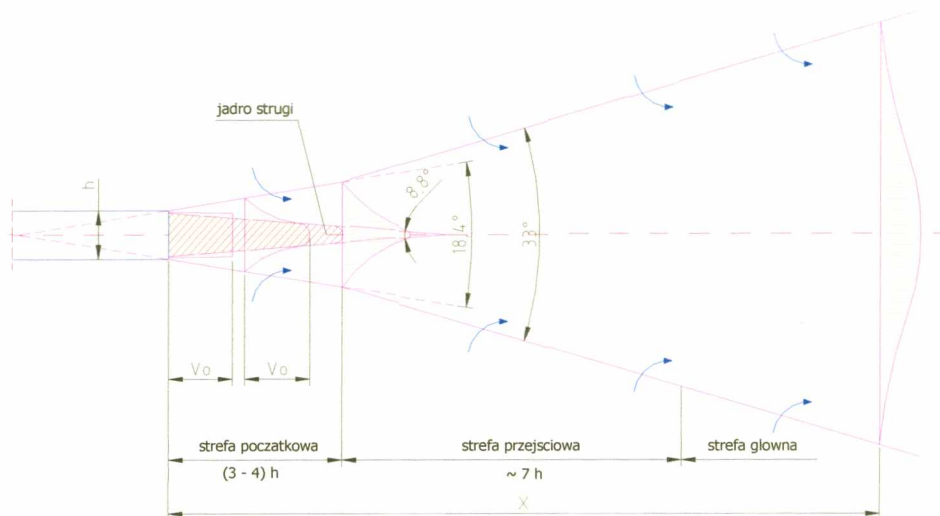
v_{br} – średnia prędkość wypływu powietrza w przekroju brutto wylotu, m/s

F_{br} – powierzchnia brutto otworu wypływu, m²

x – odległość od wylotu, m.

Na rysunku 13 przedstawiono przekrój strugi płaskiej, którą tworzy powietrze wypływające ze szczeliny. Struga płaska ma w tym przekroju budowę bardzo podobną do przekroju osiowej strugi stożkowej. Tutaj jednak kąt rozwarcia pomiędzy płaszczyznami ograniczających strefę główną i przejściową wynosi 33°. W obszarze strefy początkowej kąt pomiędzy płaszczyznami granicznymi jest mniejszy i wynosi ~ 18°. Ponieważ struga płaska jest zasilana tylko z dwóch stron, dlatego spadek prędkości zachodzi w niej wolniej niż w

strugach stożkowych. Długość jądra i strefy początkowej wynosi od 3 do 4 wysokości szczeliny, natomiast długość strefy przejściowej jest około dwukrotnie dłuższa.



Rys. 13. Schemat izotermicznej strugi płaskiej [48]

Zależność prędkości osiowej od odległości od wylotu dla strugi płaskiej opisuje zależność [36]:

$$\frac{v_{x \max}}{v_{br}} = 2,8 \cdot \sqrt{\frac{h}{x}} \quad (5.4)$$

w której:

$v_{x \max}$ – prędkość osiowa strumienia w odległości x od wylotu, m/s

v_{br} – średnia prędkość wypływu powietrza w przekroju brutto wylotu, m/s

h – wysokość szczeliny, m

x – odległość od wylotu, m.

Strugi nie posiadające charakterystycznych cech strug osiowo-symetrycznych ani strug płaskich, literatura określa mianem strug przestrzennych. Strugi przestrzenne powstają przy wypływie powietrza z otworów prostokątnych o stosunku boków $1 < b/h < 40$. W strefie początkowej profile prędkości są podobne w obu podstawowych osiach symetrii, lecz w strefie przejściowej podobieństwo do rozkładu prędkości w strudze osiowo-symetrycznej można zaobserwować tylko w płaszczyźnie krótszej osi. Spadek prędkości osiowej w strefie głównej strugi przestrzennej opisuje zależność, w której $K_v = 7,2$:

$$\frac{v_{x \max}}{v_{br}} = \frac{K_v}{\sqrt{\frac{x}{F_{br}}}} \quad (5.5)$$

Jeśli przed opuszczeniem otworu nawiewnego spowodujemy zawirowanie strugi, wówczas uzyskamy szybszą ekspansję strugi powietrza oraz szybki spadek prędkości osiowej. Powyżej pewnej krytycznej wartości zawirowania, możliwe jest otrzymanie strugi rozprzestrzeniającej się przy powierzchni leżącej w tej samej płaszczyźnie, co otwór nawiewny. Ten rodzaj strug nawiewnych spotyka się w przypadku doprowadzania powietrza przez nawiewniki podłogowe do pomieszczeń o znacznych zyskach ciepła jawnego lub wirowe nawiewniki sufitowe do pomieszczeń przemysłowych i użyteczności publicznej, charakteryzujących się dużą zmiennością obciążenia cieplnego w ciągu roku. Profil prędkości w kierunku osiowym jest opisany zależnością:

$$\frac{v}{v_{x \max}} = \exp(-k\Lambda^2) \quad (5.6)$$

gdzie:

Λ - jest stosunkiem promienia do odległości (wzdłuż osi) od teoretycznego źródła strugi r/x ;

k - stała, zależna od liczby zawirowania S .

$$S = \frac{T}{r_o M} \quad (5.7)$$

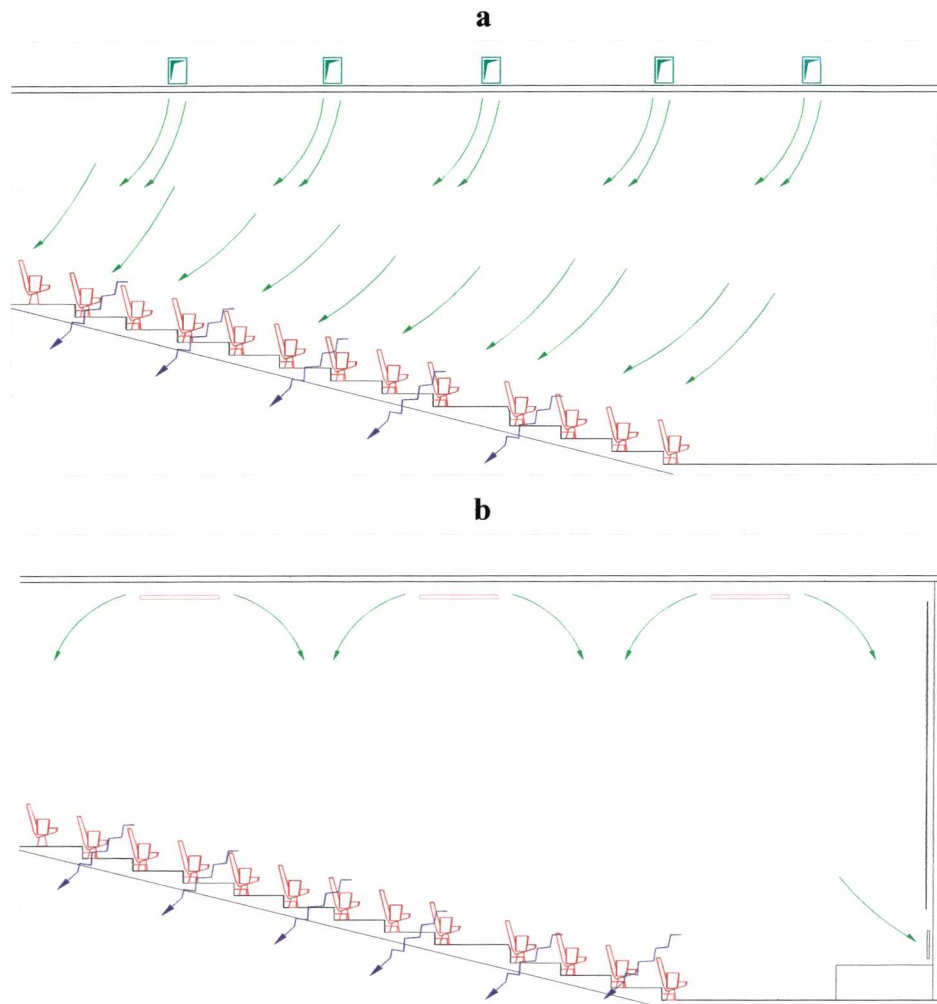
M - pęd osiowy strugi,

T - pęd kątowy strugi,

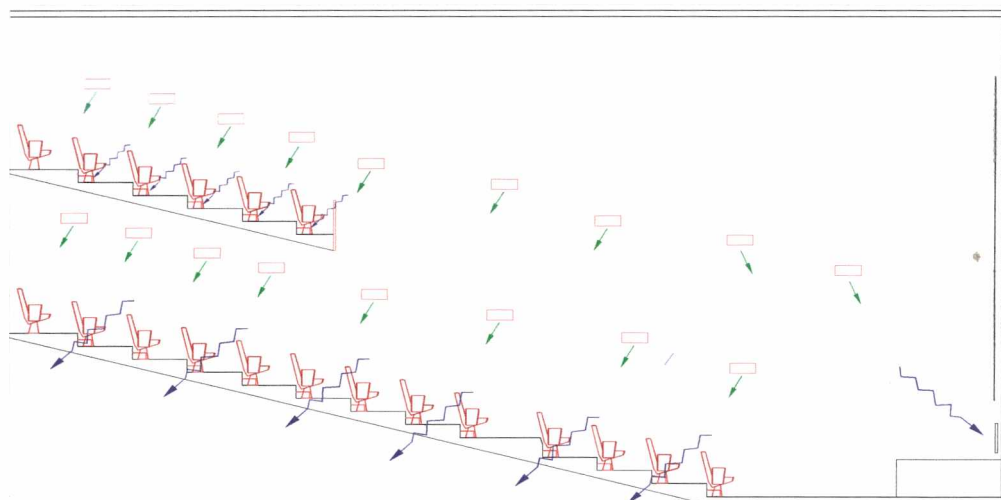
r_o - promień otworu nawiewnego, m.

5.1.2. System mieszający z wykorzystaniem szczelin nawiewnych i anemostatów

Na rysunku 14 przedstawiono schemat organizacji wymiany powietrza typu góra - dół. Nawiew powietrza realizowany jest pionowo w dół lub ukośnie przez szczeliny - rysunek 14a względnie do przestrzeni międzystropowej i w dół przez anemostaty - rysunek 14b, zamontowane w suficie podwieszonym. „Nietypowy” schemat systemu wentylacji sali w układzie z „góry ku dołowi” przedstawiono na rysunku 15. Nawiew odbywa się przez kratki umieszczone w ścianach bocznych (wentylacja pozioma). W tym rozwiązaniu odpada problem sufitu podwieszonego czy dość kłopotliwej, szczególnie ze względów akustycznych, obudowy kanałów wentylacyjnych. Wymaga on jednakże ścisłych ustaleń z architektem wnętrz i ostrożnego doboru samych elementów nawiewnych. Ze względu na niekorzystny, boczny kierunek napływu powietrza do strefy przebywania ludzi, powinno przed napływem do strefy przebywania ludzi wymieszać się z powietrzem w pomieszczeniu i z małą prędkością omywać strefę nie powodując odczucia przeciągu.

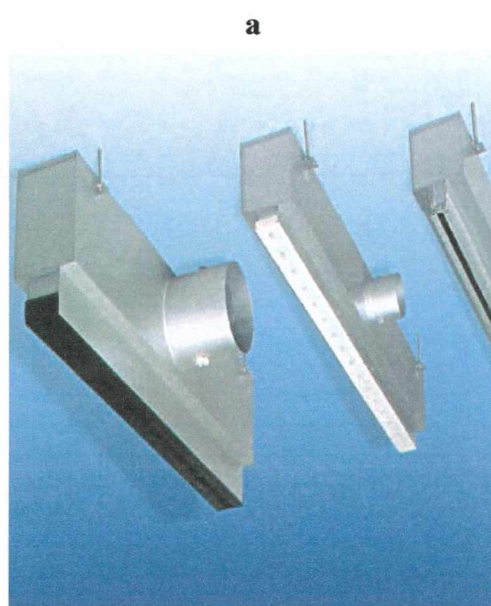


Rys. 14. Organizacja wymiany powietrza typu góra-dół w systemie dyfuzyjnym ze szczelinami nawiewnymi (a) oraz anemostatami (b)



Rys. 15. Nawiew powietrza ze ścian bocznych [56]

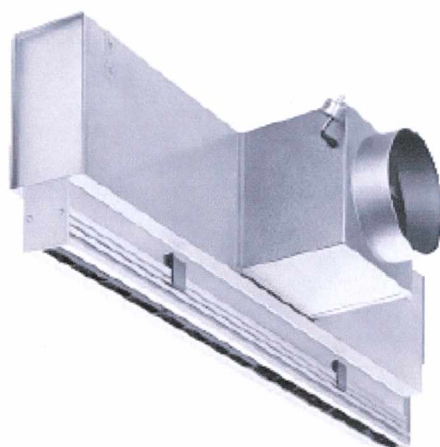
Ponadto przy nawiewie bocznym stan powietrza pogarsza się z kierunkiem przepływu, a powstające prądy konwekcyjne mogą spowodować, że powietrze nawiewane nie dopłynie do części środkowej pomieszczenia [37].



TYP IN-N *KRANTZ*



TYP DD-N *KRANTZ*



TYP VSD 35 *TROX*



TYP VDZ *TROX*

Rys. 16. Przykładowe elementy nawiewne: szeliny (a) oraz anemostaty (b) [TROX, KRANTZ]

Przykłady elementów nawiewnych systemu dyfuzyjnego zostały przedstawione na rysunku 16. Należą do nich szeliny nawiewne (tzw. nawiewniki liniowe) oraz anemostaty. Przeznaczone są do montażu swobodnego lub w suficie. Posiadają zazwyczaj skrzynki przyłączeniowe wyłożone izolacją akustyczną i wyposażone są w przepustnice regulacyjne. Podłączenie skrzynek do instalacji odbywa się zazwyczaj za pomocą elastycznego przewodu przyłączeniowego.

Szczeliny nawiewne o przemiennie wypływającym strumieniu powietrza posiadają duże zdolności indukowania powietrza z pomieszczenia. Mogą pracować ze stałym lub zmiennym przepływem powietrza (zakres stabilności strumienia wg danych katalogowych producentów wynosi od 30% do 100% $V_{\max}$), które może być nawiewane o temperaturze niższej lub wyższej od temperatury powietrza w pomieszczeniu. Dzięki regulacji kąta wypływu strugi w zakresie 0° (pionowo) do 90° (poziomo) istnieje możliwość nawiewu powietrza przez te elementy w dowolnym kierunku.

Anemostaty cechuje promieniowe, mocno zawirowane rozprzestrzenianie się strug powietrza. Dzięki wykorzystaniu mieszania się strugi nawiewnej z powietrzem w pomieszczeniu, anemostaty przeznaczone są raczej do nawiewu powietrza chłodniejszego o temperaturze niższej od temperatury w pomieszczeniu. Maksymalna różnica temperatury przy chłodzeniu nie powinna przekraczać 12 K. Przy ogrzewaniu pomieszczeń maksymalna temperatura powietrza nawiewanego nie powinna być wyższa od temperatury w pomieszczeniu o więcej niż 5 K. Istnieje bowiem ryzyko gromadzenia się nawiewanego, cieplejszego powietrza w górnej strefie pomieszczenia, znacznie powyżej strefy przebywania ludzi.

Niektóre rozwiązania konstrukcyjne posiadają jednak możliwość zmiany kierunku wypływu od poziomego do pionowego, a co za tym idzie także zmiany zasięgu strugi. To właśnie konieczność uzyskania odpowiedniego zasięgu strugi wymusiła stosowanie nawiewników o zmiennej charakterystyce wypływu. W trakcie nawiewania powietrza o temperaturze niższej od temperatury w pomieszczeniu struga kierowana jest poziomo, równoległe do powierzchni sufitu. Utrzymanie takiego kierunku w czasie ogrzewania, powodowałoby wspomniane tworzenie się pod stropem warstwy ciepłego powietrza i tym samym zmniejszałoby efektywność procesu ogrzewania. Skierowanie strumienia w dół pomieszczenia, przeciwdziała siłom wyporu i zwiększa skuteczność przewietrzania strefy przebywania ludzi. Jest kilka sposobów zmiany charakterystyki nawiewnika polegających na:

- ♦ zmianie ustawień łopatek kierujących,
- ♦ wprowadzaniu dodatkowych kierownic powietrza,
- ♦ przemieszczaniu wewnętrznego pierścienia, który wprowadza dodatkowy strumień kierujący w centralną część nawiewnika.

Zmiany ustawienia elementów nawiewnych mogą być dokonywane:

- *ręcznie* - przez obsługę obiektu (sposób najtańszy inwestycyjnie, lecz najbardziej uciążliwy w eksploatacji);

- *zdalnie* - w przypadku nawiewników posiadających elementy wykonawcze (siłowniki) bez układu sterującego, przełączanie odbywa się w układzie lato – ochładzanie / zima – ogrzewanie, bez możliwości ciągłej kontroli parametrów w pomieszczeniu;
- *całkowicie automatycznie* - przy współpracy z układem automatycznej regulacji i sterowania w zależności od różnicy temperatur między powietrzem nawiewanym i powietrzem w pomieszczeniu; zapewniając płynną zmianę charakterystyki strumieni nawiewanych [38].

Płynna regulacja pracy nawiewników (najbardziej kosztowna) zapewnia skrócenie czasu nagrzewania pomieszczenia i ograniczenie zużycia energii do uzdatniania nawiewanego powietrza. Tego rodzaju nawiewniki mogą mieć zatem zastosowanie w pomieszczeniach wysokich, charakteryzujących się dużymi wahaniami obciążenia cieplnego, do których należą sale audytoryjne, widowiskowe czy koncertowe. Znaczny koszt takiego systemu regulacji sprawia, że obecnie rzadko stosowane są anemostaty regulowane. Ponadto konieczność zapewnienia dostępu serwisowego do elementów regulacyjnych wymaga dodatkowych nakładów inwestycyjnych na pozostałą infrastrukturę techniczną związaną z instalacjami powietrznymi (pomosty techniczne, ruchome wózki czy gondole).

We wszystkich przedstawionych powyżej rozwiązaniach systemów organizacji wymiany powietrza elementy wywiewne znajdują się pod miejscami do siedzenia, na całej powierzchni sali, najczęściej w pionowej części stopni. Dopuszcza się także umieszczenie otworów wywiewnych w bocznych ścianach, ale tylko w przypadku stosunkowo wąskich sal. Gdy wentylowana sala jest szeroka, to istnieje niebezpieczeństwo, że ruchy konwekcyjne w środkowej części sali uniemożliwią dopływ części nawiewanego powietrza do dołu sali i wówczas w tej części mogą pogorszyć się znacząco warunki komfortu [56].

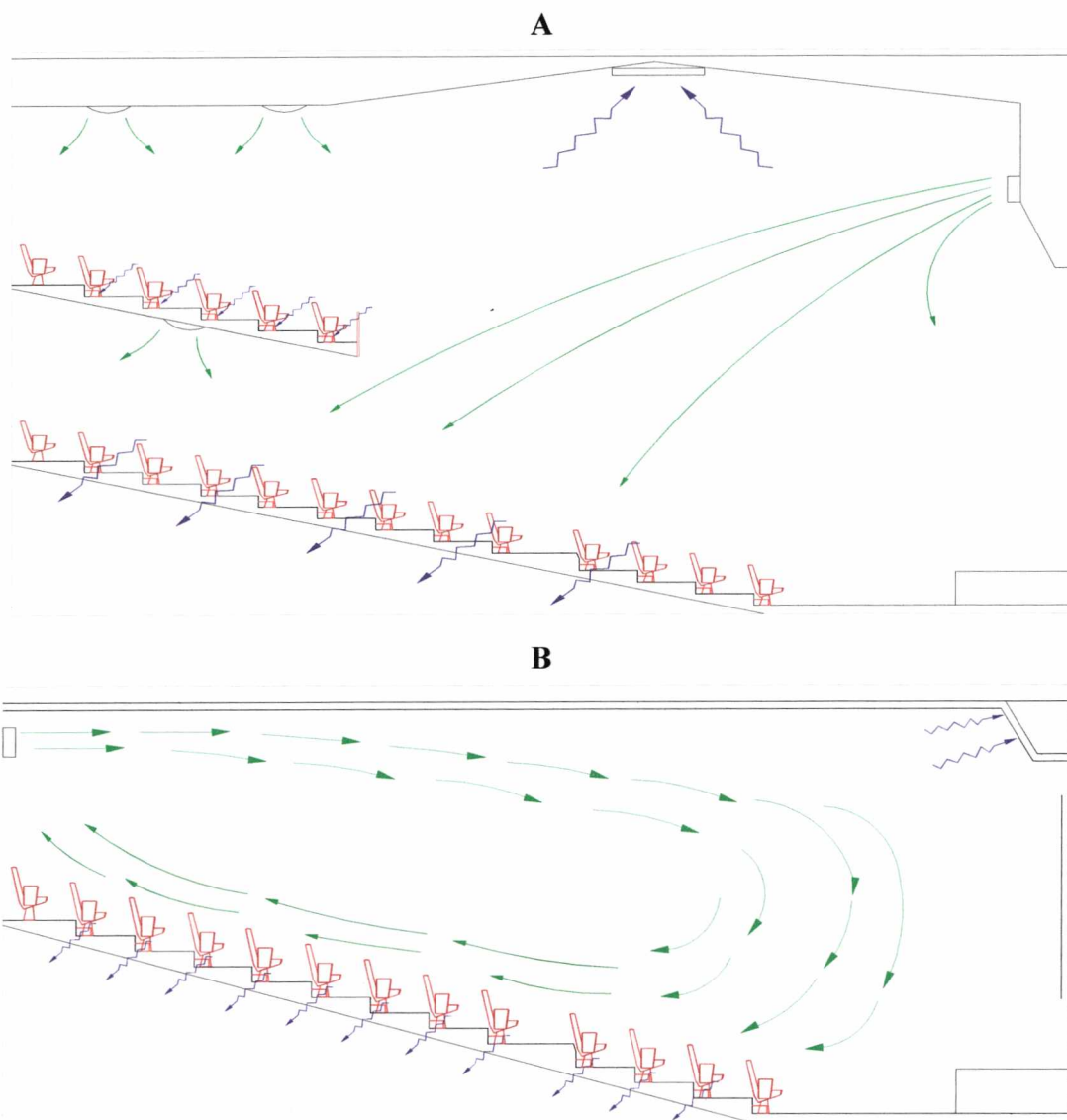
5.1.3. System strumieniowy

W nawiewie strumieniowym powietrze wypływa z dużą prędkością (6-10 m/s) z dysz umieszczonych na wysokości 3,5 – 5 m nad podłogą. Przestrzeń nad strefą przebywania ludzi jest strefą mieszania się strumieni powietrza nawiewanego z ciepłym powietrzem wewnętrznym z pomieszczenia unoszącym się do góry. Ze względu na dużą prędkość wypływu, indukcja powietrza jest tu bardzo intensywna. Do strefy przebywania ludzi trafia mieszanina powietrza nawiewanego o dość niskiej temperaturze początkowej i ciepłego powietrza wewnętrznego, zgromadzonego w górnej części sali. Temperatura powietrza nawiewanego, wypływającego z dysz, może zawierać się w granicach 14 – 16° C [25].

Dla zapobieżenia objawom przeciągu, powodowanych dużą indukcją, zaleca się umieszczenie wylotów z dysz (lub innych tego rodzajów nawiewników) powyżej 3,5 m od podłogi [51]. Ponadto w związku z koniecznością stosowania nawiewu powietrza o wysokich prędkościach wylotowych, należy zwrócić uwagę na zagadnienie głośności tego typu elementów nawiewnych. Dysze muszą być starannie wykonane, a ich konstrukcja musi być taka, aby hałas spowodowany wypływem powietrza przez te elementy można było uznać za znikomy. Problem ten dotyczy przede wszystkim sal audytoryjnych i koncertowych, charakteryzujących się podwyższonymi wymaganiami akustycznymi. Nawiew strumieniowy może odbywać się z przodu lub od tyłu sali, przez dysze równomiernie rozmieszczone pod sufitem. Schematy takiego rozwiązania przedstawiono na rysunku 17.

W wentylacji strumieniowej z nawiewem od przodu sali (rysunek 17a) realizuje się zasadę, że ruch powietrza powinien odbywać się ku twarzy widza, a nie odwrotnie [48]. Jest to rozwiązanie tanie i pozwala na łatwe uzyskanie wyrównanego pola prędkości i temperatur w strefie przebywania ludzi. Badania przeprowadzone przez *Mierzwińskiego* i *Majerskiego*, których wyniki zamieszczone zostały w [37] pokazały, że przy takiej organizacji wymiany powietrza w salach, przepływ był silnie zakłócony w znacznej części strefy przebywania ludzi. Pojawiły się tam niekontrolowane ruchy cyrkulacyjne powietrza od tyłu ku przodowi sali, a więc działające niekorzystnie na przebywających tam widzów czy słuchaczy i powodujące u nich nieprzyjemne odczucia przeciągów. Człowiek bowiem jest bardzo wrażliwy na przepływ powietrza skierowany na kark. Cytowani powyżej autorzy zalecają w [37] nawiew powietrza od tylnej ściany pomieszczenia przez równomiernie rozmieszczone otwory nawiewne tuż pod sufitem (rysunek 17b).

Przy spełnieniu warunku, aby strugi nawiewne charakteryzowały się właściwym poziomem energii, pomimo nawiewu powietrza od tyłu sali, strefa przebywania ludzi jest przemywana powolnymi strumieniami powrotnymi o wyrównanym profilu prędkości w całym rzucie sali, skierowanymi na twarze siedzących tam widzów. W strefie przebywania ludzi powstaje także wyrównane i stabilne pole temperatur. W tym systemie usytuowanie otworów wywiewnych ma także wpływ na kształtowanie się rozdziału powietrza w pomieszczeniu. Najlepsze efekty uzyskuje się rozmieszczając równomiernie otwory wywiewne w stopniach amfiteatru, przez które usuwać należy 70 – 85 % powietrza nawiewanego, oraz pod stropem sali, w celu usunięcia pozostałego powietrza. Szczegółowy opis tego systemu został podany w [37]. Te rozwiązania zostały już zarzucone, albowiem przy nawiewie chłodnych strumieni, a zwłaszcza przy częściowym wypełnieniu sali strumienie nawiewane opadają już na środku sali i następuje nieprzyjemny nawiew od tyłu.

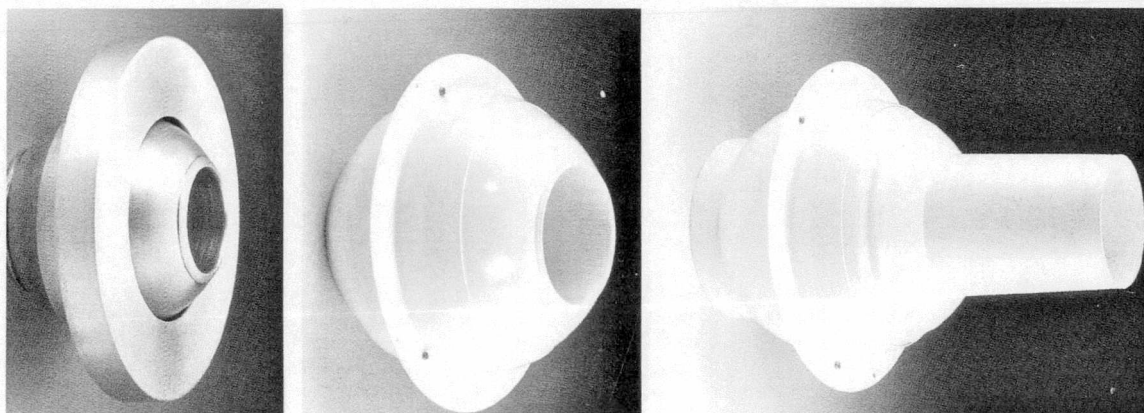


Rys. 17. Organizacja wymiany w systemie strumieniowym: nawiew od strony sceny (a),
nawiew od tyłu sali (b)

Wypada w tym miejscu jeszcze raz podkreślić fakt, że proponowane rozwiązanie organizacji wymiany powietrza typu góra-dół zasadniczo sprzeciwia się prawom fizyki, bowiem zużyte powietrze, po zasymilowaniu zysków ciepła od ludzi i innych źródeł, ma naturalne tendencje do unoszenia się ku górze wskutek ruchów konwekcyjnych. Ponadto stosując taki rozdział powietrza w pomieszczeniu, przy tylko częściowym jego wypełnieniu należy zawsze liczyć się z niekontrolowanymi rozpływami powietrza spowodowanymi lokalnymi, cyrkulacyjnymi jego ruchami nad siedzącymi widzami czy słuchaczami.

Przykładowe elementy nawiewne systemu strumieniowego – dysze (elementy nawiewne bardzo zbliżone do okrągłego, nieuzbrojonego otworu), zostały przedstawione na rysunku 18. Mogą być stosowane pojedynczo lub w bateriach dysz o bardzo dużej wydajności łącznej.

Montowane są pojedynczo zazwyczaj w skrzynce rozprężnej, zaś grupowo w zbiorczych przewodach wentylacyjnych będących kolektorami zasilającymi. Regulacja kąta nachylenia strumienia zawiera się w zakresie $0 - 30^\circ$. Zalecana maksymalna różnica temperatury między powietrzem nawiewanym a tym w pomieszczeniu, zarówno przy ogrzewaniu jak i przy ochładzaniu, wynosi ± 8 K. Możliwość zastosowania tych elementów do nawiewu ciepłego i ochłodzonego powietrza przy stałym ich ustawieniu jest ograniczona.



TYP DK-O

TYP DK

TYP DD

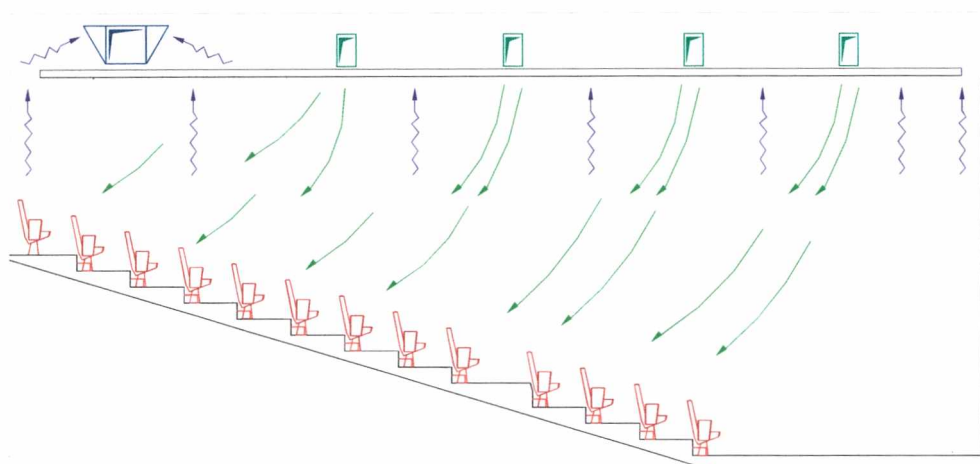
Rys. 18. Przykładowe elementy nawiewne systemu strumieniowego – dysze [FLAKT - BOVENT]

Jednak, podobnie jak w przypadku anemostatów o zmiennej charakterystyce strumienia, istnieją elementy nawiewne dalekiego zasięgu o zmiennym kierunku wypływu strugi. Nawiewniki takie mają możliwość zmiany kąta płaszczyzny wylotu w stosunku do jego osi w zakresie $0 - 20^\circ$. Pozwala to na dokładne dostosowanie strugi do warunków jej rozwijania się na drodze od wylotu do strefy przebywania ludzi. Możliwość oddziaływania na kierunek przepływu powietrza zwiększa znacznie elastyczność pracy całego systemu, reagującego w sposób płynny na zmieniające się warunki w pomieszczeniu.

5.2. System organizacji wymiany powietrza typu góra-góra

W organizacji wymiany powietrza typu góra – góra (rysunek 19), sposób nawiewu powietrza do pomieszczenia jest podobny, jak w systemie typu góra – dół. Powietrze nawiewane miesza się z powietrzem z sali i dopływa do strefy przebywania ludzi o parametrach zapewniających komfort cieplny, to jest o temperaturze różniącej się co najwyżej o 2 K od temperatury w strefie przebywania ludzi. Prędkość w strefie przebywania ludzi ma być w granicach 0,2 - 0,4 m/s. Zaleca się stosowanie szczelin lub anemostatów. Po częściowej asymilacji ciepła i wilgoci w strefie przebywania ludzi, wspomagane prądami konwekcyjnymi powietrze wywiewane unoszone jest do obszaru podstropowego, skąd przepływa do

przestrzeni międzystropowej, szczelinami umieszczonymi na obwodzie stropu podwieszonego. Można zastosować także kratki kontaktowe rozmieszczone w stropie bądź obudowy lamp specjalnie do tego celu przystosowane. Ostatnia propozycja dotyczy przede wszystkim sal audytoryjnych, w których coraz częściej stosowane jest oświetlenie halogenowe, wydzielające punktowo znaczne ilości ciepła. Z przestrzeni międzystropowej powietrze zasysane jest przez układ wywiewny. W ten sposób usuwane są znaczne ilości ciepła pochodzącego od widzów oraz wydzielanego przez elementy oświetlenia, które w postaci „cieplej warstwy” zalega w górnej części sali.

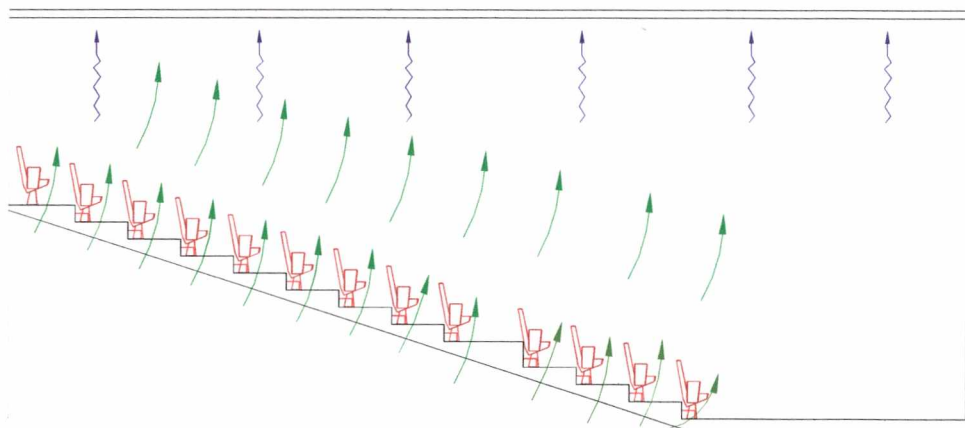


Rys. 19. Organizacja wymiany powietrza typu góra-góra

Inne rozwiązanie polega na nawiewie powietrza przy ścianach zewnętrznych pionowo w dół, zaś jego wywiew górą bezpośrednio spod stropu pomieszczenia. Taki system organizacji wymiany powietrza dotyczy w zasadzie bardzo specyficznej pod względem architektonicznym grupy pomieszczeń widowiskowych, które posiadają szerokie boczne dojścia do rzędów. Przy nawiewie pionowo w dół istnieje bowiem duże prawdopodobieństwo wystąpienia nieprzyjemnych odczuć u widzów lub słuchaczy nie tylko siedzących w rzędach, ale i spacerujących przejściami. Wywiewanie powietrza z górnej części pomieszczenia (pod jego stropem) pozwala na szybkie usunięcie zbędnych zysków ciepła pochodzących od ludzi i oświetlenia. Rozprowadzenie instalacji nawiewnej i wywiewnej wzdłuż ścian zewnętrznych umożliwia zrezygnowanie ze stropu podwieszonego na całej powierzchni. Obudowane są jedynie kanały wentylacyjne. Ze względu na niekorzystny wpływ na akustykę pomieszczenia, takie rozwiązanie jest rzadko stosowane.

5.3. System organizacji wymiany powietrza typu dół-góra

Pierwszy obiekt (teatr) z nawiewem od dołu i wywiewem górą został zbudowany już w 1938 roku [58]. Jednak dopiero obecnie takie rozwiązanie znajduje coraz więcej zwolenników. W pomieszczeniach, w których występują duże zyski ciepła, szczególnie od ludzi, jest to praktycznie najkorzystniejszy układ. Praca instalacji wentylacyjnej/klimatyzacyjnej wspierana jest tu przez naturalne zjawisko konwekcji i rośnie jej efektywność działania. Uzdatnione powietrze doprowadzane jest do nawiewników indywidualnych, najczęściej przez przestrzeń w podwójnej podłodze. Nawiewniki mogą być umieszczone w podłodze, stopniach schodów, podstawach foteli, głowicach nawiewnych, przednich ścianach pulpity. Nawiew powietrza powinien odbywać się z prędkością mniejszą niż 0,4 m/s. Powietrze wypływając z tych nawiewników omywa równomiernie strefę przebywania ludzi. Do każdego nawiewnika doprowadzany jest strumień powietrza wynikający z wymagań higienicznych i potrzeb komfortu cieplnego. Wywiew powietrza następuje bezpośrednio spod stropu. W układzie wentylacji z dołu ku górze nawiewane jest zazwyczaj powietrze o temperaturze 18 – 20°C. Temperatura powietrza nawiewanego jest bliższa temperaturze powietrza wymaganej w strefie przebywania ludzi niż w przypadku nawiewu z góry do dołu, ponieważ nawiewane powietrze trafia bezpośrednio do tej strefy. W strefie przebywania ludzi, na drodze od poziomu stóp do poziomu głowy, następuje przyrost temperatury rzędu 1 – 2 K. Każda osoba oddaje do otoczenia ciepło oraz parę wodną, w efekcie czego powstają konwekcyjne prądy powietrza skierowane ku górze, o prędkości 0,1 – 0,2 m/s.



Rys. 20. Organizacja wymiany powietrza typu dół-góra

Następnie powietrze przepływa przez całą wysokość pomieszczenia do otworów wywiewnych, pochłaniając ciepło i inne zanieczyszczenia [18]. Rysunek 20 obrazuje schemat organizacji wymiany powietrza typu dół – góra.

Zalety takiej organizacji wymiany powietrza są następujące:

- powietrze docierające do ludzi to świeże powietrze zewnętrzne, w odróżnieniu od powietrza w systemie nawiewu górnego, które zanim dotrze do strefy ludzi, ulega mieszanii z powietrzem wewnętrznym [5];
- mała jest koncentracja zanieczyszczeń w strefie przebywania ludzi [18];
- znikoma jest wrażliwość strumienia nawiewanego powietrza na zakłócenia wynikające z prądów konwekcyjnych, powstającymi nad siedzącymi ludźmi [5]. Te prądy konwekcyjne są silne i powodują niemożliwe do przewidzenia zakłócenia przy nawiewie górnym. Przy nawiewie dolnym, różnica temperatur pomiędzy powietrzem wewnętrznym a nawiewanym jest znacznie mniejsza, stąd też struga powietrza jest bardzo stabilna;
- małe są prędkości przepływu powietrza i mały stopień turbulencji [18];
- mniejszy może być strumień powietrza na osobę, a zatem mniejsze koszty jego uzdatniania i transportu [25].

Wady systemu są następujące:

- konieczność bardzo starannego doboru nawiewników, co wynika z faktu, że są zamontowane w odległości kilkudziesięciu centymetrów od ludzi;
- przy dużych obciążeniach cieplnych występuje duży gradient temperatury na wysokości pomieszczenia [18];
- konieczność zachowania dobrej czystości podłóg [25];
- często wymagane jest stosowanie przestrzeni międzypodłogowej, pełniącej rolę komory ciśnieniowej.

System organizacji wymiany powietrza typu dół – góra najczęściej kojarzony jest z wentylacją źródłową. Pomijany jest natomiast system mikroklimatyczny mający zastosowanie w salach audytoryjnych, zebrań czy posiedzeń. Dlatego też interesującym wydaje się być podział organizacji wymiany powietrza z dołu do góry wprowadzony przez *Halupczoka* w [17]. Zgodnie z [17] powietrze nawiewane może być:

- z wytwarzaniem strefy mikroklimatu – powietrze nawiewane jest w obrębie głowy widza czy słuchacza przez:
 - nawiewniki pulpitowe;
 - nawiewniki fotelowe;

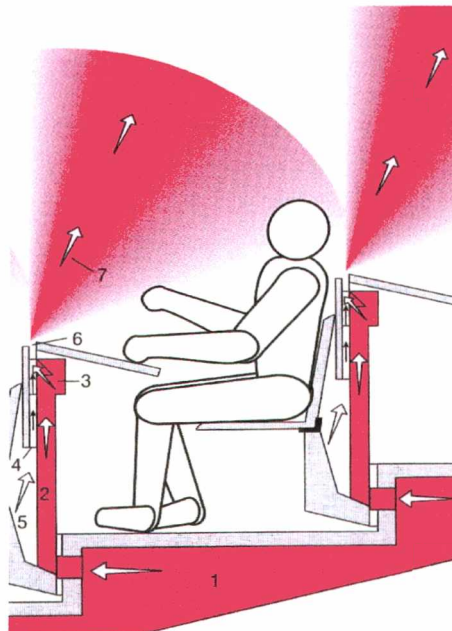
➤ z wytwarzaniem przepływu „wyporowego” (źródłowego) – powietrze nawiewane jest pod fotelami przy użyciu:

- nawiewników umieszczonych w stopniach pomiędzy poszczególnymi poziomami podłogi;
- nawiewników podłogowych;
- nawiewników umieszczonych w stopach foteli.

Należy jednak zauważyć, że podział powyższy nie uwzględnia nawiewników wyporowych wielkopłaszczyznowych, stosowanych sporadycznie w salach widowiskowych i audytoryjnych, ze względu na ich wymiary i kłopoty z uzyskaniem korzystnych prędkości w całej strefie przebywania ludzi.

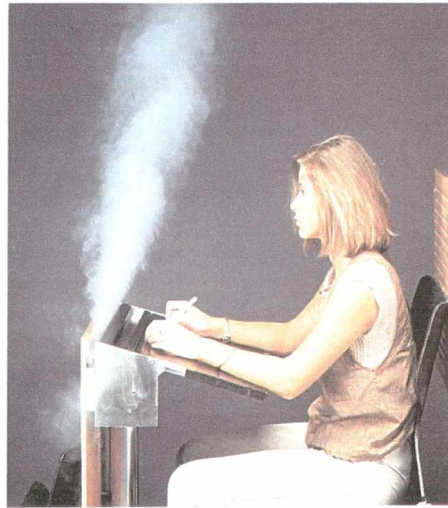
5.3.1. System mikroklimatyczny

W celu wytworzenia odpowiedniego mikroklimatu w obrębie miejsc siedzących w salach audytoryjnych oraz w pomieszczeniach przeznaczonych do zebrań stosuje się nawiewniki pulpitowe i fotelowe. Są one integralnie związane z wyposażeniem tych sal, a powietrze dostarczane jest do nich przez przestrzeń podpodłogową. Przed wypływem z nawiewnika, uzdatnione powietrze pierwotne, zasysa powietrze wtórne z pomieszczenia i ta mieszanina napływa do strefy przebywania ludzi. Zasadę działania nawiewnika pulpitowego, na przykładzie nawiewnika typu HP firmy KRANTZ, obrazuje rysunek 21.



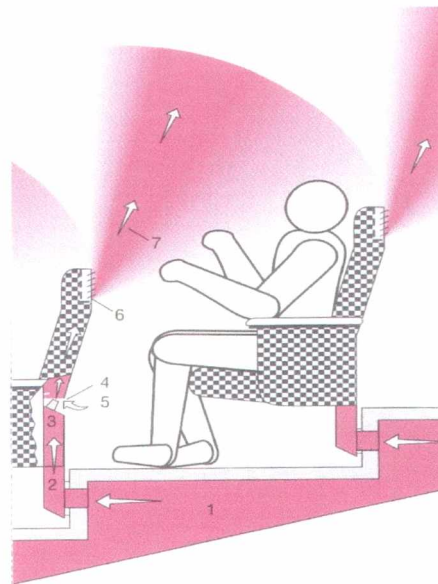
Rys. 21. Zasada działania nawiewnika pulpitowego. Oznaczenia: 1-komora ciśnieniowa, 2-powietrze pierwotne, 3-element indukcyjny, 4-szczelina powietrzna, 5-powietrze wtórne, 6-nawiewnik, 7-nawiew [KRANTZ]

Nawiewniki pulpitowe są nieruchome i nie pozwalają na indywidualną zmianę kierunku wypływu strumienia powietrza. Powietrze nawiewane jest z przedniej krawędzi stołu lub pulpitu pod kątem od 0° do 20° w stosunku do pionu.



Rys. 22. Wypływ powietrza z pulpitu wyposażonego w nawiewnik typu HP [KRANTZ]

Kierunek wypływu strugi ustawiony jest tak, że głowa osoby siedzącej nie znajduje się bezpośrednio w obszarze powietrza indukowanego z pomieszczenia, co widać z rysunku 22. Natomiast impuls strumienia nawiewanego jest tak dobrany, że przepływ powietrza w strefie pozostaje stabilny niezależnie od obciążenia cieplnego [17].



Rys. 23. Zasada działania nawiewnika fotelowego. Oznaczenia jak na rysunku 21 [KRANTZ]

Drugim rozwiązaniem w systemie mikroklimatycznym jest nawiew powietrza przez oparcia w fotelach. Strumień powietrza nawiewanego do pomieszczenia wypływa z

nawiewnika pod kątem do poziomu wynoszącym od 70° do 90° . Powietrze nawiewane napływa bezpośrednio na twarz siedzącej z tyłu osoby. Zasadę działania nawiewnika fotelowego ilustruje rysunek 23. Zasada ta jest zbliżona do działania nawiewników pulpituowych; w tym jednak przypadku elementami nawiewnymi są gumowe dysze. Zastosowanie gumy, jako materiału konstrukcyjnego zmniejsza poziom głośności nawiewnika do ~ 20 dB(A). Stopień mieszania strumieni powietrza nawiewanego do pierwotnego wynosi około 1 : 4. Dzięki mieszaniu strumieni powietrza uzyskuje się małą różnicę temperatury pomiędzy poziomem stóp i głowy rzędu 2 K. Gdyby zrezygnować z mieszania, różnica ta wzrosłaby do 5 K, co spowodowałoby nieprzyjemne uczucie chłodu. Wpływ powietrza z oparcia fotela wyposażonego w nawiewnik pokazano na rysunku 24. W systemie nawiewu z pulpituów oraz oparcie foteli, prędkość wypływu przyjmuje się rzędu 1,5 m/s. Strumień powietrza wentylującego, przypadający na jeden fotel, przyjmuje się w granicach 5 – 11 l/s ($18 - 40$ m³/h). Temperatura powietrza nawiewanego nie powinna być niższa niż 18°C .

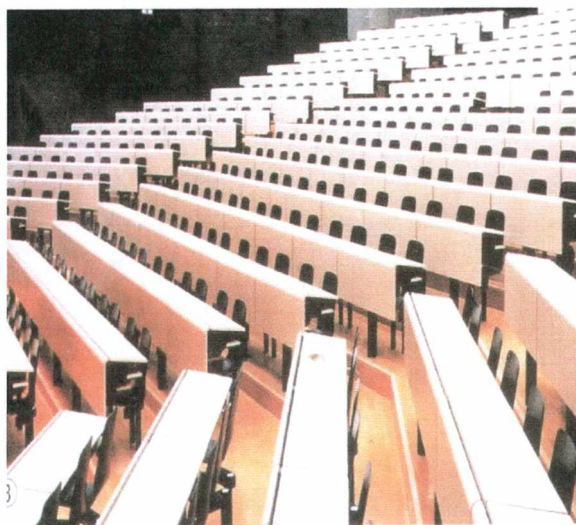
Charakterystyczne cechy systemu mikroklimatycznego to:

- ❖ doprowadzanie powietrza nawiewanego bezpośrednio do obszaru oddychania osoby siedzącej;
- ❖ wykorzystanie zjawiska indukcji powietrza z pomieszczenia do strumienia powietrza nawiewanego i omywanie strefy przebywania ludzi powietrzem zmieszanym;
- ❖ bardzo stabilny przepływ powietrza w strefie przebywania ludzi;
- ❖ możliwość dogrzewania pomieszczenia powietrzem nawiewanym.



Rys. 24. Wpływ powietrza z oparcia fotela wyposażonego w nawiewnik typu DJ [KRANTZ]

Przykładowe zastosowanie nawiewników pulpitowych i fotelowych przedstawia rysunek 25.



*Nawiewniki pulpitowe typ HP
Sala audytoryjna - Uniwersytet w Wiedniu*



*Nawiewniki w oparciach typ DJ
MECC Congres Centrum - Maastricht*

Rys. 25. Nawiew powietrza z wykorzystaniem nawiewników umieszczonych w pulpitach (HP) oraz oparciach foteli (DJ) [KRANTZ]

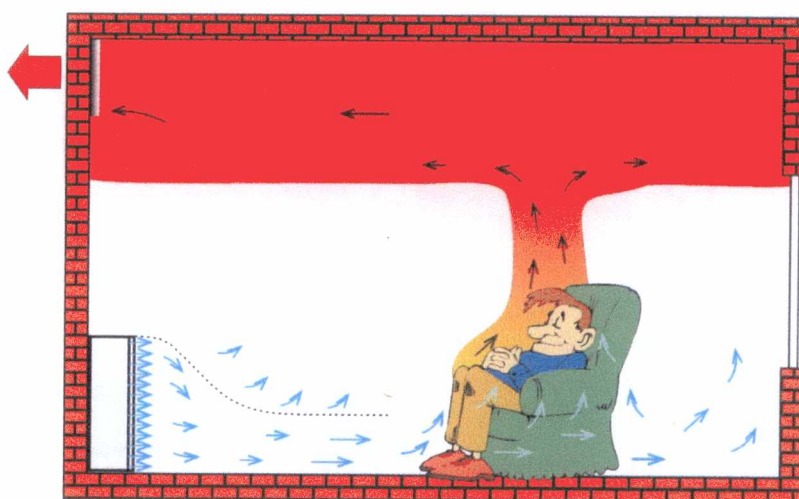
5.3.2. System wyporowy

Istotą działania systemu wyporowego jest wykorzystanie różnicy gęstości powietrza nawiewanego a powietrza w pomieszczeniu. Rozkład temperatury i prędkości powietrza w pomieszczeniu jest wynikiem działania sił grawitacji. Nawiewane do strefy przypodłogowej powietrze ma niższą temperaturę niż powietrze otoczenia. Chłodniejsze powietrze wypływające z niewielką prędkością z elementu nawiewnego rozplywa się w dolnej strefie pomieszczenia. Dzięki niewielkiej prędkości wypływu, struga nawiewana, mająca charakter laminarny, nie powoduje indukcji powietrza z pomieszczenia. Wytwarzane przez nawiewniki wyporowe elementarne strugi powietrza indukują się wzajemnie wewnątrz strumienia powietrza nawiewanego. Zjawisko indukcji i mieszania się z powietrzem w pomieszczeniu zachodzi w niewielkim stopniu na granicy strug. Strugi nawiewne, o małej prędkości, mają mały pęd, przez co są mało stabilne i reagują silnie na różnicę temperatury między powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu.

Nawiewanie powietrza w systemie wyporowym bywa w literaturze nazywany przepływem źródłowym, ze względu na formę rozprzestrzeniania się powietrza nawiewanego, podobną do wypływu wody ze źródła. Czasem ten system przepływu powietrza określany jest także jako przepływ warstwowy lub przepływ z konwekcją swobodną. W niemieckiej

literaturze przyjęto określenie *Quelllüftung* albo *Schichströmung*, a w anglojęzycznej *displacement ventilation* oraz *displacement flow* [18].

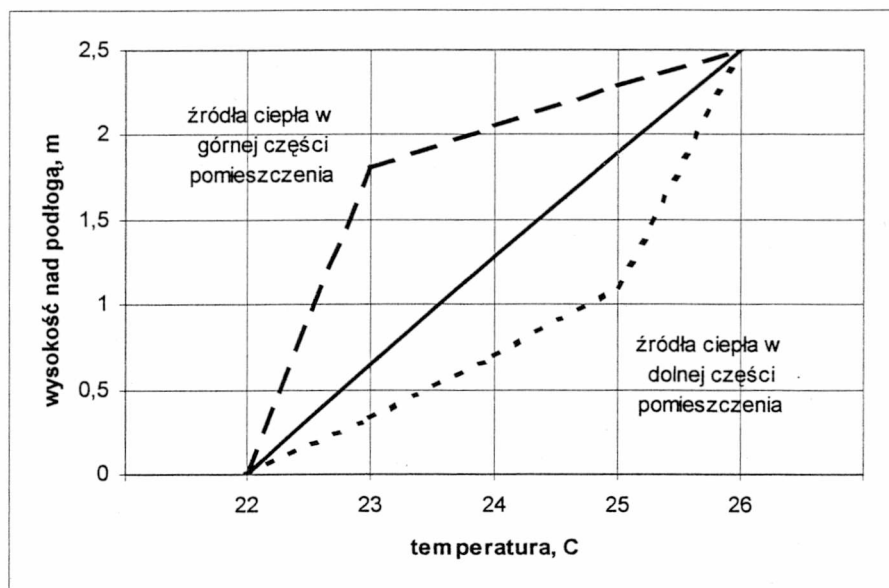
Siły grawitacji wywołują unoszenie się powietrza ogrzanego przez źródła ciepła, znajdujące się w pomieszczeniu, którymi są głównie ludzie. Powoduje to wytworzenie w pomieszczeniu dwóch stref: w dolnej znajduje się powietrze czyste i chłodne, rozprzyskające się z niewielką prędkością wzdłuż podłogi; w górnej gromadzi się powietrze ogrzane i zanieczyszczone [13]. Jak podaje *Laurikainen* w [30], temperatura powietrza usuwanego z górnej części pomieszczenia może być od 5 do 10° C wyższa niż w strefie przebywania ludzi. Przy prawidłowo działającej wentylacji źródłowej, ruch powietrza między dwoma warstwami powinien być ograniczony do występowania „kominów” wokół źródeł ciepła. Nie powinny występować ruchy powrotne, tj. od góry ku dołowi. Strefa czysta powinna obejmować całą strefę przebywania ludzi [13]. Przemieszczający się przy podłodze strumień mógłby co prawda, przy niesprzyjających warunkach, podrywać zanieczyszczenia z podłogi. Zjawisko to raczej nie występuje ze względu na małe prędkości przepływającego powietrza (od 0,15 do 0,20 m/s). Ponieważ strumienie konwekcyjne powstają od źródeł, które znajdują się na pewnej wysokości ponad podłogą, to nie mają znacznego wpływu na przemieszczanie się zanieczyszczeń w dolnej części pomieszczenia, przy samej podłodze. Siłą napędową wentylacji wyporowej są strumienie konwekcyjne, powstające w wyniku połączenia się nad źródłem ciepła konwekcyjnych strumieni przyściennych i przypowierzchniowych, np. w przypadku rozpatrywania człowieka jako źródła ciepła.



Rys. 26. Oddziaływanie strumienia konwekcyjnego na strumień wyporowy [42]

W spokojnym i komfortowym środowisku istnieje wokół ciała ludzkiego ruch konwekcyjny powietrza wywołany różnicą temperatury pomiędzy temperaturą powierzchni ciała ludzkiego (temperatura ubrań i temperatura nieosłoniętych części ciała) i temperaturą otoczenia. Przepływy konwekcyjne stają się słabsze, gdy różnica temperatury jest mała. Przepływ powietrza jest laminarny z cienką warstwą przyścienną w dolnych częściach ciała ludzkiego i szybki oraz turbulentny z grubą warstwą przyścienną na wysokości głowy [7]. Oddziaływanie strumienia konwekcyjnego na strumień wyporowy z człowiekiem, jako źródłem ciepła zobrazowano na rysunku 26.

Rozwój strumieni konwekcyjnych zależy również od stratyfikacji termicznej otaczającego ośrodka. W otoczeniu ze stratyfikacją, strumień konwekcyjny wznosi się tylko do pewnej, maksymalnej wysokości. Wielkość stratyfikacji wg *Mizielińskiego* wynosi od 0,05 do 1,5 K/m [40], zaś *Halupczok* w [17] podaje wartość 2 K/m. Jest ona uzależniona od sposobu ogrzewania, izolacji termicznej przegród, warunków użytkowania pomieszczenia, ze szczególnym uwzględnieniem rodzaju i lokalizacji źródeł ciepła w pomieszczeniu. Z rysunku 27 widać wpływ lokalizacji źródeł ciepła na wartość gradientu temperatury w pomieszczeniu niskim.



Rys. 27. Gradient temperatury w zależności od lokalizacji źródeł ciepła w pomieszczeniu [42]

Duży gradient temperatury w pomieszczeniu powoduje dużą efektywność systemu wyporowego, a co za tym idzie ma niekorzystny wpływ na komfort cieplny przebywających tam ludzi. Dlatego też, żeby nie powodować wśród przebywających w pomieszczeniu ludzi niekorzystnego zjawiska przeciągu, należy przyjmować przyrost temperatury na wysokości od 0,1 do 1,1 m nad podłogą nie większy niż 2 K.

W zależności od intensywności mieszania się powietrza w pomieszczeniu ze strumieniem konwekcyjnym, przepływ powietrza odbywa się ruchem jednostajnym bądź opóźnionym, jeśli w pomieszczeniu występuje gradient temperatury. Istnieje wiele teoretycznych rozważań, które umożliwiają wyznaczenie parametrów dla głównej strefy strumienia konwekcyjnego. *Mizeliński* [40] podaje, że podstawą do opracowania zależności jest zasada zachowania energii. Wartość energii cieplnej Q unoszonej w strumieniu, proporcjonalna jest do iloczynu $c_p \rho_o w_o b^2 \Delta t_o$ i jest stała na dowolnej wysokości zmierzonej od poziomu źródła ciepła, czyli:

$$Q \sim c_p \rho_o w_o b^2 \Delta t_o \quad (5.8)$$

gdzie:

Q – energia cieplna, W,

c_p – ciepło właściwe powietrza, J / (kg K),

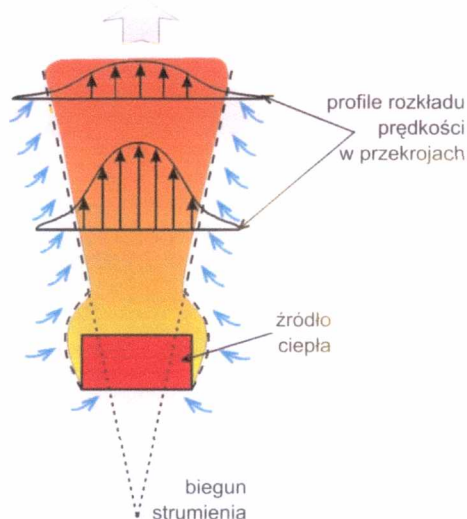
ρ_o – gęstość strumienia, kg / m³,

w_o – prędkość w osi strumienia, m / s,

b – szerokość strumienia, m,

Δt_o – różnica temperatury między osią strumienia a otoczeniem, K.

Przypodłogowa struga nawiewny podsysa pewną ilość powietrza otaczającego, powiększa swoją objętość i kieruje się do górnej strefy pomieszczenia. W rejonach gdzie zlokalizowane są źródła ciepła, następuje bardzo intensywne wymieszanie powietrza i szybsze przemieszczanie się powietrza wentylującego do strefy podsufitowej, co ilustruje rysunek 28 [42].



Rys. 28. Strumień konwekcyjny nad źródłem ciepła [40]

Ponadto struga wyporowa, ze względu na jej niewielką prędkość, jest bardzo podatna na wszelkie zakłócenia. Zaburzenia w rozwijaniu się strugi wyporowej mogą powodować zarówno nieszczelności przegród, będące źródłem dodatkowego strumienia powietrza, tworzącego przeciąg jak i wszelkiego rodzaju zmiany w aranżacji wnętrza, a w szczególności przeszkody położone na drodze rozwijającej się strugi. Ważne jest, by rozmieszczenie powstałych przeszkód nie powodowało powstawania martwych przestrzeni w strefie przebywania ludzi oraz nie przyczyniało się do intensyfikacji strugi wyporowej. Choć w przypadku sal widowiskowych czy audytoryjnych zmiany aranżacji wnętrz odbywają się bardzo sporadycznie, to tym niemniej wszelkie korekty w ustawieniu siedzeń i przejść na widowni w użytkowanych obiektach powinny być dokładnie rozważane.

Zakłócenia strug wyporowych spowodowane są także przemieszczaniami i zmianami mocy źródeł ciepła w obrębie samego pomieszczenia. W przypadku sal widowiskowych, gdzie źródłem ciepła są przebywający tam ludzie, ilość wydzielanego ciepła oraz jego rozmieszczenie zależy od wypełnienia widowni przez widzów czy słuchaczy. Pełna frekwencja na sali zapewnia równomierne rozwijanie się strug wyporowych w całej strefie, zaś częściowe wypełnienie sali będzie sprzyjało powstawaniu prądów konwekcyjnych tylko w rejonie zajęтым przez ludzi. Może to doprowadzić do wytworzenia w pomieszczeniu niekorzystnych przepływów tworzących przeciągi i do zaburzenia przepływu wyporowego, a przede wszystkim do powstania niepożądanego cyrkulacji powrotnej powietrza ciepłego i zanieczyszczonego.

Elementem wspierającym poprawne ukierunkowanie przemieszczania się powietrza w pomieszczeniach z wentylacją wyporową jest właściwa lokalizacja wywiewników. Umieszczane są one zazwyczaj w górnych częściach obsługiwanych pomieszczeń i zapewniają wytworzenie się tam podciśnienia, co wpływa korzystnie na ruch powietrza z dołu do góry. Lokalizacja elementów wywiewnych w samej strefie przebywania ludzi, czy w bliskiej odległości od nawiewników wyporowych może powodować powstawanie tzw. krótkich spięć między nimi, a co za tym idzie do złego przewietrzania pomieszczeń.

Podstawowe przesłanki stosowania nawiewu wyporowego, to stabilne w czasie i w przestrzeni obciążenia cieplne o umiarkowanej intensywności, wg *Halupczoka* [18] maksymalne obciążenie cieplne nie powinno przekraczać 40 W/m^2 powierzchni podłogi, oraz musi być dostateczne miejsce na zainstalowanie nawiewników i na rozchodzenie się strug nawiewnych. Wymienione uwarunkowania śmiało można odnieść do sal widowiskowych czy audytoryjnych.

Elementy nawiewne systemu wyporowego stosowane w salach widowiskowych i audytoryjnych zostały opisane szczegółowo w rozdziale 7.

5.4. System wentylacji wirowej

Istota wentylacji wirowej polega na wywiewaniu powietrza ze stref "martwych" leżących w części środkowej obszarów cyrkulacyjnych wywołanych przez strumienie nawiewane lub konwekcyjne, które zasilają te obszary na ich obwodzie w odpowiednich warunkach geometrycznych, zapewniających utrzymanie okrężnego ruchu powietrza wokół otworów wywiewnych. Oczywiście pogorszenie się jakości powietrza w środkowej części obszaru cyrkulacyjnego w miarę upływu czasu, wpływa ujemnie na mikroklimat w strefie przebywania ludzi. Na obwodzie obszaru cyrkulacyjnego strumień nawiewany tworzy wokół nieruchomego, wewnętrznego pola zewnętrznego, hermetyzujący płaszcz powietrzny o burzliwej strukturze przepływu. Rozwiązanie przykładowe wentylacji wirowej zostało szczegółowo opisane w [20] przez *Janiszewskiego*.

Niestety opisane przez *Janiszewskiego* rozwiązania sprawdziły się wyłącznie w skali małych modeli. Zastosowane w dużych halach (w stocznich), dały wyniki wręcz fatalne, w pełni odbiegające od założeń.

5.5. Skuteczność systemów wentylacji

Wymagania dotyczące komfortu cieplnego i jakości powietrza podane są zasadniczo dla strefy przebywania ludzi. Oceną skuteczności systemu wentylacyjnego jest jego efektywność, zaś jakości - stopień obciążenia zanieczyszczeniami. Sposób organizacji przepływu powietrza w pomieszczeniu ma znaczący wpływ zarówno na efektywność wentylacji pomieszczeń jak i na stopień obciążenia zanieczyszczeniami.

Efektywność wentylacji [wg 8, 16, 27] w całym pomieszczeniu ε definiowana jest jako stosunek różnicy koncentracji zanieczyszczeń w powietrzu usuwanym c_u i nawiewanym c_n oraz między średnią koncentracją zanieczyszczeń w pomieszczeniu (w strefie) c_p a w powietrzu nawiewanym c_n :

$$\varepsilon = \frac{c_u - c_n}{c_p - c_n} \quad (5.9)$$

gdzie:

ε - efektywność wentylacji w pomieszczeniu,

c_u - koncentracja zanieczyszczeń w powietrzu usuwanym,

c_n - koncentracja zanieczyszczeń w powietrzu nawiewanym,

c_p – koncentracja zanieczyszczeń w strefie przebywania ludzi.

Analogicznie wyznaczyć można efektywność wentylacji ε_p w danym punkcie P w pomieszczeniu, przyjmując koncentrację zanieczyszczeń c_{pp} w punkcie P:

$$\varepsilon_p = \frac{c_u - c_n}{c_{pp} - c_n} \quad (5.10)$$

Odwrotnością efektywności wentylacji jest stopień obciążenia zanieczyszczeniami μ , określający jaką część zanieczyszczeń całego pomieszczenia znajduje się w strefie przebywania ludzi:

$$\mu = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{c_p - c_n}{c_u - c_n} \quad (5.11)$$

Podstawiając do wzoru (5.6) zamiast koncentracji zanieczyszczeń wartości temperatur, uzyskuje się temperaturową efektywność wentylacji pomieszczeń. *Girdwoyń* w [13] definiuje ją jako stosunek różnicy temperatur między powietrzem wywiewanym i nawiewanym do różnicy temperatur między powietrzem w pomieszczeniu i powietrzem nawiewanym:

$$K_t = \frac{t_u - t_n}{t_p - t_n} \quad (5.12)$$

gdzie:

K_t – temperaturowa efektywność wentylacji w pomieszczeniu,

t_u – temperatura powietrza wywiewanego,

t_n – temperatura powietrza nawiewanego,

t_p – średnia temperatura w strefie przebywania ludzi.

Girdwoyń wprowadza również w [13] efektywność wentylacji w zakresie usuwania zanieczyszczeń zdefiniowaną jako:

$$K_z = \frac{k_u}{k_p} \quad (5.13)$$

gdzie:

K_z – efektywność wentylacji w zakresie usuwania zanieczyszczeń,

k_u – koncentracja zanieczyszczeń w powietrzu wywiewanym,

k_p – koncentracja zanieczyszczeń w strefie przebywania ludzi.

W tabeli 5 podano warunki brzegowe możliwe do uzyskania w dwóch podstawowych systemach wentylacji pomieszczeń: mieszającym i wyporowym. Przy turbulentnym nawiewie

powietrza i wentylacji mieszającej, rozkład temperatury i zanieczyszczeń jest prawie równy. Przy idealnym wymieszaniu powietrza efektywność wentylacji i stopień obciążenia zanieczyszczeniami mają wartość 1.

Tabela 5. Efektywność wentylacji i stopień obciążenia zanieczyszczeniami różnych systemów rozdziału powietrza.

SYSTEM RODZIAŁU POWIERZCHA	EFEKTYWNOŚĆ WENTYLACJI ε	STOPIEŃ KONCENTRACJI ZANIECZYSZCZEŃ μ
MIESZAJĄCY	1	1
WYPOROWY	∞	0

W idealnym modelu wentylacji wporowej, przy założeniu bezpośredniego nawiewu do strefy przebywania ludzi, efektywność wentylacji teoretycznie dąży do jedności. Byłoby to możliwe wówczas, gdyby średnia temperatura w strefie przebywania ludzi miała wartość temperatury powietrza nawiewanego. Strefę przebywania ludzi wypełniałoby więc tylko powietrze nawiewane, a zatem koncentracja zanieczyszczeń w pomieszczeniu byłaby bliska zeru. W rzeczywistości, w związku z występowaniem pewnej zwłoki w rozprzestrzenianiu się zanieczyszczeń (zysków ciepła), a także wskutek gradientu temperatury, średnia temperatura w strefie przebywania ludzi jest wyższa od temperatury powietrza nawiewanego. Mając powyższe na uwadze należy stwierdzić, że efektywność wentylacji wporowej będzie miała wartości skończone, znacznie przekraczające wartość 1. Jak podaje *Halupczok* w [16], stopnie obciążenia zanieczyszczeniami osiągają dla przepływu wporowego wartości z zakresu 0,1 – 1; są one zależne od budowy i umiejscowienia nawiewników. Przykładowo dla rzędu nawiewników montowanych przy podłodze stopień obciążenia zanieczyszczeniami wynosi 0,50, zaś dla nawiewników rozmieszczonych punktowo na podłodze 0,20. Zatem stosując nawiewniki wporowe montowane punktowo w podłodze, potrzebne jest tylko 20 % strumienia powietrza nawiewanego w stosunku do wentylacji mieszającej, by zachować taki sam stopień koncentracji zanieczyszczeń w strefie przebywania ludzi.

6. WPLYW ORGANIZACJI WYMIANY POWIETRZA W SALACH WIDOWISKOWYCH NA ZAPOTRZEBOWANIE ENERGII DO JEGO UZDATNIANIA I TRANSPORTU

Zapotrzebowanie energii cieplnej, chłodniczej i elektrycznej do uzdatniania powietrza i jego transportu zależy od systemu organizacji wymiany powietrza w salach widowiskowych. Przedstawiane w literaturze [13, 17, 18, 34, 39] korzyści energetyczne wynikające ze stosowania systemu dół – góra z nawiewem wyporowym wydają się być bezsporne.

Dla określenia wpływu organizacji wymiany powietrza w salach widowiskowych na zapotrzebowanie energii do jego uzdatniania, przeprowadzona zostanie analiza pracy urządzeń klimatyzacyjnych (wentylacyjnych z chłodzeniem) obsługujących salę widowiskową na 150 osób (np. kino). Różne urządzenia obsługujące to pomieszczenie oznaczono odpowiednio jako urządzenia A, B i C. Analizowano pracę tych urządzeń przy następujących założeniach:

- wymiary pomieszczenia wynoszą: $a \times b \times h = 15 \times 11,5 \times 5,3 \text{ m}$;
- pomieszczenie jest bez przegród zewnętrznych (zyski ciepła pochodzą tylko od ludzi);
- klimatyzacja musi spełniać stawiane jej wymagania przy pełnej widowni;
- przyjęto minimalny strumień powietrza zewnętrznego $V_j = 20 \text{ m}^3/\text{h os.}$;
- temperatura powietrza pomieszczenia wynosi dla okresu zimowego $t_{\text{poz}} = 21^\circ\text{C}$.

Do analizy całorocznej pracy poszczególnych urządzeń klimatyzacyjnych przyjęto następujące założenia:

◆ *urządzenie klimatyzacyjne A:*

- organizacja wymiany powietrza typu góra - dół;
- maksymalny przyrost temperatury powietrza klimatyzującego w pomieszczeniu: $\Delta t_p = 7^\circ\text{C}$;
- gradient temperatury: $\theta = 0^\circ\text{C}$;

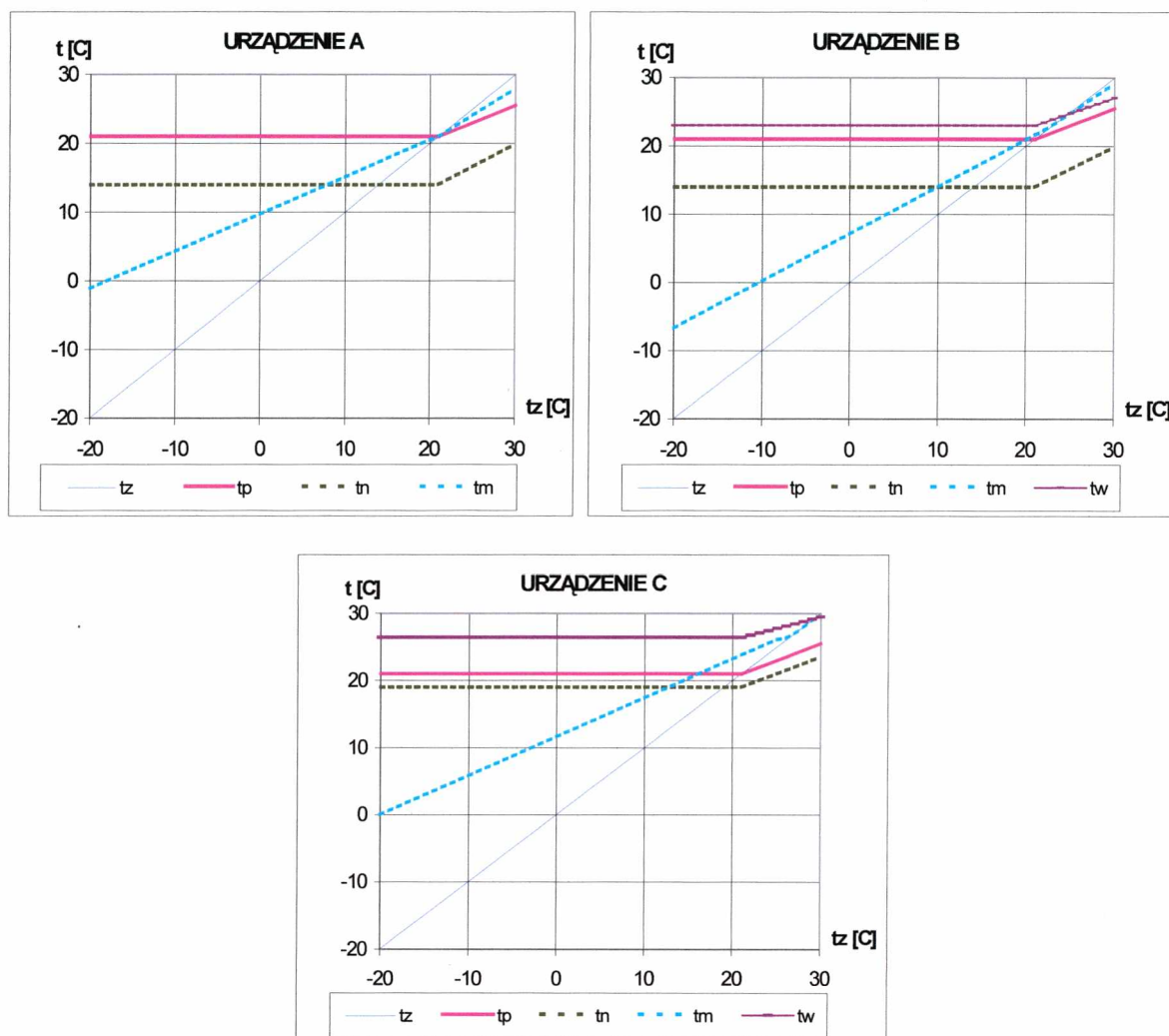
◆ *urządzenie klimatyzacyjne B:*

- organizacja wymiany powietrza typu góra - góra;
- pionowy gradient temperatury powyżej strefy przebywania ludzi: $\theta = 2^\circ\text{C}$;
- maksymalny przyrost temperatury powietrza klimatyzującego w pomieszczeniu: $\Delta t_p = 9^\circ\text{C}$;

◆ *urządzenie klimatyzacyjne C:*

- organizacja wymiany powietrza typu dół - góra;

- różnica temperatury między powietrzem nawiewanym a w strefie przebywania ludzi:
 $\Delta t = 2^{\circ}\text{C}$;
- strumień powietrza nawiewanego przez nawiewnik indywidualny: $V = 35 \text{ m}^3/\text{h}$.

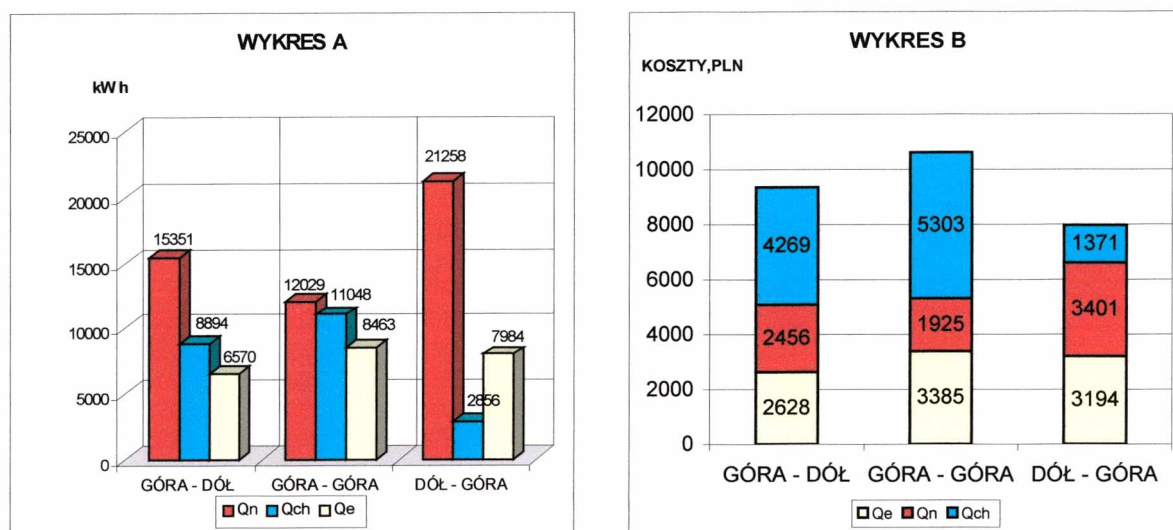


Rys. 29. Całoroczny cykl uzdatniania powietrza w urządzeniu klimatyzacyjnym A, B i C. Oznaczenia: t_z - temperatura powietrza zewnętrznego, t_p - temperatura powietrza w pomieszczeniu, t_w - temperatura powietrza wywiewanego; t_m - temperatura mieszaniny powietrza zewnętrznego i obiegowego, t_n - temperatura powietrza nawiewanego [54]

Na rysunku 29 przedstawiono wykresy t - t_z obrazujące całoroczne cykle pracy urządzeń klimatyzacyjnych A, B i C. Z wykresów wynika, że w urządzeniu A nagrzewnica pracuje do temperatury zewnętrznej równej $+8^{\circ}\text{C}$, zaś chłodnica będzie eksploatowana od temperatury zewnętrznej $+14^{\circ}\text{C}$. Praca nagrzewnicy w urządzeniu B zakończy się przy temperaturze zewnętrznej równej $+10^{\circ}\text{C}$, natomiast chłodnica zacznie pracować przy temperaturze powietrza zewnętrznego $+14^{\circ}\text{C}$. W przypadku nagrzewnicy urządzenia C czas pracy jest najdłuższy. Nagrzewnica pracuje do temperatury zewnętrznej $+13^{\circ}\text{C}$. Znacząco zaś skrócony

został czas pracy chłodnicy. Praca tego wymiennika rozpoczyna się dopiero od temperatury zewnętrznej $+19^{\circ}\text{C}$.

Zapotrzebowanie energii do uzdatniania i transportu powietrza w całorocznym cyklu pracy analizowanych urządzeń klimatyzacyjnych przedstawiono w postaci wykresów słupkowych na rysunku 30. Rozpatrzono eksploatację urządzeń klimatyzacyjnych przy pracy jednozmianowej.



Rys. 30. Całoroczne zapotrzebowanie energii do uzdatniania i transportu powietrza dla urządzeń obsługujących różne instalacje (WYKRES A) oraz jej koszty (WYKRES B) [54]
Oznaczenia: Qn - energia cieplna, Qch - energia chłodnicza, Qe - energia elektryczna

Z przeprowadzonej analizy całorocznej pracy urządzeń klimatyzacyjnych wynika szereg wniosków, z których podstawowe podano poniżej:

1. Zapotrzebowanie energii do transportu powietrza jest porównywalne w przypadku wszystkich rozważanych systemów organizacji wymiany powietrza w salach widowiskowych.
2. W urządzeniach klimatyzacyjnych z systemem organizacji dół-góra pomimo, że czas pracy nagrzewnicy jest najdłuższy, to znacząco krótszy jest czas pracy chłodnicy. Zatem zapotrzebowanie energii w całorocznym uzdatnianiu powietrza jest najmniejsze. Orientacyjny koszt w PLN kształtuje się jak na rysunku 30 (wykres B). Do jego sporządzenia przyjęto następujące koszty jednostkowe: 1 kWh energii cieplnej 0,16 PLN, 1 kWh energii chłodniczej 0,48 PLN, 1 kWh energii elektrycznej 0,40 PLN.
3. Moc urządzeń chłodniczych obsługujących omawiane urządzenia klimatyzacyjne jest najniższa w urządzeniu C. W urządzeniu A jest ona wyższa o 37%, zaś w przypadku urządzenia B wyższa o 22%. Zatem również koszty inwestycyjne układu chłodzenia najniższe są w przypadku klimatyzacji z organizacją przepływu powietrza typu dół - góra.

4. Zasadniczy efekt obniżenia zapotrzebowania energii do uzdatniania powietrza uzyskiwany jest w wyniku bezpośredniego nawiewu uzdatnionego powietrza do strefy przebywania ludzi i pełnego wykorzystania jego własności asymilacyjnych.

7. ELEMENTY NAWIEWNE SYSTEMU WYPOROWEGO - PRZEGLĄD

Dla wytworzenia wyporowego przepływu powietrza w pomieszczeniu niezbędne są nawiewniki specjalnej konstrukcji, które nazywane są *nawiewnikami wyporowymi*. Muszą spełniać trzy podstawowe warunki:

- ▶ zapewnić małą prędkość wypływu powietrza ($0,30 \div 0,50$ m/s),
- ▶ tworzyć strugę powietrza nawiewanego o małej turbulencji i jednocześnie dużej stabilności oraz możliwie dużym zasięgu,
- ▶ powodować wypływ powietrza w postaci wiązki dużej liczby sąsiadujących ze sobą strug powietrza o małej średnicy początkowej [18, 39].

Najczęściej nawiewniki wyporowe mają powierzchnię wypływu wykonaną z blachy perforowanej; niekiedy jest to także siatka druciana czy siatka z tworzywa sztucznego. Perforacja musi być tak dobrana, aby wytworzyć warunki przepływu wyporowego. Doświadczenia wykazują, że strumień powietrza będzie mniej turbulentny, gdy mniejsze są średnice poszczególnych otworów wylotowych i mniejsze odległości pomiędzy nimi. Przy tym średnica otworów w nawiewniku musi być jednocześnie tak dobrana, by nie zatykały się otwory nawiewne. To zaś zależy od przeznaczenia pomieszczenia oraz od umiejscowienia nawiewnika. W salach widowiskowych i audytoryjnych przepływ źródłowy można uzyskać przy zastosowaniu:

- nawiewników umieszczonych w podstopnicach;
- nawiewników w podłodze (podłogowych);
- nawiewników w stopach foteli (*Halupczok* [17]).

Tabela 6. Nawiewniki wyporowe produkcji wiodących firm europejskich.

PRODUCENT	TYP NAWIEWNIKA			
	LAMINARNE	WIROWE	PODŁOGOWE	FOTELOWE STOPOWE
FLAKT BOVENT	/	NWO	PW1	/
HALTON	TRC	JRF	TRF BCF	DSM
KRANTZ	Q-SR Q-SL	Q-DS	Q-DB	Q-ST
TROX	QLS	SD SDRF	FB BRA	/
SCHAKO	/	SAR SAQ	BDA	/
STIFAB FAREX	DPGa DSCa	DRGa	CGLa	DCCb

W tabeli 6 zestawiono kilka typów nawiewników wyporowych stosowanych obecnie do wentylacji i klimatyzacji sal widowiskowych w organizacji wymiany dół – góra, z nawiewem powietrza w okolicach foteli. Z uwagi na bardzo dużą różnorodność konstrukcji przedstawiono tylko nawiewniki wiodących firm europejskich.

7.1. Nawiewniki laminarne

Nawiewniki tego typu służą doprowadzeniu powietrza nawiewanego bezpośrednio pod miejsca siedzące. Zwykle wykonane są z blachy perforowanej o odpowiedniej perforacji i umieszczone w pionowych płaszczyznach stopni między kolejnymi poziomami podłogi. Perforacja elementu nawiewnego jest tak dobrana, aby zapewniony był mało turbulentny wypływ powietrza. Powietrze napływa z przestrzeni międzypodłogowej przez perforowany nawiewnik z bardzo małą prędkością. W obszarze nóg siedzących osób prędkość powietrza w zasadzie nie przekracza 0,16 m/s. Powyżej 0,3 m nad podłogą średnia prędkość powietrza jest mniejsza niż 0,10 m/s, zaś stopień turbulencji jest niższy od 20%. Poziom dźwięku hałasu podany przez producentów jest niski i waha się w granicach 15 – 27 dB(A) (nawiewniki liniowe – nawiewniki okrągłe). Małe jest ryzyko powstania przeciągów i wysoka sprawność wymiany powietrza w pomieszczeniu. Minimalna temperatura powietrza nawiewanego może wynosić +19° C, zaś gradient temperatury w strefie przebywania ludzi nie przekracza 2 K/m. Wydajność jednostkowa nawiewników laminarnych dochodzi do 28 l/s (100 m³/h).

W pomieszczeniach ze źródłowym (wyporowym) przepływem powietrza można wyróżnić trzy podstawowe strefy. Nad podłogą powstaje strefa świeżego powietrza, w której panuje (na odpowiedniej wysokości) typowy laminarny przepływ powietrza. Nad tą strefą tworzy się przepływ burzliwy, powodowany istnieniem źródeł ciepła. Ruchy konwekcyjne powodują przepływ ciepłego powietrza ku górze, w ilościach znacznie większych od strumienia powietrza nawiewanego. W związku z tym część powietrza z pomieszczenia opada w dół, w kierunku nawiewnika lub źródła ciepła. W pobliżu sufitu powstaje także warstwa, w której przepływ powietrza ma charakter laminarny. Jest to w wynik wyhamowania unoszenia się ciepłego powietrza w kierunku otworów wywiewnych. Z pomieszczenia zostaje wyparte powietrze zużyte wraz z zanieczyszczeniami (do strefy podsufitowej) a uzdatnione powietrze zewnętrzne (lub mieszanina powietrza zewnętrznego i obiegowego) zostaje dostarczona (doprowadzona) bezpośrednio do strefy przebywania ludzi [18].

Nawiewniki laminarne tzw. „stopniowe” mogą być okrągłe lub prostokątne. Do nawiewników okrągłych należą **Q-SR** (KRANTZ) oraz **DPGa** (STIFAB FAREX) prezentowane na rysunku 31.



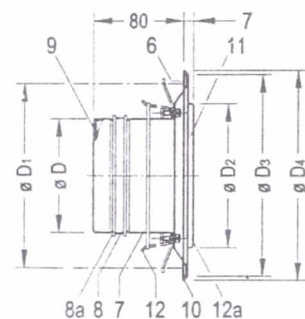
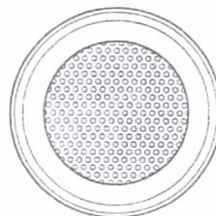
TYP Q-SR KRANTZ



TYP DPGa STIFAB FAREX

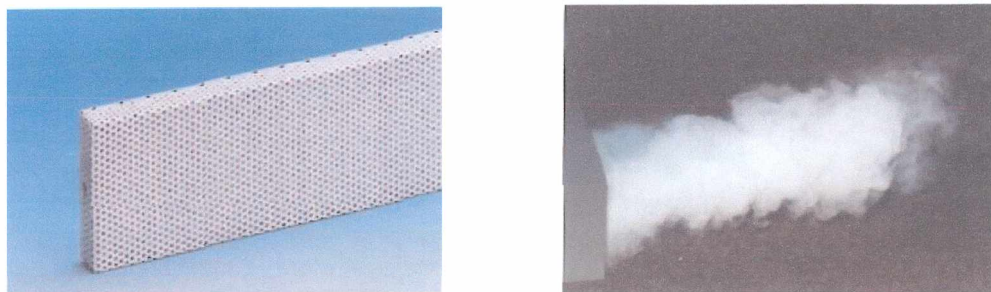
Rys. 31. Nawiewniki laminarne okrągłe tzw. „stopniowe” [KRANTZ, STIFAB FAREX]

Składają się z panela przedniego, przez który wypływa powietrze oraz ramki mocującej. Panel przedni wkręcany jest do ramki. W celu zwiększenia spadku ciśnienia na nawiewniku przewidziano dodatkowo przesłonę pełniącą funkcję kryzy. Wypływ powietrza z nawiewnika Q – SR oraz jego konstrukcję przedstawiono na rysunku 32.



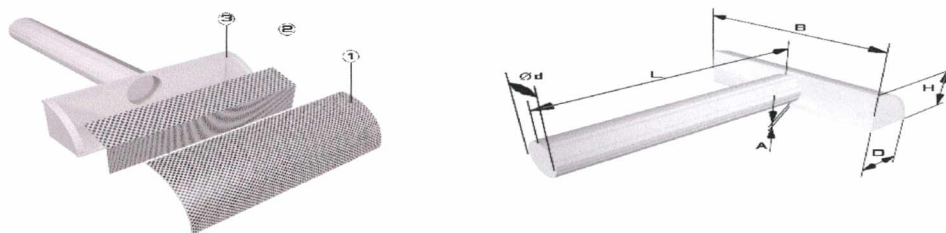
Rys. 32. Wypływ z nawiewnika Q-SR oraz jego konstrukcja [KRANTZ]

Nawiewniki stopniowe mają często kształt prostokątny: **Q-SL** (KRANTZ), **TRC** (HALTON), **QLS** (TROX) oraz **DSCa** (STIFAB FAREX). Montowane są w pionowej ścianie stopni z połączeniem do przestrzeni międzypodłogowej (wyjątek stanowi TRC montowany bezpośrednio do przewodu). Wykonane są w formie kasety z blachy perforowanej. Otwory mają niewielką średnicę, dzięki czemu uzyskuje się mało turbulentny przepływ powietrza – rysunek 33. Struga wypływająca z nawiewnika prostokątnego ma inny kształt niż struga z nawiewnika okrągłego. Zasięg strumienia jest więc zdecydowanie większy, ale uzyskiwane efekty kształtowania mikroklimatu są porównywalne.



Rys.33. Nawiewnik stopniowy liniowy typu Q-SL oraz wypływ z tego nawiewnika [KRANTZ]

W nawiewniku TRC firmy HALTON - rysunek 34 - powietrze nawiewane jest z małą prędkością poprzez płytę frontową umieszczoną pod kątem ok. 45° , co zwiększa powierzchnię czynną tego nawiewnika. Większy przeto może być strumień nawiewanego powietrza. Jednak odbywa się to kosztem zajmowania większej powierzchni między stopniami. Pojawiają się wówczas ograniczenia stosowania nawiewników TRC (na przykład na ciągach komunikacyjnych).



Rys. 34. Nawiewnik laminarny typu TRC firmy HALTON. Oznaczenia: 1-panel przedni, 2-płyta perforowana, 3-obudowa [HALTON]

Przykłady umieszczenia prostokątnych nawiewników laminarnych przedstawia rysunek 35.



*Nawiewniki laminarne typ Q - SL
Technical College, Cottbus*



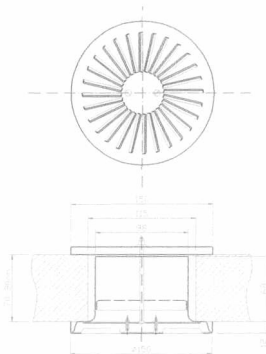
*Nawiewniki laminarne typ Q - SL
Botschaften der Nordischen Länder, Berlin*

Rys. 33. Nawiew powietrza z wykorzystaniem nawiewników stopniowych laminarnych [KRANTZ]

7.2. Nawiewniki wirowe

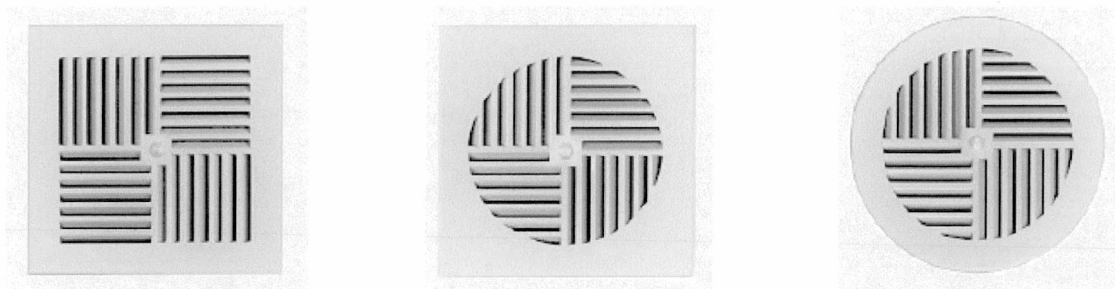
Innym rodzajem źródłowych elementów nawiewnych umieszczonych w pionowej ścianie stopni są nawiewniki wirowe. Produkowane są przez wszystkie czołowe firmy europejskie. Różnią się konstrukcją, wielkościami oraz sposobem montażu. Powietrze dopływa do nich z przestrzeni międzystopniowej, będącej najczęściej komorą ciśnieniową. Nawiewniki te, podobnie jak laminarne, posiadają okrągły lub prostokątny przekrój otworu wylotowego. Wytwarzają silnie turbulentną, radialną strugę powietrza. Powietrze nawiewane intensywnie miesza się z powietrzem w pomieszczeniu. Bardzo szybko maleje prędkość powietrza nawiewanego oraz różnica temperatur pomiędzy powietrzem nawiewanym i powietrzem w pomieszczeniu. W strefie przebywania ludzi prędkość maksymalna wynosi 0,15 m/s przy stopniu turbulencji 40 – 45%. Już na wysokości około 0,5 m nad podłogą, obraz przepływu powietrza przyjmuje postać przepływu wyporowego. Duży stopień indukcji powoduje, że następuje szybkie wyrównanie temperatury powietrza nawiewanego i powietrza w strefie przebywania ludzi. Temperatura powietrza przy podłodze wynosi około 21°C, a na wysokości głów siedzących ludzi tylko 22,5...23°C. Gradient temperatury nie przekracza więc 1,5 K/m. Strumień powietrza nawiewanego w zależności od typu nawiewnika wirowego waha się od 3,5 do 10 l/s (od 12 do 35 m³/h). Temperatura powietrza dostarczonego nie może być niższa od 18°C. Są przeznaczone dla pomieszczeń zarówno ze stałym, jak i zmiennym ustawieniem foteli. Poziom głośności nawiewników wirowych wynosi do 18 dB(A).

W nawiewnikach wirowych stopniowych wysokoindukcyjnych typu **SAR/SAQ** firmy SCHAKO dzięki zastosowaniu specjalnej konstrukcji lamel osiąga się niezbędny zasięg strug powietrza, przy jednoczesnym braku nieprzyjemnego odczucia przeciągu. Produkowane są w trzech wielkościach (średnica 60, 110 i 150 mm) i różnią układem przetłoczenia i wyprofilowania kierownic. Na rysunku 36 przedstawiono konstrukcję nawiewnika wirowego stopniowego typu SAR firmy SCHAKO.



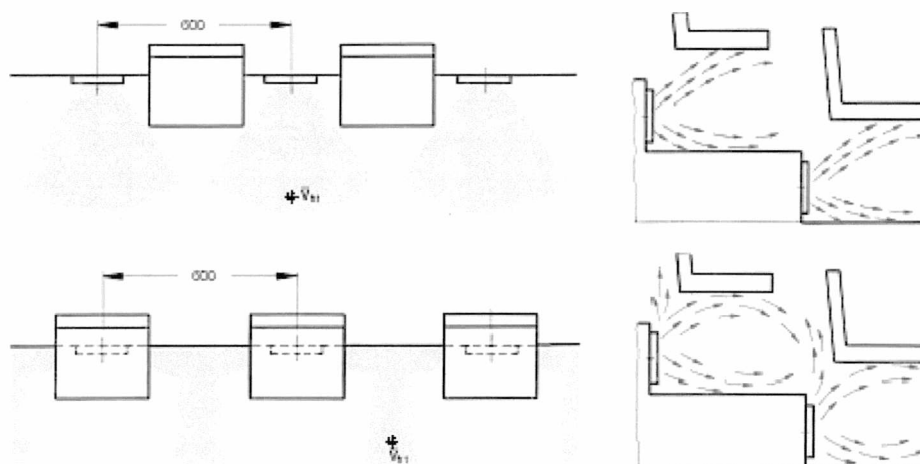
Rys. 36. Nawiewnik stopniowy wirowy typu SAR wielkości 150 [SCHAKO]

Na rysunku 37 przedstawiono elementy wypływu nawiewnika wirowego typu **SD** firmy TROX.



Rys. 37. Nawiewnik stopniowy wirowy typu SD w wykonaniu Q-LQ, Q-LR i R-LR [TROX]

Na rysunku 38 widoczny wpływ powietrza z nawiewnika wirowego stopniowego typu SD firmy TROX, różny, w zależności od miejsca montażu nawiewnika wirowego (pod fotelem lub między fotelami). Dopuszczalna różnica temperatur powietrza nawiewanego i w strefie przebywania ludzi (jak podaje producent) może wynosić ± 6 K. Dobór takich elementów powinien być poprzedzony bardzo rzetelną analizą. Nawiewniki typu SD mogą być montowane zarówno w stopniach pod fotelami, między fotelami, jak również w podłodze. W zależności od rodzaju wypływu strugi powietrza nawiewanego osiąga się mniej lub bardziej turbulentny wypływ, co powoduje odpowiednio mniejszą lub większą indukcję powietrza z otoczenia.



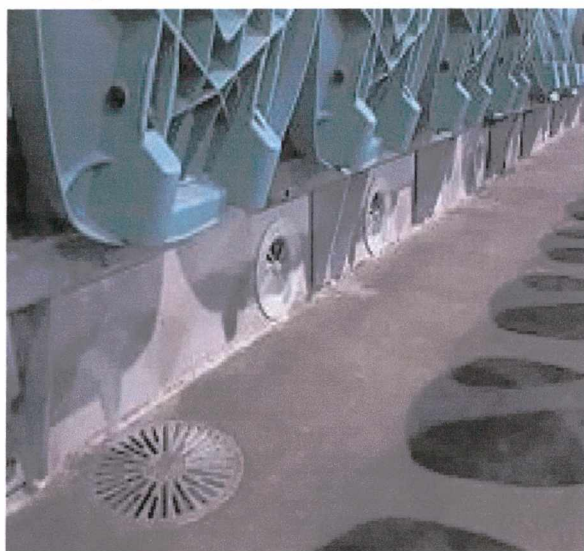
Rys. 38. Rozkład strugi nawiewnej w zależności od usytuowania nawiewnika typu SD [TROX]

Na rysunku 39 przedstawiono nawiewniki stopniowe wirowe typu **Q-DS-DD** firmy KRANTZ oraz **NWO** wykonywane przez FLAKT BOVENT.

TYP Q-DS-DD *KRANTZ*TYP NWO *FLAKT BOVENT*

Rys. 39. Przykłady nawiewników wirowych [KRANTZ , FLAKT BOVENT]

Dzięki niezaokrąglonej krawędzi wylotowej uzyskano większy zasięg strugi wypływającej z nawiewnika, a przez to większe pole działania. W efekcie następuje silne wymieszanie powietrza nawiewanego z powietrzem w pomieszczeniu. Ponieważ jeden nawiewnik dostarcza bardzo mały strumień powietrza (ok. 4 l/s), przeto na jedno miejsce siedzące przypadają 3 nawiewniki. Minimalna odległość między nawiewnikami, zalecana przez producentów, wynosi 200 mm. Przykłady umiejscowienia omawianych nawiewników wirowych przedstawiono na rysunku 40.



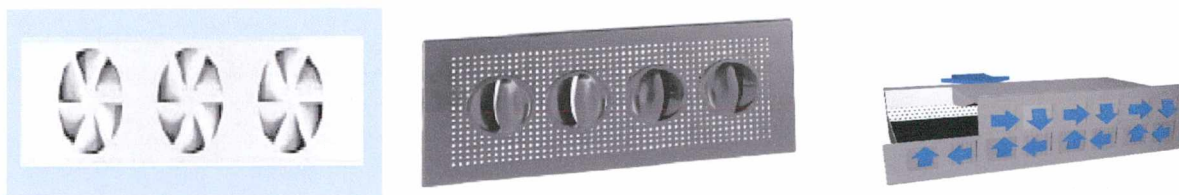
Nawiewniki wirowe typ Q - DS - DD
Centrum Pływackie, Sydney



Nawiewniki wirowe typ Q - DS - DD
Audytorium, Uniwersytet w Amsterdamie

Rys. 40. Nawiew powietrza z wykorzystaniem nawiewników stopniowych wirowych [KRANTZ]

Do nawiewników stopniowych wirowych o kształcie prostokątnym należą m.in.: **JRF** (HALTON), **DRGa** (STIFAB FAREX) oraz **SDRF** (TROX). Te ostatnie tworzą połączenie kilku elementów nawiewnych typu SD (TROX) w jedną całość. Nawiewniki widoczne są na rysunku 41. Wymienione elementy nawiewne posiadają większe wydajności, dochodzące do 14 l/s (50 m³/h).

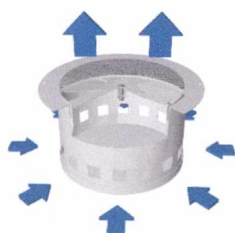


TYP SDRF *TROX* TYP DRGa *STIFAB FAREX* TYP JRF *HALTON*
Rys. 41. Przykładowe nawiewniki wirowe prostokątne [TROX , STIFAB FAREX, HALTON]

Nawiewnik DRGa składa się z panelu przedniego, ramki mocującej i tylnej płyty perforowanej. Perforowany panel przedni wyposażony jest w aerodynamicznie wyprofilowane dysze nawiewne z możliwością zmiany położenia, a zatem kształtowania wypływu powietrza. Podobną konstrukcję modułową posiada nawiewnik typu JRF (HALTON). Płytę czołową tworzy rozbudowany układ kierownic wytwarzających strugę wirową o dużej indukcji. Rola tylnej płyty perforowanej sprowadza się do wytworzenia dużej straty ciśnienia, co pomaga w uzyskaniu samo wyrównującego się przepływu. Poziom głośności opisywanych powyżej prostokątnych nawiewników wirowych nie przekracza 20 dB(A) i jest porównywalny do nawiewników okrągłych.

7.3. Nawiewniki podłogowe

Równomierność omywania powietrzem strefy przebywania ludzi najłatwiej jest osiągnąć przy rozmieszczeniu otworów nawiewnych w podłodze. Wypieranie powietrza z dołu do góry następuje dzięki stosowaniu nawiewników podłogowych z wirowym wypływem powietrza. Takie nawiewniki stosowane są tam, gdzie ze względów architektoniczno – budowlanych nie ma możliwości zamontowania nawiewników cokolikowych lub umieszczenia ich w stopniach. Natomiast warunkiem koniecznym jest przestrzeń podpodłogowa. Do umieszczonego w podłodze nawiewnika z przestrzeni podpodłogowej powietrze napływa ze wszystkich stron równomiernie (rysunek 42) i wypływa ze szczelin wykonanych na obrzeżu pod różnymi kątami w stosunku do poziomu.



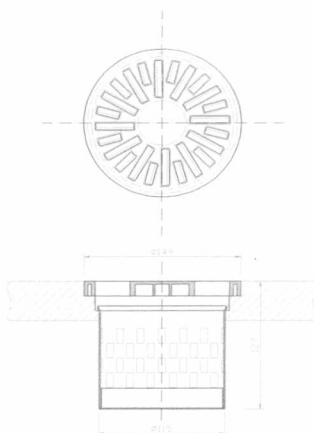
TYP TRF *HALTON*



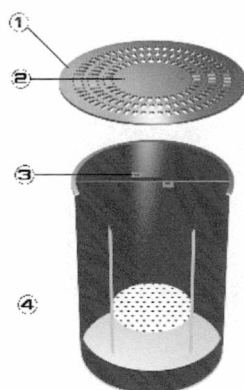
TYP Q – B – DN 200 *KRANTZ*

Rys. 42. Równomierny napływ powietrza do nawiewnika podłogowego typu TRF oraz wypływ z nawiewnika typu Q – B [HALTON / KRANTZ]

Struga rozprzestrzenia się kolistnie przy podłodze, wytracając stopniowo swoją prędkość. Rozwiązanie konstrukcyjne podłogowego nawiewnika podłogowego typu BDA firmy SCHAKO zobrazowano na rysunku 43, zaś typu BCF firmy HALTON na rysunku 44. Kratka nawiewna (z wyprofilowanymi otworami wylotowymi oraz kierownicami) wykonana jest z materiałów utwardzonych i odpornych na ścieranie. Montowana jest w specjalnym cylindrze i zabezpieczona śrubą łączącą. W części dolnej nawiewnika podłogowego znajduje się kosz osadczy, umożliwiający okresowe oczyszczanie nawiewnika z zanieczyszczeń, a dzięki perforacji ścian bocznych, zapewniający także w miarę równomierny wypływ powietrza.



Rys. 43. Nawiewnik podłogowy typu BDA – K wielkości 150 [SCHAKO]



Rys. 44. Budowa nawiewnika podłogowy typu BCF. Oznaczenia: 1 – płyta wylotowa wraz z kierownicami, 2 – maskownica otworu śruby mocującej, 3 – cylinder mocujący, 4 – kosz perforowany [HALTON]

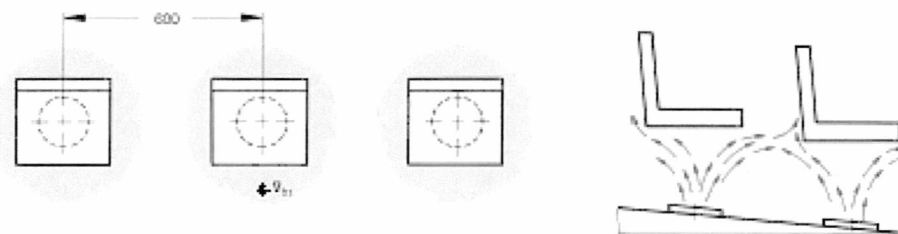
Na rysunku 45 przedstawiono nawiewniki podłogowe: **FB** (TROX), **CGLa** (STIFAB FAREX) oraz **PW1** (FLAKT BOVENT). Różnią się kształtem płyty nawiewnej, oraz rodzajem materiału użytego do ich wykonania. Nawiewniki typu FB wykonane są z aluminium i tworzywa sztucznego; pod płytą czołową posiadają przestawne kierownice stwarzające możliwość zmiany kierunku wypływu powietrza. Zaletą nawiewników CGLa, wykonywanych z aluminium, (produkcji STIFAB FAREX) jest ich przystosowanie do pracy

ze stałym i zmiennym strumieniem powietrza nawiewanego, który może być nawiewany z temperaturą niższą lub wyższą od temperatury w pomieszczeniu. Wykonane całkowicie z tworzywa sztucznego o dużej wytrzymałości mechanicznej są nawiewniki typu PW1, firmy FLAKT BOVENT. Cechuje je prosta konstrukcja oraz łatwy i szybki montaż. Zalecany strumień powietrza nawiewanego przez omawiane nawiewniki podłogowe wynosi od 8 do 28 l/s (od 30 do 100 m³/h), a ich głośność nie przekracza 30 dB(A).



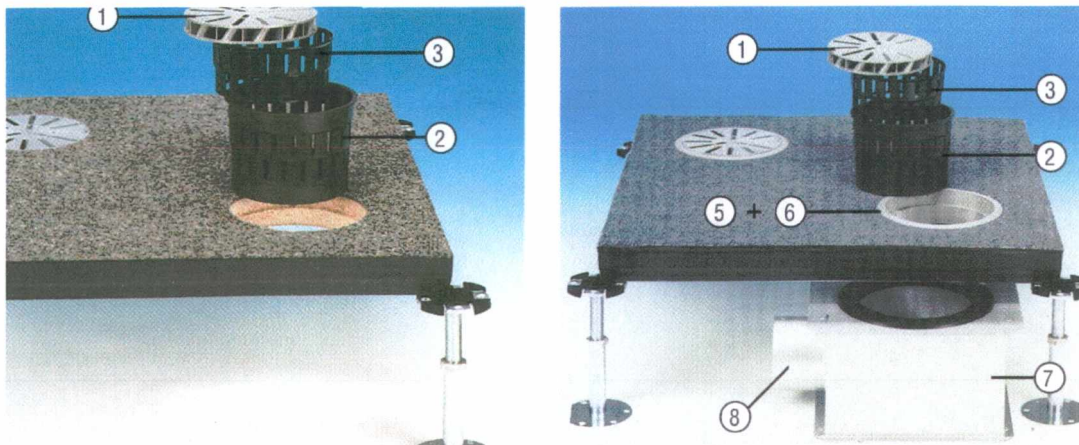
TYP FB TROX TYP CGLa STIFAB FAREX TYP PW1 FLAKT BOVENT
Rys. 45. Przykładowe nawiewniki podłogowe [TROX, STIFAB FAREX, FLAKT BOVENT]

Nawiewniki podłogowe w salach widowiskowych, audytoryjnych czy konferencyjnych umieszcza się zazwyczaj w podłodze, bezpośrednio pod każdym fotelem. Powietrze wypływa wytwarzając mocno turbulentny strumień, który zostaje załamany na spodzie siedziska fotela – rysunek 46. Następnie strumień rozprzestrzenia się radialnie, tworząc kształt parasola. Powietrze nawiewane omywa siedzącą osobę, asymilując zyski ciepła i na skutek konwekcji przemieszcza się do góry, pod sufit pomieszczenia. Prędkość strumienia w obrębie nóg siedzącej osoby wynosi około 0,15 m/s.



Rys. 46. Lokalizacja nawiewników podłogowych pod fotelami [TROX]

Nawiewniki podłogowe mogą być zasilane powietrzem bezpośrednio z przestrzeni podpodłogowej lub przyłączane są przewodami elastycznymi poprzez puszki rozprężne – rysunek 45. W salach widowiskowych, ze względu na znaczną ich liczbę, montowane są wyłącznie wg sposobu pierwszego.



Rys. 47. Sposoby montażu nawiewników podłogowych na przykładzie nawiewnika typu Q – DB.
Oznaczenia: 1 – płyta wylotowa wraz z kierownicami, 2 – kosz perforowany, 3 – cylinder mocujący, 5 – płyta podłogowa, 6 – otwór montażowy, 7 – skrzynka rozprężna, 8 – króciec wlotowy [KRANTZ]

Zastosowania omawianych nawiewników podłogowych przedstawiono na rysunku 48.



*Nawiewniki podłogowe typ Q - DB - E
Kongress Zentrum, Frankfurt*



*Nawiewniki wirowe typ Q - DB - E
Kino „Kosmos UFA-Palast”, Berlin*

Rys. 48. Nawiew powietrza z wykorzystaniem nawiewników podłogowych [KRANTZ]

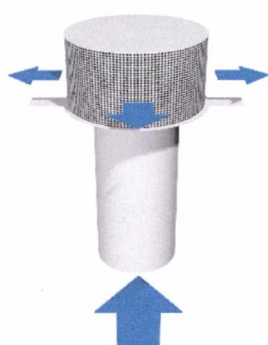
7.4. Nawiewniki fotelowe stopowe

Nawiewniki fotelowe stopowe przeznaczone są do montowania w stałych (mocowanych do podłogi) fotelach w teatrach, salach widowiskowych czy audytoriach. Posiadają bezpośredni kontakt z przestrzenią podpodłogową. Element nawiewny znajduje się nad podłogą. Powietrze uzdatnione dostarczane jest do przestrzeni międzypodłogowej, z której wypływa do nawiewnika. Przemieszcza się nad podłogą z małą prędkością i na skutek wyporu termicznego powodowanego przez źródła ciepła, jakimi są osoby siedzące na fotelach, unosi się w górę na wysokość strefy oddychania, omywa ją i przepływa dalej pod

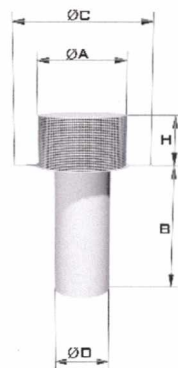
sufit. Badania wykazują, że na wysokości 50 cm nad podłogą prędkość powietrza jest mniejsza niż 0,1 m/s. Konieczność odprowadzenia zysków ciepła od ludzi i oświetlenia wymaga, by nawiewane powietrze było chłodniejsze od powietrza w strefie przebywania ludzi. Maksymalna różnica temperatury między powietrzem w strefie a strumieniem nawiewanym wynosi 4 K. Taki system nawiewu powietrza nie powoduje odczucia przeciągów, a mikroklimat pomieszczenia odpowiada zaleceniom stawianym pomieszczeniom o wysokich wymaganiach co do komfortu cieplnego, do których należą sale widowiskowe [17]. Strumień powietrza, jaki może zostać dostarczony przez nawiewnik tego rodzaju, jest zależny od jego wymiarów i zawiera się najczęściej w granicach 5,5 – 18 l/s (20 – 65 m³/h). Dzięki małym prędkościom wypływu obserwuje się niski poziom emisji hałasu (16 dB(A)).

7.4.1. Nawiewnik fotelowy typu DSM firmy HALTON

Nawiewnik typu **DSM** firmy HALTON wytwarzany jest tylko w jednej wielkości DN 100 i składa się z dwóch podstawowych elementów: cylindrycznie wykonanego nawiewnika oraz przewodu doprowadzającego powietrze z przestrzeni międzypodłogowej.



*Nawiewnik fotelowy typ DSM
widok*



*Nawiewnik fotelowy typ DSM – wymiary:
A=150; B=200; C=205; D=96; H=75 [mm]*

Rys. 49. Zasada działania oraz podstawowe wymiary nawiewnika fotelowego typu DSM [HALTON]

Wysokość elementu nawiewnego wynosi około 75 mm, zaś jego średnica 150 mm. Płyta perforowana umieszczona w tulei nawiewnej daje duży opór i to zapewnia dużą stateczność hydrauliczną instalacji. Powietrze wypływa po całym obwodzie stopy fotela. Rysunek 49 przedstawia opisany nawiewnik typu DSM firmy HALTON.

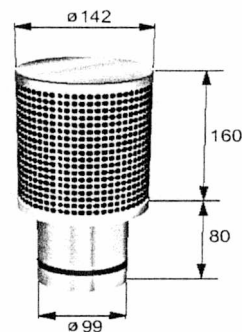
7.4.2. Nawiewnik fotelowy typu DCCb firmy STIFAB FAREX

Podobną konstrukcję posiada nawiewnik typu **DCCb** firmy STIFAB FAREX, wytwarzany także tylko w wielkości DN 100. Nawiewnik DCCb posiada większą

powierzchnię nawiewu – rysunek 50. Korpus nawiewnika posiada króciec z gumową uszczelką, zaś perforowany panel zewnętrzny (część nawiewna) łączony jest z korpusem na gwint.



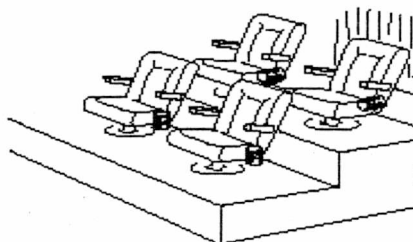
*Nawiewnik fotelowy typ DCCb
widok*



*Nawiewnik fotelowy typ DCCb
wymiar*

Rys. 50. Nawiewnik fotelowy typu DCCb oraz jego podstawowe wymiary
[STIFAB FAREX]

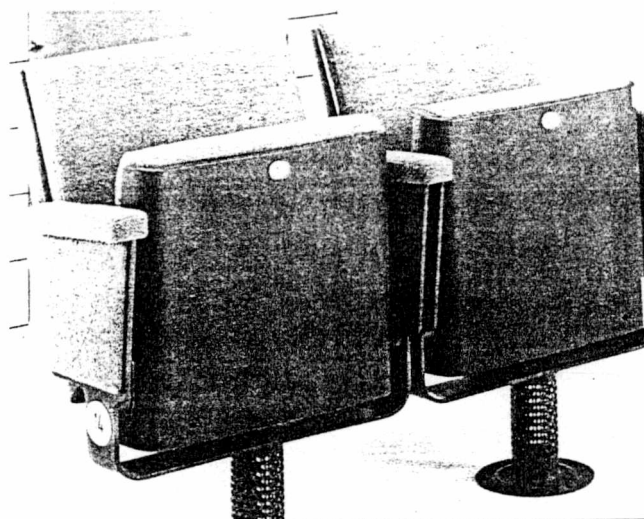
Nawiewnik DCCb posiada bardzo dobrą charakterystykę przepływu (stosunkowo małe opory np. 5 Pa przy przepływie 12 l/s). Prosta jest konstrukcja i montaż (w podłodze pomieszczenia, pod siedziskami foteli). Może być również osadzany w stopniach między poszczególnymi poziomami podłogi pomieszczenia w układzie amfiteatralnym. Na rysunku 51 widać dwa sposoby montażu nawiewników DCCb w pomieszczeniu.



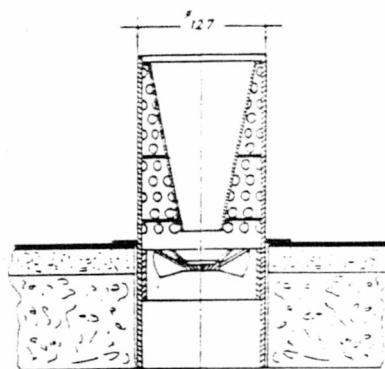
Rys. 51. Sposoby montażu nawiewnika fotelowego typu DCCb [STIFAB FAREX]

7.4.3. Nawiewnik fotelowy firmy S&H

Nawiewniki fotelowe produkowane przez firmę S&H są integralną częścią fotela, stanowią jego stopę (rysunek 52). Do górnej części nawiewnika przymocowana jest obejmą podtrzymująca oparcie oraz siedzisko. Dolna część stopy fotela zakończona jest kołnierzem, służącym do mocowania fotela do podłogi. Podstawa fotela wykonana została w formie perforowanego cylindra o średnicy DN 125. Wyływ jest źródłowy, mało turbulentny. Do wnętrza cylindra wprowadzono kierownice (pokazane na rysunku 53) w celu zwiększenia oporów przepływu.



Rys. 52. Nawiewnik fotelowy stopowy firmy S&H [S&H]

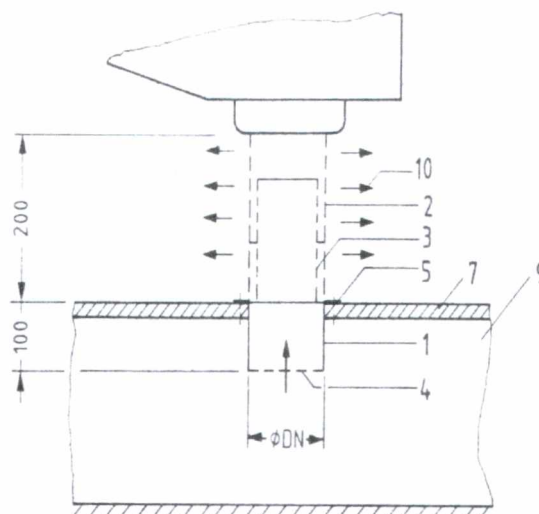


Rys. 53. Konstrukcja nawiewnika fotelowego stopowego firmy S&H [S&H]

7.4.4. Nawiewnik fotelowy typu Q – ST firmy KRANTZ

Na rysunku 54 przedstawiono nawiewnik fotelowy stopowy typu Q - ST firmy KRANTZ stanowiący zarazem jego element konstrukcyjny. Z nawiewnika tego uzyskuje się wypływ laminarny (źródłowy) w bezpośrednim obszarze przebywania ludzi, o wydajności od 4 do 18 l/s ($15 \div 65 \text{ m}^3/\text{h}$) powietrza, zależnie od wymiarów: DN 100 ($4 \div 10 \text{ l/s}$ ($15 \div 35 \text{ m}^3/\text{h}$)), DN 127 ($5,5 \div 12,5 \text{ l/s}$ ($20 \div 45 \text{ m}^3/\text{h}$)) oraz DN 190 ($8 \div 18 \text{ l/s}$ ($30 \div 65 \text{ m}^3/\text{h}$)).

Ten nawiewnik fotelowy 1 składa się z perforowanego cylindra zewnętrznego 2, dodatkowego wewnętrznego cylindra z perforowanej blachy 3 oraz przewodu łączącego zakończonego perforowaną przesłoną 4. Do podłoża 7 nawiewnik przymocowany jest za pomocą kołnierza 5. Powietrze z komory ciśnieniowej 9 wypływa do pomieszczenia przez zewnętrzny cylinder 2. Ten zewnętrzny cylinder jest jednocześnie podstawą konstrukcji fotela. Dolna perforowana przesłona stanowi dodatkowy opór, zapewniając równomierny dopływ do wszystkich podłączonych do komory ciśnieniowej nawiewników.



Rys. 54. Nawiewnik fotelowy stopowy typu Q – ST oraz jego podstawowe wymiary.
Oznaczenia: 1 – noga fotela z nawiewnikiem, 2 – perforowany cylinder zewnętrzny, 3 – perforowany cylinder wewnętrzny (środkowy), 4 – perforowana przesłona, 5 – połączenie kołnierzowe, 7 – podłoga górna, 9 – komora ciśnieniowa, 10 – nawiew [KRANTZ]

Uzdatnione powietrze dostaje się bezpośrednio do strefy przebywania ludzi. Wypływ jest równomierny, ma kierunek promieniowy i formuje się poziomo nad podłogą (rysunek 55). Prędkość wypływu jest w granicach 0,08 – 0,16 m/s. Strumień po zasymilowaniu ciepła kieruje się do strefy przebywania ludzi i dalej pod sufit, skąd jest usuwane.



Rys. 55. Wypływ powietrza z nawiewnika fotelowego stopowego typu Q – ST [KRANTZ]

Temperatura powietrza nawiewanego nie powinna być niższa od 20°C. Maksymalny przyrost temperatury w strefie przebywania ludzi 4 K, a między powietrzem nawiewanym i wywiewanym 12 K (dane z karty katalogowej DS. 4028 02.95). Jest to związane z umiejscowieniem elementu nawiewnego w pobliżu nóg widza (lub słuchacza). Nogi są bardzo

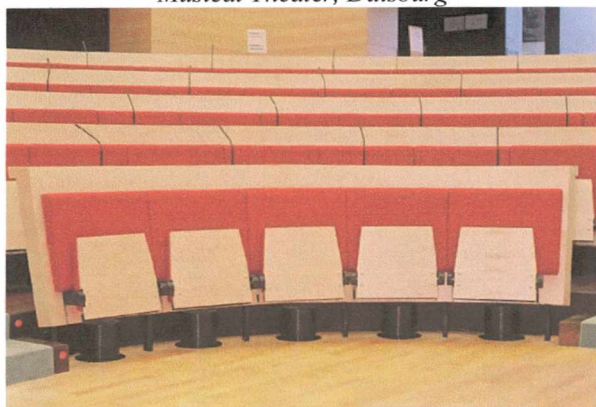
wrażliwe na zmiany (szczególnie na obniżanie się) temperatury otoczenia. Zastosowanie takich nawiewników przedstawia rysunek 56.



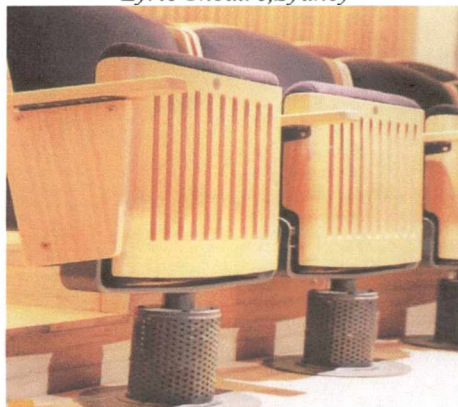
*Nawiewniki fotelowe stopowe typ Q - ST
Musical Theater, Duisburg*



*Nawiewniki fotelowe stopowe typ Q -ST
Lyric Theatre, Sydney*



*Nawiewniki fotelowe stopowe typ Q - ST
Konrad – Adenauer – Stiftung , Berlin*



*Nawiewniki fotelowe stopowe typ Q -ST
Glyndebourn Opera*

Rys. 56. Nawiew powietrza z wykorzystaniem nawiewników fotelowych stopowych
[KRANTZ]

8. PROTOTYP NAWIEWNIKA

8.1. Wybór rodzaju nawiewnika

Nawiewniki umieszczane w fotelach mogą być, w zależności od wyboru sposobu nawiewu powietrza do pomieszczenia indukcyjne lub źródłowe. Różnią się co do zasady działania i rozwiązania elementu nawiewnego. W nawiewniku indukcyjnym, w celu zmniejszenia różnicy temperatur pomiędzy powietrzem nawiewanym a panującym w strefie przebywania ludzi, przed jego wypływem do pomieszczenia następuje intensywne wymieszanie powietrza nawiewanego i podsysanego z pomieszczenia. Prędkość powietrza w samym nawiewniku musi być znaczna, aby osiągnąć efekt indukcji. Przy wypływie powietrza z nawiewnika indukcyjnego prędkości mogą być zbyt duże powodując odczucie zjawiska przeciągu.

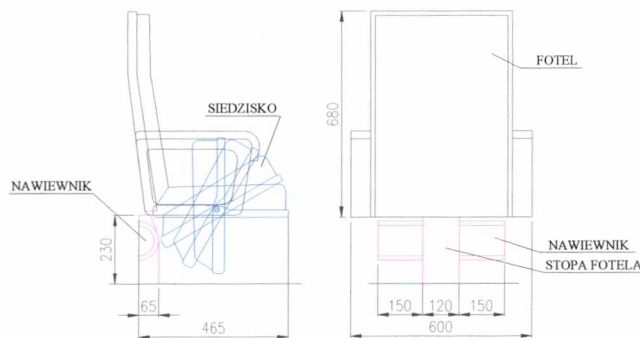
Znacznie prostsze pod względem konstrukcyjnym, są nawiewniki źródłowe, które dostarczają powietrze do strefy przebywania ludzi z bardzo małymi prędkościami. Odpada wówczas kłopotliwy problem hałasu oraz ryzyko wystąpienia przeciągów. Przy dość małych różnicach temperatur powietrza nawiewanego i w pomieszczeniu, ilość powietrza dostarczanego przez ten nawiewnik, pokrywa w zupełności zapotrzebowanie cieplne i higieniczne przebywających w strefie ludzi. Porównując opisywane powyżej rodzaje nawiewników możliwych do zastosowania pod siedziskami foteli w obiektach widowiskowych należy stwierdzić, że konstrukcje elementów źródłowych znacznie przewyższają indukcyjne.

8.2. Opis konstrukcji prototypu nawiewnika

Wytworzenie w pomieszczeniu przepływu wyporowego wymaga zastosowania elementów specjalnej konstrukcji, które zgodnie ze zdobytymi doświadczeniami powinny spełniać następujące wymagania:

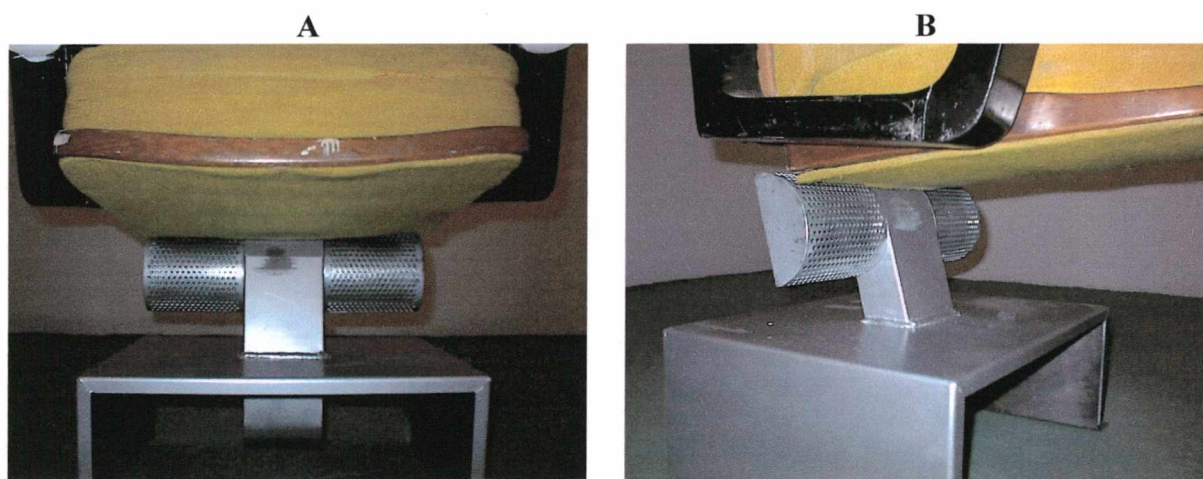
- ❖ strumień powietrza przy wypływie powinien posiadać niską turbulencję przy jednoczesnym utrzymaniu dużej stabilności i możliwie dalekim zasięgu oddziaływania;
- ❖ na strumień nawiewany składa się duża liczba sąsiadujących ze sobą, pojedynczych mini - strumieni powietrza.

Zaprojektowany nawiewnik został umieszczony bezpośrednio pod siedziskiem fotela - rysunek 57. Umieszczenie elementów nawiewnych w tym miejscu nie ogranicza możliwości składania siedziska w czasie, gdy miejsce na fotelu nie jest zajmowane.



Rys. 57. Umiejscowienie nawiewnika pod siedziskiem fotela

Nawiewnik składa się z dwóch połówek perforowanego cylindra. Powietrze doprowadzane jest do nawiewnika przez stopę fotela o wymiarach 65 x 120 mm, stanowiącą jego element konstrukcyjny. Nawiewnymi elementami są dwie połowy walca o średnicy 130 mm i długości 150 mm. Posiadają perforowaną powierzchnię przednią oraz pełną boczną i tylną. Nawiew następuje przez perforowaną powierzchnię przednią w kierunku nóg widza (siedzącego na fotelu). Perforacja dobrana jest tak, aby wytworzyć warunki wypływu równomiernego.



Rys. 58. Prototyp badanego nawiewnika fotelowego umieszczony pod siedziskiem:
A – widok od czoła, B – widok z boku

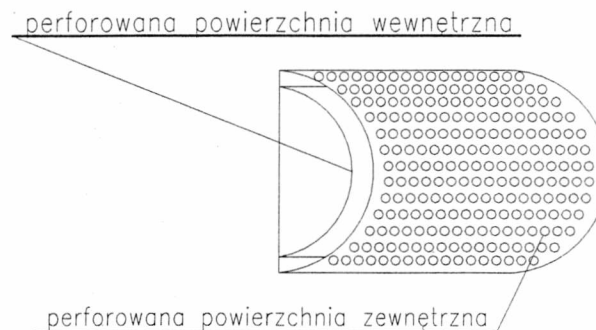
W celu poprawy równomierności wypływu z nawiewnika, do jego wnętrza wprowadzono drugą (dodatkową) powierzchnię perforowaną. Stanowi ona równocześnie dodatkowy opór, który sprzyja równomiernemu rozdziałowi powietrza do poszczególnych nawiewników. Bardziej równomierny staje się także wypływ powietrza z nawiewnika. Elementy nawiewne zostały wykonane z blachy stalowej ocynkowanej grubości 0,5 mm; zaś stopa fotela (stanowiąca podstawę) z blachy ocynkowanej o grubości 2 mm. Na zdjęciach (rysunek 58) przedstawiono prototyp badanego nawiewnika fotelowego.

Proponowany do zastosowania nawiewnik fotelowy posiada następujące zalety:

- doprowadzenie powietrza nawiewanego następuje bezpośrednio do strefy, z której korzystny sposób przedostaje się w obszar osoby siedzącej;
- przyjęty sposób nawiewu uzdatnionego powietrza pod siedzisko, w obszar stosunkowo czysty, zabezpiecza przed wtórnym zanieczyszczeniem pyłem i kurzem gromadzącymi się nad podłogą pomieszczenia;
- stopę fotela (element konstrukcyjny) wykorzystano do transportu powietrza do nawiewnika;
- konstrukcja nawiewnika jest dostatecznie odporna na uszkodzenie przez osobę siedzącą, która ma utrudniony dostęp do samego nawiewnika;
- korzystne usytuowanie (w górnej części stopy fotela), zapewnia łatwe utrzymanie w czystości powierzchni podłogi oraz eliminuje możliwość uszkodzenia nawiewnika w czasie sprzątania;
- w czasie, gdy fotel jest pusty, siedzisko może być podniesione;
- nie ma możliwości zanieczyszczenia nawiewnej przestrzeni międzypodłogowej.

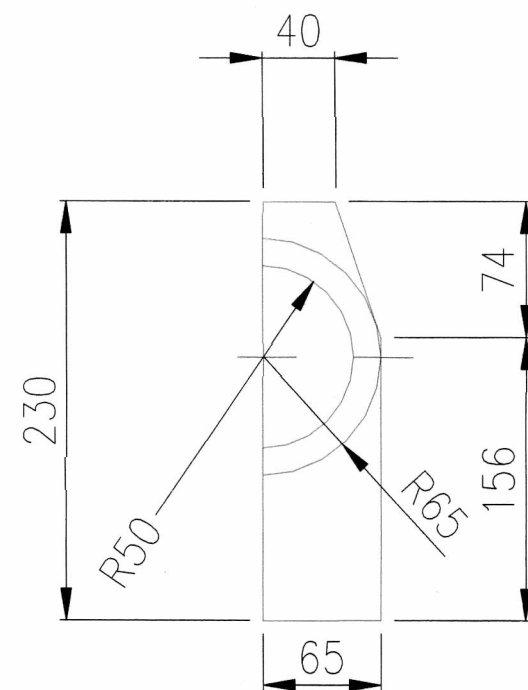
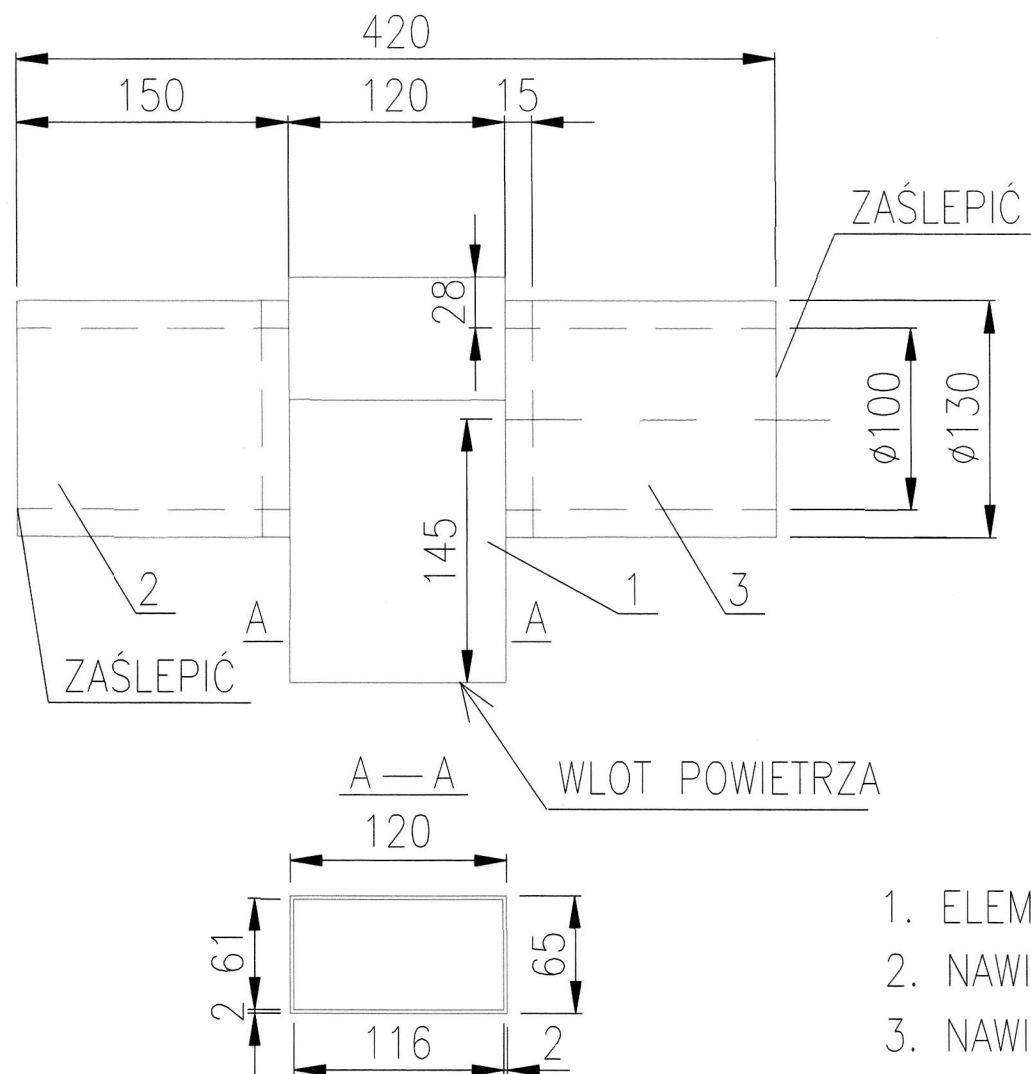
Konstrukcja prototypu nawiewnika wraz ze stopą fotela (będącą jego integralną częścią) została przedstawiona na rysunku 59.

Na rysunku 60 zobrazowano poglądowo sam nawiewnik półwalcowy z zaznaczeniem dwóch powierzchni perforowanych: wewnętrznej i zewnętrznej.



Rys. 60. Nawiewnik półwalcowy

Pełną charakterystykę wewnętrznych i zewnętrznych powierzchni perforowanych nawiewnika półwalcowego, zaprojektowanych i wykonanych na potrzeby badań, obrazuje tabela 7. W tabeli tej podano ponadto sposób oznaczeń wymiennych elementów konstrukcyjnych ułatwiający ich szybką identyfikację w trakcie prowadzonych prac badawczych.



1. ELEMENT KONSTRUKCYJNY – CZĘŚĆ NOŚNA
2. NAWIEWNIK LEWY
3. NAWIEWNIK PRAWY

Rys. 59. Rysunek złożeniowy prototypu nawiewnika fotelowego umieszczonego pod siedziskiem

Tabela 7. Charakterystyka powierzchni perforowanych nawiewnika półwalcowego

L.p.	OPIS SPOSOBU PERFORACJI PŁASZCZYZNY	OZNACZENIE	POWIERZCHNIA brutto m ²	LICZBA OTWORÓW	POWIERZCHNIA netto	STOPIEŃ PERFORACJI %	PRĘDKOŚĆ WYPŁYWU Z NAWIEWNIKA, m/s							
							przy V=30m ³ /h		przy V=40m ³ /h		przy V=50m ³ /h		przy V=60m ³ /h	
-	-	-	m ²	-			brutto	netto	brutto	netto	brutto	netto	brutto	netto
PŁASZCZYZNA WEWNĘTRZNA														
1	otwory o średnicy 6 mm	W-O6-30(S/SS)*	0,0236	248	0,0070	29,8	0,18	0,60	0,24	0,79	0,30	0,99	0,35	1,18
2	otwory o średnicy 6mm, przesłonięcie ostatniego rzędu otworów	W-O6-30_12	0,0236	236	0,0067	28,4	0,18	0,63	0,24	0,83	0,30	1,04	0,35	1,25
3	otwory o średnicy 6mm, przesłonięcie dwóch ostatnich rzędów otworów	W-O6-30_18	0,0236	230	0,0065	27,6	0,18	0,64	0,24	0,65	0,30	1,06	0,35	1,28
4	otwory o średnicy 6mm, przesłonięcie trzech ostatnich rzędów otworów	W-O6-30_24	0,0236	224	0,0063	26,9	0,18	0,65	0,24	0,88	0,30	1,10	0,35	1,32
5	otwory o średnicy 6 mm	W-O6-40	0,0236	333	0,0094	40,0	0,18	0,44	0,24	0,59	0,30	1,24	0,35	0,89
6	kwadraty o długości boku 6 mm	W-K6-20	0,0236	143	0,0051	21,9	0,18	0,81	0,24	1,08	0,30	1,35	0,35	1,62
7	kwadraty o długości boku 6 mm	W-K6-30	0,0236	188	0,0068	28,7	0,18	0,61	0,24	0,82	0,30	1,02	0,35	1,23
8	kwadraty o długości boku 10 mm	W-K10-40	0,0236	105	0,0105	44,6	0,18	0,40	0,24	0,53	0,30	0,66	0,35	0,80
PŁASZCZYZNA ZEWNĘTRZNA														
1	otwory o średnicy 6 mm	Z-O6-30	0,0306	341	0,0097	31,5	0,14	0,43	0,18	0,58	0,23	0,72	0,27	0,87
2	otwory o średnicy 10 mm	Z-O10-30	0,0306	119	0,0093	30,5	0,14	0,45	0,18	0,59	0,23	0,75	0,27	0,89
3	otwory o średnicy 6 mm	Z-O6-40	0,0306	432	0,0122	40,0	0,14	0,34	0,18	0,46	0,23	0,57	0,27	0,68
4	otwory o średnicy 7 mm	Z-O7-45	0,0306	352	0,0136	44,3	0,14	0,30	0,18	0,41	0,23	0,51	0,27	0,62
5	otwory o średnicy 10 mm	Z-O10-50	0,0306	196	0,0154	50,3	0,14	0,27	0,18	0,36	0,23	0,45	0,27	0,54
6	otwory o średnicy 14 mm	Z-O14-55	0,0306	111	0,0171	55,8	0,14	0,24	0,18	0,32	0,23	0,41	0,27	0,49
7	kwadraty o długości boku 6 mm	Z-K6-30	0,0306	280	0,0101	32,9	0,14	0,42	0,18	0,55	0,23	0,69	0,27	0,82
8	kwadraty o długości boku 10 mm	Z-K10-30	0,0306	95	0,0095	31,0	0,14	0,44	0,18	0,58	0,23	0,43	0,27	0,88
9	kwadraty o długości boku 10 mm	Z-K10-55	0,0306	165	0,0165	53,9	0,14	0,25	0,18	0,34	0,23	0,42	0,27	0,50
10	kwadraty o długości boku 10 mm	Z-K10-60	0,0306	176	0,0176	57,5	0,14	0,23	0,18	0,32	0,23	0,40	0,27	0,48

*) Dodatkowe oznaczenie: S - jedna warstwa dodatkowej przesłony z siatki miedzianej; SS - dwie warstwy dodatkowej przesłony z siatki miedzianej

9. STANOWISKO BADAWCZE

Badania przeprowadzono na stanowisku pomiarowym zbudowanym w pomieszczeniu nr 401 laboratorium Zakładu Klimatyzacji i Wentylacji Katedry Klimatyzacji i Ciepłownictwa Politechniki Wrocławskiej w budynku C-6.

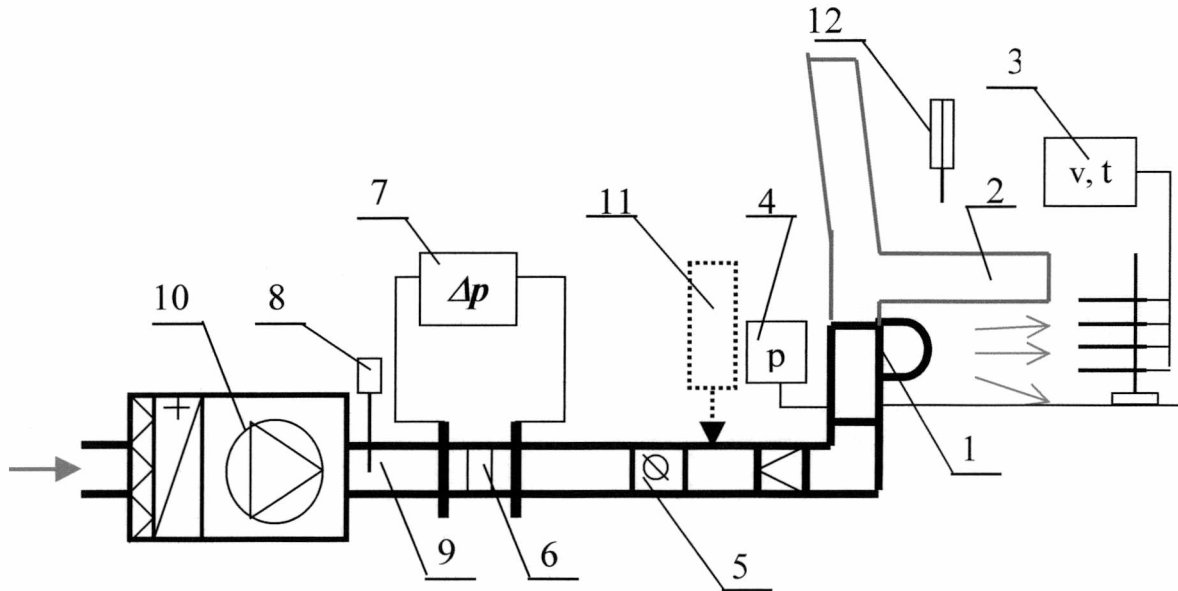
Stanowisko badawcze zaprojektowano i wykonano z uwzględnieniem następujących wymagań:

- ▶ ustalony i niezakłócony ma być przepływ powietrza w odcinkach pomiarowych oraz prawidłowy odbiór ciśnienia w punktach pomiarowych, dla zapewnienia dokładnego pomiaru strumienia powietrza nawiewanego,
- ▶ musi istnieć możliwość regulacji wartości strumienia powietrza nawiewanego,
- ▶ zapewniony ma być prawidłowy pomiar temperatury i prędkości powietrza w punktach siatki pomiarowej.

Na stanowisku pomiarowym prowadzono pomiary wypływu powietrza z nawiewnika. Na podstawie pomiarów prędkości wypływu oraz prędkości w określonych odległościach od nawiewnika oceniono kształt strugi nawiewnej w zależności od wielkości strumienia powietrza nawiewnego, od rodzaju i stopnia perforacji płyty nawiewnej oraz przesłony wewnętrznej. Ponadto określono charakterystykę hydrauliczną prototypu nawiewnika fotelowego w zależności od wartości strumienia powietrza nawiewanego oraz od rodzaju i stopnia perforacji płyty nawiewnej. Przeprowadzono wizualizację wypływu powietrza z nawiewnika.

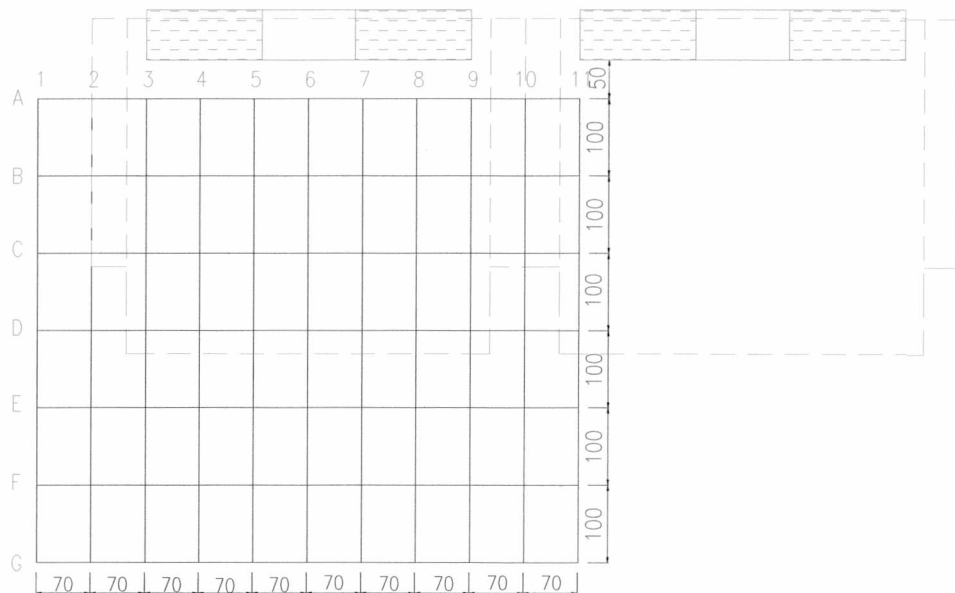
Rysunek 61 przedstawia schemat stanowiska pomiarowego wraz z zaznaczeniem odczytywanych podczas pomiarów wielkości.

Centrala wentylacyjna nawiewna 8 dostarcza powietrze, poprzez sieć przewodów 9, do nawiewnika 1 umieszczonego pod siedziskiem fotela 2. Za pomocą zestawu pomiarowego 3, wyposażonego w cztery sondy termooanemometryczne przystosowane do pomiarów w zakresie niższych prędkości, mierzone są prędkość i temperatura w określonych odległościach od nawiewnika 1. Mikromanometrem elektronicznym 4 dokonuje się pomiarów oporów nawiewnika 1. Strumień powietrza nawiewanego regulowany jest przepustnicą jednopłaszczyznową 5. Pomiar strumienia następuje za pomocą znormalizowanej kryzy pomiarowej z otworami impulsowymi w kołnierzach 6, podłączonej do mikromanometru elektronicznego 7. Temperaturę powietrza nawiewanego mierzy się czujnikiem temperatury 8, zaś w pomieszczeniu termometrem rtęciowym 12. Do wizualizacji wypływu powietrza z nawiewnika zastosowano zadymiarke 11.



Rys. 61. Schemat stanowiska pomiarowego. Oznaczenia: 1 – prototyp nawiewnika, 2 – foteł, 3 – zestaw pomiarowy z termoanemometrami (szt. 4), 4 – mikromanometr elektroniczny, 5 – przepustnica regulacyjna, 6 – kryza pomiarowe, 7 – mikromanometr elektroniczny, 8 – czujnik temperatury, 9 – kanał powietrzny, 10 – centrala wentylacyjna nawiewna, 11 – zadymiarka, 12 – termometr

Pomiary temperatury i średniej prędkości powietrza wykonano w określonych odległościach od nawiewnika, w siatce pomiarowej jak na rysunku 62. Skok siatki pomiarowej wynosił 0,1 m, jednakże w najbliższej odległości od nawiewnika pomiar był prowadzony ze skokiem 0,05 m. Linia przerywaną oznaczono dwa siedziska wraz z oparciami.



Rys. 62. Schemat siatki pomiarowej – rozmieszczenie punktów pomiarowych

Nawiewnik, będący przedmiotem badań, wykonany został z blachy stalowej ocynkowanej. Jego konstrukcja jest na tyle prosta, iż umożliwia stosunkowo szybko i sprawnie wymianę poszczególnych badanych elementów konstrukcyjnych: płyt nawiewnych oraz przesłon wewnętrznych – elementy 2 i 3 na rysunku 59.

Na rysunku 30 zobrazowano stanowisko pomiarowe zlokalizowane w pomieszczeniu laboratorium w budynku C- 6 Politechniki Wrocławskiej. Ponadto pokazano rozmieszczenie sond pomiarowych w trakcie przeprowadzanych pomiarów.



WIDOK OGÓLNY STANOWISKA



WIDOK Z PRZODU



WIDOK Z PRAWEJ STRONY

Rys. 63. Stanowisko pomiarowe

10. POMIAR PODSTAWOWYCH WIELKOŚCI

10.1. Metody pomiarów

Wykonywane podczas pomiarów odczyty poszczególnych wielkości służyły przede wszystkim do określenia wartości:

- ✓ strumienia powietrza nawiewanego przez nawiewnik,
- ✓ prędkości oraz temperatury powietrza w strudze powietrza nawiewanego,
- ✓ oporów nawiewnika,
- ✓ poziomu dźwięku hałasu emitowanego przez nawiewnik.

10.1.1. Pomiar strumienia przepływu powietrza nawiewanego

Strumień powietrza nawiewanego dostarczanego do prototypowego nawiewnika fotelowego mierzono za pomocą kryzy pomiarowej z otworami impulsowymi w kołnierzach. Kryza pomiarowa wykonana została zgodnie z normą *PN-ISO 5221:1994 Metody pomiaru przepływu strumienia powietrza w przewodzie*. Średnica zewnętrzna kryzy wynosiła $D = 0,072$ m a średnica wewnętrzna $d = 0,035$ m. Kryza pomiarowa została zainstalowana w przewodzie nawiewnym zgodnie z *PN-ISO 5221:1994*.

Ciśnienie różnicowe mierzono przy użyciu sondy do pomiaru ciśnienia różnicowego typu TESTO 0638.1445 z precyzyjnym wielofunkcyjnym przyrządem pomiarowym typu TESTO 400. Dokładność pomiaru ± 2 Pa. Ze względu na niewielkie zmiany temperatury i wilgotności powietrza w czasie wykonywania pomiarów, nieznaczne były zmiany gęstości powietrza, zatem odstąpiono od korekcji wartości strumienia powietrza na warunki pomiarowe.

10.1.2. Pomiar prędkości powietrza wypływającego z nawiewnika

Pomiar prędkości powietrza w strumieniu powietrza nawiewanego prowadzono przy użyciu zestawu: czterech sond do pomiaru w zakresie niższych prędkości przepływu i temperatury powietrza z wysięgnikiem teleskopowym typu TESTO 0635.1049 podłączonych do loggera typu TESTO 454 i współpracujących z kartą PCMCIA. Zakres działania sondy 0 – 10 m/s, dokładność pomiaru $\pm 0,01$ m/s ± 5 % wartości mierzonej, dokładność odczytu 0,01 m/s. Pomiary rejestrowane przez miernik opracowane zostały za pomocą oprogramowania komputerowego Comsoft 3 firmy TESTO. Jako wynik pomiaru przyjmowano średnią wartość prędkości z czasu trwania pomiaru w danym punkcie siatki pomiarowej. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na sporządzonej siatce ilustruje rysunek 62. Wszystkie sondy zostały umieszczone na statywie w celu wyeliminowania ewentualnych drgań oraz zaburzeń przepływu.

10.1.3. Pomiar temperatury powietrza wypływającego z nawiewnika

Pomiar temperatury powietrza w strumieniu powietrza nawiewanego prowadzono przy użyciu zestawu opisanego w punkcie 9.1.2. Zakres działania sondy od -20 do $+70^{\circ}\text{C}$, dokładność pomiaru $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$, dokładność odczytu $0,1^{\circ}\text{C}$. Pomiary rejestrowane przez miernik opracowane zostały za pomocą oprogramowania komputerowego Comsoft 3 firmy TESTO. Jako wynik pomiaru przyjmowano średnią wartość prędkości z czasu trwania pomiaru w danym punkcie siatki pomiarowej.

10.1.4. Pomiar temperatury powietrza nawiewanego

Temperaturę powietrza mierzono za pomocą czujnika temperatury QAM22 firmy SIEMENS. Zakres działania czujnika od -20 do $+100^{\circ}\text{C}$. Wartości odczytywano z regulatora sterującego typu RWX62.7034 firmy SIEMENS.

10.1.5. Pomiar temperatury powietrza w pomieszczeniu

Temperaturę powietrza w pomieszczeniu mierzono za pomocą termometru rtęciowego o zakresie pomiarowym od 0 do $+50^{\circ}\text{C}$ i podziałce $0,2^{\circ}\text{C}$.

10.1.6. Pomiar oporów nawiewnika

Pomiar oporów nawiewnika w zależności od rodzaju i stopnia perforacji płyty nawiewnej oraz przesłony wewnętrznej wykonano przy użyciu sondy do pomiaru ciśnienia różnicowego typu TESTO 0638.1445 z precyzyjnym wielofunkcyjnym przyrządem pomiarowym typu TESTO 400. Dokładność pomiaru $\pm 2\text{ Pa}$. Mierzono ciśnienie statyczne na elemencie wlotowym do nawiewnika. Jako wynik pomiaru przyjmowano średnią wartość ciśnienia statycznego z czasu trwania pomiaru przy ustalonym przepływie powietrza.

10.1.7. Pomiary hałasu nawiewnika

Pomiary hałasu nawiewnika przeprowadzono w pracowni akustyki Zakładu Klimatyzacji i Wentylacji Katedry Klimatyzacji i Ciepłownictwa Politechniki Wrocławskiej – budynek C-6, przy użyciu precyzyjnego miernika poziomu dźwięku *Brüel & Kjær Copenhagen* typu 2203 z mikrofonem typu 4155. Jest to przyrząd w 1. klasie dokładności. Miernik posiada Świadectwo Legalizacji wydane przez Dyrektora Okręgowego Urzędu Miar we Wrocławiu z dnia 8.05.2003 roku.

10.2. Wizualizacja wypływu powietrza z nawiewnika

W celu zaobserwowania sposobu kształtowania się i przepływu strugi nawiewnej wypływającej z nawiewnika umieszczonego pod siedziskiem fotela posłużono się metodą wizualizacji. Opiera się ona na współdziałaniu promieniowania z obcego źródła z badanym ośrodkiem, zaś interpretacja zarejestrowanych fotograficznie w ten sposób obrazów ma charakter wyłącznie jakościowy. Strumień powietrza nawiewanego został zadymiony za pomocą zadymiarki usytuowanej na wlocie do centrali wentylacyjnej – porównaj rysunek 61. Do rejestracji wypływu powietrza z nawiewnika wykorzystano aparat cyfrowy IXUS 400 firmy CANON.

11. ANALIZA WYNIKÓW PRZEPROWADZONYCH BADAŃ

Wymienne elementy nawiewnika półwalcowego umieszczonego pod siedziskiem fotela, o parametrach podanych w tabeli 7, umożliwiały:

- zmianę rodzaju i stopnia perforacji powierzchni wewnętrznej;
- stosowanie dodatkowych elementów wyrównujących wypływ z nawiewnika (np. siatka metalowa, przesłony na części powierzchni wewnętrznej);
- zmianę rodzaju i stopnia perforacji zewnętrznej powierzchni nawiewnej.

Badania przeprowadzono doprowadzając do nawiewnika powietrze o strumieniu od 30 do 60 m³/h, co powodowało zmiany prędkości wylotowej z powierzchni brutto nawiewnika od 0,14 do 0,27 m/s (z powierzchni netto w zakresie od 0,23 do 0,89 m/s).

Na rysunku 64 zamieszczono wzór tabeli pomiarowej, która zawiera zarejestrowane temperatury i prędkości powietrza w przykładowych punktach siatki pomiarowej wraz z wartościami wielkości obliczonych tzn. średnich arytmetycznych prędkości i temperatury, ich odchylenia średniego, standardowego i błędu średniego.

Rys. 64. Wzór tabeli pomiarowej

POMIAR: 17.12.2003 - 3										
POWIERZCHNIA WEWNĘTRZNA:				W-06-30		POWIERZCHNIA ZEWN.: Z-06-40				
Strumień powietrza Vn = 50			[m³/h]	Spadek ciśnienia na kryzie: 20,20			ΔP = 315		[Pa]	
Temperatura pow. nawiewanego			tn=	20,20						
Temperatura w pomieszczeniu			tp=	20,40						
pomiar	Data	Time	v [m/s] 1.1	t [°C] 1.2	v [m/s] 2.1	t [°C] 2.2	v [m/s] 3.1	t [°C] 3.2	v [m/s] 4.1	t [°C] 4.2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	2003-12-17	20:35:33	0,07	20,27	0,07	20,23	0,08	20,00	0,09	19,84
2	2003-12-17	20:35:34	0,07	20,26	0,08	20,22	0,08	19,99	0,09	19,85
3	2003-12-17	20:35:35	0,07	20,25	0,08	20,21	0,09	19,99	0,09	19,85
4	2003-12-17	20:35:36	0,09	20,25	0,09	20,21	0,09	19,99	0,09	19,85
5	2003-12-17	20:35:37	0,13	20,22	0,09	20,2	0,08	19,99	0,11	19,85
6	2003-12-17	20:35:38	0,17	20,20	0,12	20,18	0,09	19,98	0,11	19,85
7	2003-12-17	20:35:39	0,15	20,19	0,12	20,16	0,09	19,97	0,11	19,84
8	2003-12-17	20:35:40	0,13	20,18	0,12	20,15	0,08	19,96	0,10	19,84
9	2003-12-17	20:35:41	0,13	20,17	0,11	20,14	0,07	19,96	0,11	19,83
10	2003-12-17	20:35:42	0,14	20,16	0,12	20,13	0,08	19,96	0,12	19,83
A1	średnia arytmetyczna		0,11	20,22	0,10	20,18	0,08	19,98	0,10	19,84
	odchylenie średnie Δ		0,033	0,035	0,018	0,031	0,005	0,013	0,010	0,007
	odchylenie standardowe σ		0,038	0,040	0,020	0,036	0,007	0,015	0,012	0,008
	błąd średni σf		0,012	0,013	0,006	0,011	0,002	0,005	0,004	0,003
11	2003-12-17	20:35:52	0,37	20,09	0,18	20,05	0,08	19,93	0,09	19,82
12	2003-12-17	20:35:53	0,40	20,08	0,16	20,05	0,08	19,93	0,09	19,83
13	2003-12-17	20:35:54	0,43	20,07	0,18	20,04	0,08	19,92	0,11	19,83
14	2003-12-17	20:35:55	0,42	20,06	0,19	20,03	0,09	19,92	0,11	19,84
15	2003-12-17	20:35:56	0,44	20,05	0,21	20,01	0,08	19,91	0,12	19,84
16	2003-12-17	20:35:57	0,45	20,04	0,20	20,00	0,06	19,9	0,13	19,84
17	2003-12-17	20:35:58	0,46	20,04	0,19	19,99	0,08	19,9	0,13	19,84

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
18	2003-12-17	20:35:59	0,44	20,03	0,17	19,98	0,08	19,9	0,11	19,84
19	2003-12-17	20:36:00	0,47	20,02	0,18	19,98	0,09	19,9	0,11	19,84
20	2003-12-17	20:36:01	0,49	20,01	0,18	19,97	0,08	19,89	0,10	19,85
A2	średnia arytmetyczna		0,44	20,05	0,18	20,01	0,08	19,91	0,11	19,84
	odchylenie średnie Δ		0,027	0,021	0,010	0,026	0,004	0,012	0,010	0,006
	odchylenie standardowe σ		0,036	0,026	0,013	0,031	0,007	0,014	0,013	0,008
	błąd średni σ		0,011	0,008	0,004	0,010	0,002	0,004	0,004	0,003
21	2003-12-17	20:36:08	0,16	19,95	0,18	19,92	0,29	19,86	0,35	19,85
22	2003-12-17	20:36:09	0,16	19,95	0,21	19,91	0,32	19,86	0,35	19,85
23	2003-12-17	20:36:10	0,15	19,94	0,21	19,91	0,34	19,85	0,36	19,85
24	2003-12-17	20:36:11	0,15	19,93	0,16	19,9	0,33	19,85	0,39	19,84
25	2003-12-17	20:36:12	0,14	19,93	0,16	19,9	0,36	19,84	0,39	19,84
26	2003-12-17	20:36:13	0,13	19,92	0,17	19,89	0,36	19,83	0,39	19,84
27	2003-12-17	20:36:14	0,13	19,92	0,20	19,89	0,37	19,83	0,41	19,84
28	2003-12-17	20:36:15	0,14	19,91	0,21	19,88	0,38	19,83	0,43	19,83
29	2003-12-17	20:36:16	0,13	19,9	0,21	19,88	0,37	19,82	0,40	19,83
30	2003-12-17	20:36:17	0,13	19,89	0,22	19,87	0,40	19,82	0,39	19,83
A3	średnia arytmetyczna		0,14	19,92	0,19	19,90	0,35	19,84	0,39	19,84
	odchylenie średnie Δ		0,009	0,016	0,019	0,013	0,025	0,013	0,019	0,006
	odchylenie standardowe σ		0,011	0,020	0,022	0,016	0,032	0,015	0,025	0,008
	błąd średni σ		0,003	0,006	0,007	0,005	0,010	0,005	0,008	0,003
31	2003-12-17	20:36:31	0,08	19,81	0,10	19,81	0,11	19,77	0,24	19,81
32	2003-12-17	20:36:31	0,09	19,8	0,11	19,81	0,11	19,76	0,24	19,81
33	2003-12-17	20:36:32	0,09	19,79	0,11	19,8	0,12	19,75	0,23	19,81
34	2003-12-17	20:36:33	0,08	19,79	0,10	19,79	0,11	19,75	0,22	19,81
35	2003-12-17	20:36:34	0,08	19,78	0,10	19,79	0,11	19,75	0,22	19,81
36	2003-12-17	20:36:35	0,08	19,78	0,09	19,78	0,10	19,74	0,23	19,81
37	2003-12-17	20:36:36	0,08	19,77	0,09	19,78	0,10	19,73	0,24	19,82
38	2003-12-17	20:36:37	0,09	19,77	0,10	19,78	0,10	19,73	0,22	19,82
39	2003-12-17	20:36:38	0,09	19,76	0,11	19,77	0,10	19,72	0,22	19,82
40	2003-12-17	20:36:39	0,09	19,75	0,11	19,76	0,10	19,72	0,22	19,82
A4	średnia arytmetyczna		0,09	19,78	0,10	19,79	0,11	19,74	0,23	19,81
	odchylenie średnie Δ		0,002	0,014	0,006	0,013	0,006	0,014	0,008	0,005
	odchylenie standardowe σ		0,002	0,018	0,007	0,016	0,006	0,017	0,009	0,005
	błąd średni σ		0,001	0,006	0,002	0,005	0,002	0,005	0,003	0,002
41	2003-12-17	20:36:50	0,06	19,7	0,17	19,71	0,18	19,68	0,41	19,85
42	2003-12-17	20:36:50	0,06	19,7	0,17	19,71	0,21	19,68	0,42	19,86
43	2003-12-17	20:36:51	0,06	19,7	0,14	19,71	0,18	19,68	0,40	19,86
44	2003-12-17	20:36:52	0,06	19,69	0,12	19,71	0,22	19,67	0,42	19,87
45	2003-12-17	20:36:53	0,06	19,69	0,11	19,71	0,25	19,67	0,43	19,87
46	2003-12-17	20:36:54	0,06	19,68	0,10	19,71	0,27	19,68	0,44	19,88
47	2003-12-17	20:36:55	0,06	19,68	0,13	19,71	0,25	19,68	0,43	19,88
48	2003-12-17	20:36:56	0,07	19,67	0,15	19,71	0,28	19,68	0,43	19,89
49	2003-12-17	20:36:57	0,07	19,67	0,21	19,71	0,28	19,68	0,43	19,89
50	2003-12-17	20:36:58	0,07	19,67	0,22	19,71	0,22	19,68	0,44	19,89
A5	średnia arytmetyczna		0,06	19,69	0,15	19,71	0,23	19,68	0,42	19,87
	odchylenie średnie Δ		0,004	0,011	0,033	0,000	0,031	0,003	0,010	0,012
	odchylenie standardowe σ		0,005	0,013	0,041	0,000	0,036	0,004	0,013	0,014
	błąd średni σ		0,001	0,004	0,013	0,000	0,011	0,001	0,004	0,005
51	2003-12-17	20:37:06	0,07	19,63	0,10	19,7	0,10	19,69	0,16	19,9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
52	2003-12-17	20:37:07	0,07	19,63	0,09	19,7	0,09	19,69	0,13	19,89
53	2003-12-17	20:37:08	0,07	19,63	0,09	19,7	0,08	19,69	0,12	19,88
54	2003-12-17	20:37:09	0,07	19,62	0,09	19,71	0,07	19,69	0,11	19,88
55	2003-12-17	20:37:10	0,07	19,62	0,08	19,71	0,07	19,69	0,11	19,87
56	2003-12-17	20:37:11	0,07	19,61	0,09	19,71	0,07	19,69	0,10	19,87
57	2003-12-17	20:37:12	0,07	19,61	0,11	19,71	0,07	19,69	0,11	19,86
58	2003-12-17	20:37:13	0,08	19,61	0,09	19,71	0,10	19,68	0,11	19,85
59	2003-12-17	20:37:14	0,07	19,6	0,09	19,71	0,10	19,68	0,12	19,85
60	2003-12-17	20:37:15	0,07	19,6	0,09	19,7	0,11	19,68	0,13	19,84
A6	średnia arytmetyczna		0,07	19,62	0,09	19,71	0,09	19,69	0,12	19,87
	odchylenie średnie Δ		0,003	0,010	0,006	0,005	0,015	0,004	0,012	0,015
	odchylenie standardowe σ		0,004	0,012	0,010	0,005	0,017	0,005	0,016	0,019
	błąd średni σ		0,001	0,004	0,003	0,002	0,005	0,002	0,005	0,006

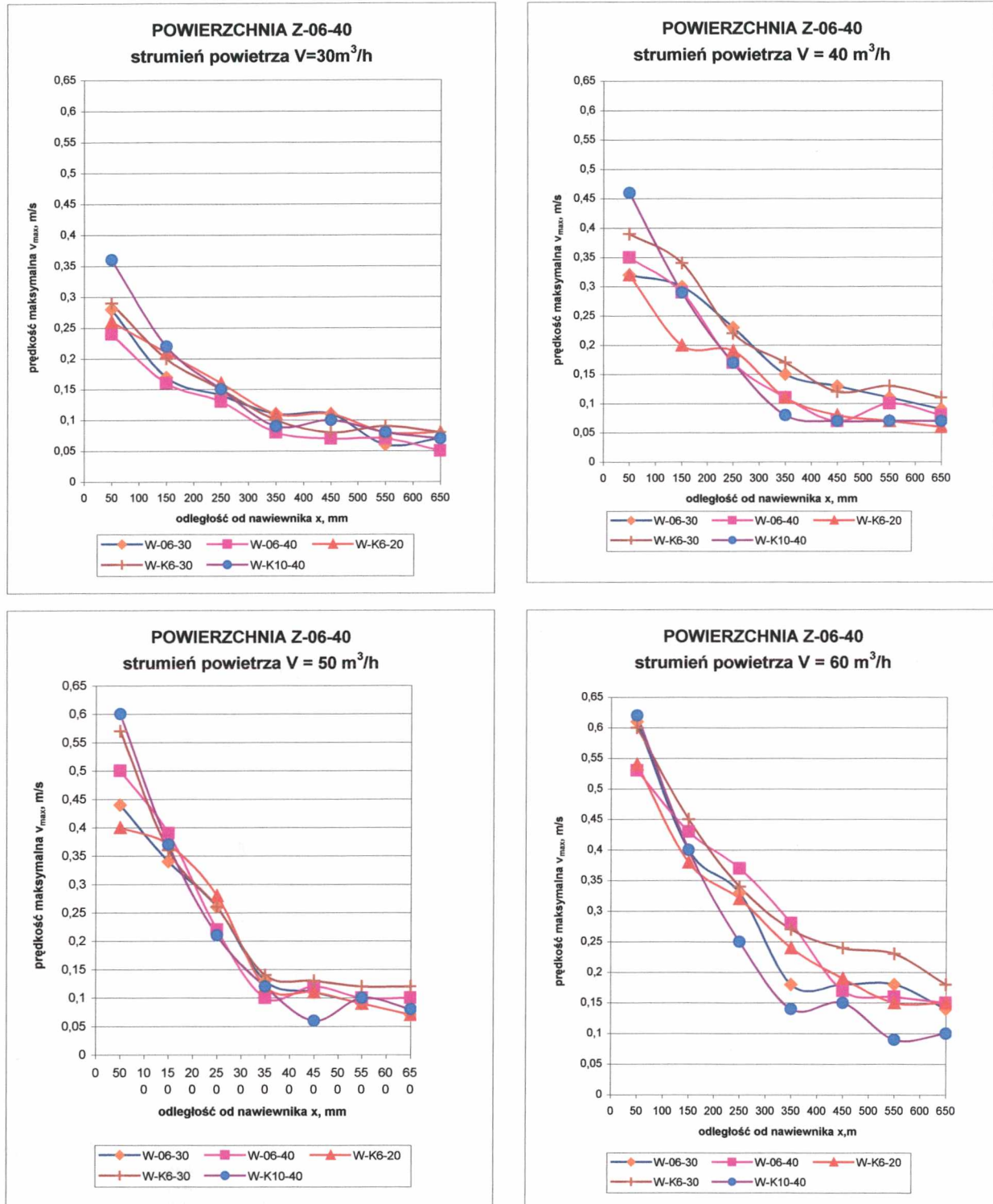
W układzie wentylacji źródłowej nawiewane jest zazwyczaj powietrze o temperaturze zbliżonej do temperatury strefy przebywania ludzi [8, 17, 18, 26, 27, 30, 34] - różnice pomiędzy temperaturą powietrza nawiewanego i w strefie nie przekraczają 2,0 K. Dlatego mając powyższe na uwadze, zdecydowano się na prowadzenie prac badawczych w warunkach zbliżonych do izotermicznych. W dalszej części przedstawiono wyniki badań na wykresach wraz z ich interpretacją.

11.1. Rozkład prędkości powietrza wypływającego z półwalcowego nawiewnika podfotelowego

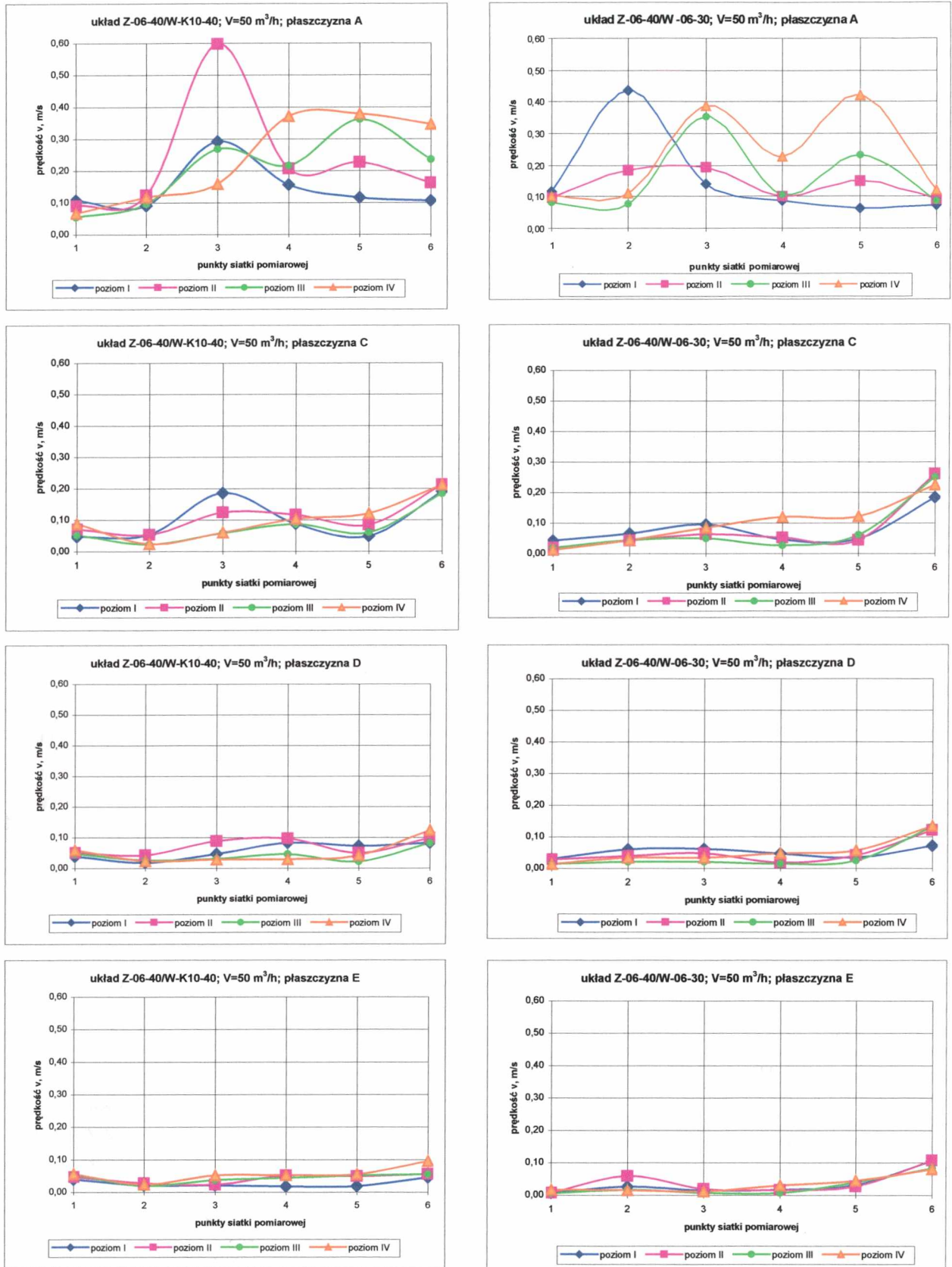
11.1.1. Wpływ stopnia i rodzaju perforacji powierzchni wewnętrznej

Na rysunku 65 przedstawiono wykresy rozkładu prędkości maksymalnych strugi w zależności od odległości przy zmianie rodzaju perforacji powierzchni wewnętrznej i stałej perforacji powierzchni zewnętrznej (np. Z-06-40) dla strumieni powietrza nawiewanego 30, 40, 50 i 60 m³/h. Analizując te wykresy można stwierdzić, że przy strumieniach powietrza 30 i 50 m³/h linie prędkości maksymalnych praktycznie się pokrywają, zaś największe różnice występują przy strumieniu 60 m³/h. Dużą stabilność wykazuje wpływ z powierzchni o stopniu perforacji 20 i 30 %, zaś największe różnice w rozkładzie prędkości występują dla powierzchni wewnętrznej o perforacji 40 %.

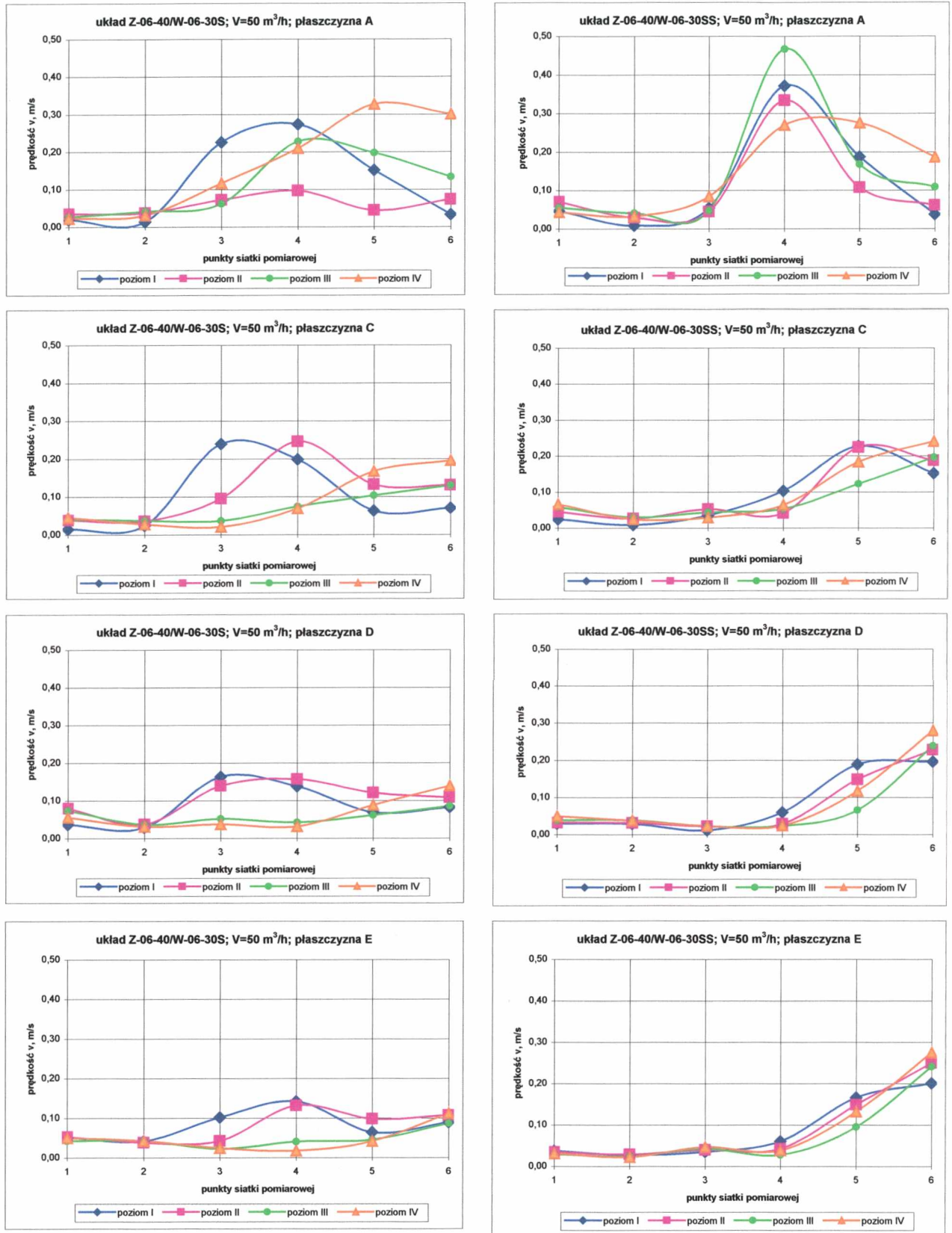
Rozkład średnich prędkości w wybranych czterech płaszczyznach pomiarowych: A - najbliższej nawiewnika oraz C, D i E przy końcu siedziska, dla elementów W-K10-40 i W-06-30 oraz Z-06-40 ilustruje rysunek 66 (oznaczenie punktów siatki pomiarowej przedstawia rysunek 62). Wykres sporządzono przy strumieniu powietrza nawiewanego $V = 50 \text{ m}^3/\text{h}$.



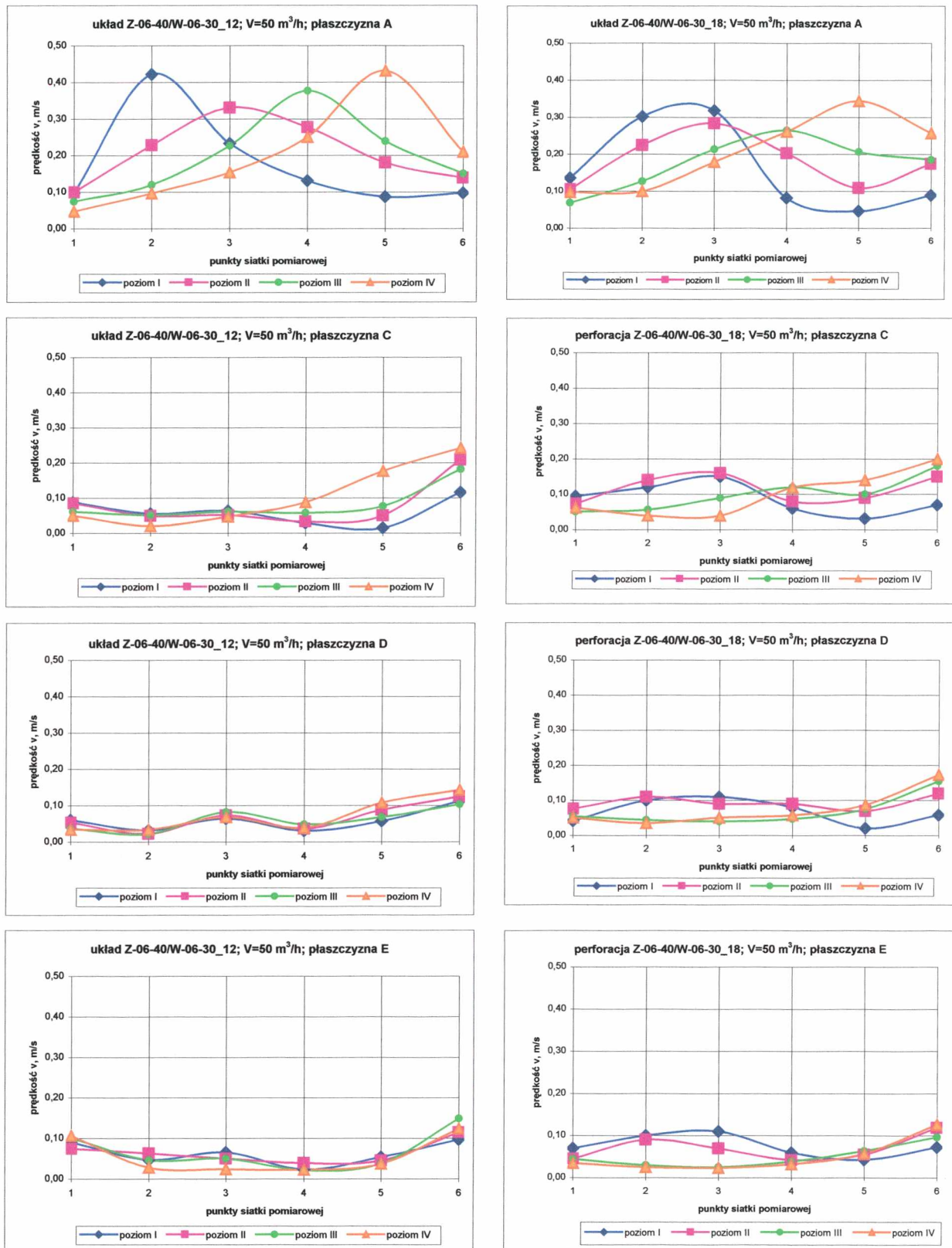
Rys. 65. Rozkład prędkości maksymalnych strugi w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych przy zmianie rodzaju perforacji powierzchni wewnętrznej i stałej perforacji powierzchni zewnętrznej (Z-06-40) dla strumieni powietrza 30, 40, 50 i 60 m^3/h



Rys. 66. Rozkład średnich prędkości strugi w wybranych czterech płaszczyznach pomiarowych A, C, D i E dla układu powierzchni perforowanych W-K10-40 i W-06-30 oraz stałej Z-06-40 przy strumieniu powietrza $V = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ (poziom I – pod siedziskiem, poziom IV – przy podłodze)



Rys. 67. Rozkład średnich prędkości strugi w wybranych czterech płaszczyznach pomiarowych A, C, D i E dla układu powierzchni perforowanych W-06-30S i W-06-30SS oraz stałej Z-06-40 przy strumieniu powietrza $V = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ (poziom I – pod siedziskiem, poziom IV – przy podłodze)



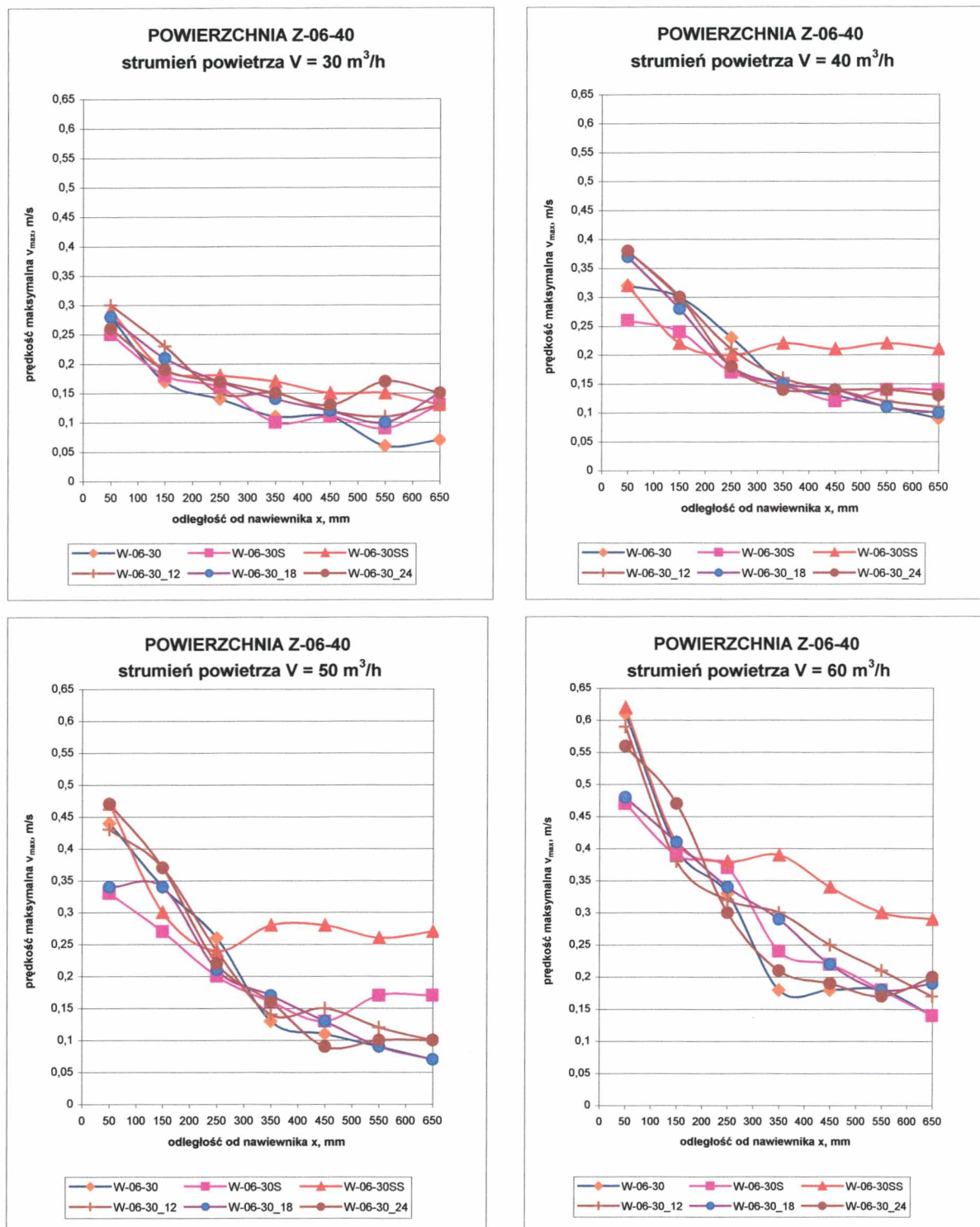
Rys. 68. Rozkład średnich prędkości strugi w wybranych czterech płaszczyznach pomiarowych A, C, D i E dla układu powierzchni perforowanych W-06-30_12 i W-06-30_18 oraz stałej Z-06-40 przy strumieniu powietrza $V = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ (poziom I – pod siedziskiem, poziom IV – przy podłodze)

Porównując wykresy na rysunku 66 można zauważyć dużą nierównomierność wypływu z nawiewnika z przesłoną W-K10-40, widoczną przede wszystkim w płaszczyźnie pomiarowej A. Znaczący wzrost prędkości widać na poziomie II. Bardziej równomierny rozkład prędkości w płaszczyźnie pomiarowej A można zauważyć dla nawiewnika z przesłoną W-06-30. W tym przypadku zaobserwowano jednak znaczący wzrost prędkości na poziomie I (pod siedziskiem) w osi 2 poza nawiewnikiem, poza jego ścianą boczną. Ponadto niskie prędkości $\sim 0,08$ m/s w pozostałych płaszczyznach pomiarowych C, D i E świadczą o niekorzystnym wypływie z nawiewnika z przesłoną W-06-30, skierowanym na obie strony w bok od nawiewnika.

W celu wyeliminowania bocznego wypływu powietrza nawiewanego poza założony obszar wprowadzono pod powierzchnię W-06-30 dodatkowy element konstrukcyjny w postaci siatki miedzianej o wymiarze oczek 1 mm. Tak zmodyfikowaną powierzchnię oznaczono symbolem W-06-30S. Wypływ z nawiewnika stał się bardziej równomierny (w zakresie osi 3 – 6 płaszczyzny pomiarowej A) i nastąpił oczekiwany wzrost prędkości do wartości w granicach $0,22 - 0,15$ m/s w kolejnych płaszczyznach pomiarowych. Wprowadzenie drugiej, dodatkowej warstwy z tej samej siatki (oznaczenie elementu W-06-30SS) dało efekt bardzo niekorzystny i niepożądany. Struga wypływająca z nawiewnika z powierzchnią W-06-30SS została skupiona w osi 4, będącą zarazem osią samego nawiewnika. Maksymalne prędkości strugi powietrza w tej osi w płaszczyźnie A wynosiły $0,3 - 0,45$ m/s na wszystkich poziomach pomiarowych. Ponadto w osi 6 będącej osią stopy fotela pojawił się znaczący wzrost prędkości do $\sim 0,25$ m/s w płaszczyźnie E. Skupiona struga nawiewna wypływająca z obu nawiewników zlokalizowanych symetrycznie po przeciwległych stronach stopy fotela spowodowała niekorzystny wzrost (nakładanie się) prędkości w osi całego siedziska. Powyższe obserwacje ilustrują wykresy na rysunku 67. Zatem wprowadzenie tylko jednej warstwy siatki przyczyniło się do wyrównania rozpyłu z nawiewnika. Jednak stosowanie siatki o tak drobnych oczkach w praktyce może być dość uciążliwe i kłopotliwe, gdyż wymagałoby to od użytkownika okresowego jej przeglądu i czyszczenia.

Zbliżony rozkład prędkości dla nawiewnika wyposażonego w element W-06-30S (z siatką) posiada W-06-30 z przesłoniętymi, od strony ściany bocznej nawiewnika, trzema ostatnimi rzędami otworów (18 sztuk); oznaczenie: W-06-30_18. W wyniku przesłonięcia końcowych 18 otworów, nastąpiło zmniejszenie wolnej dla wypływu powietrza powierzchni o $\sim 7,5\%$ w porównaniu do W-06-30, przy jednoczesnym obniżeniu prędkości mierzonych w płaszczyźnie pomiarowej A. Wypływ z nawiewnika stał się stabilny. Ilustrują to wykresy zamieszczone na rysunku 68, na których pokazano rozkład prędkości maksymalnych w

zależności od odległości dla nawiewnika wyposażonego w element W-06-30 z przesłoniętymi tylko dwoma ostatnimi rzędami otworów (12 sztuk); oznaczony jako W-06-30_12. Powierzchnię wypływu tego nawiewnika zmniejszono o ~5% w porównaniu do W-06-30.



Rys. 69. Rozkład prędkości maksymalnych strugi w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych przy modyfikacji powierzchni wewnętrznej W-06-30 i stałej perforacji powierzchni zewnętrznej dla strumieni powietrza 30, 40, 50 i 60 m³/h

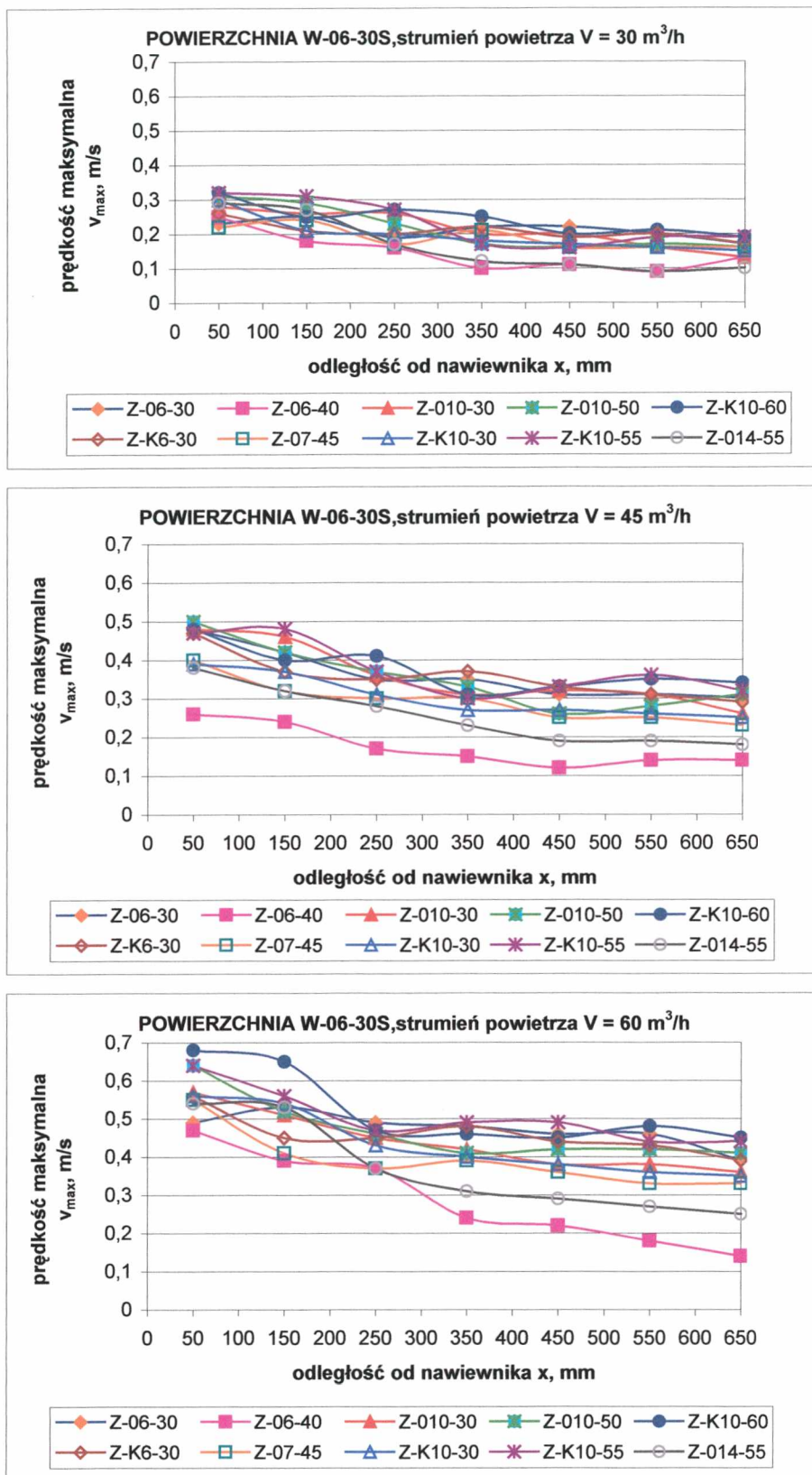
W tym przypadku prędkości na wypływie są wyższe, a ich rozkład w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych jest podobny do rozptyłu z nawiewnika wyposażonego w powierzchnię W-06-30, co przedstawia rysunek 66.

Rysunek 69 obrazuje wykresy rozkładu prędkości maksymalnych strugi w zależności od odległości, przy różnych modyfikacjach powierzchni wewnętrznej i stałej perforacji powierzchni zewnętrznej (Z-06-40) dla strumieni powietrza nawiewanego 30, 40, 50 i 60 m³/h. Analizując powyższe wykresy można wnioskować, że linie prędkości maksymalnych dla wszystkich modyfikacji W-06-30 praktycznie się pokrywają w całym badanym zakresie strumienia powietrza, za wyjątkiem elementu wyposażonego w dwie dodatkowe warstwy siatki (W-06-30SS). Różnice te nie występują tylko przy strumieniu powietrza 30 m³/h. Zaś w pozostałych przypadkach znacznie się uwidaczniają. Powyższe jest wynikiem skupionego wypływu z nawiewnika wyposażonego w płaszczyznę W-06-30SS oraz nakładania się prędkości w obszarze osi stopy fotela (rysunek 67).

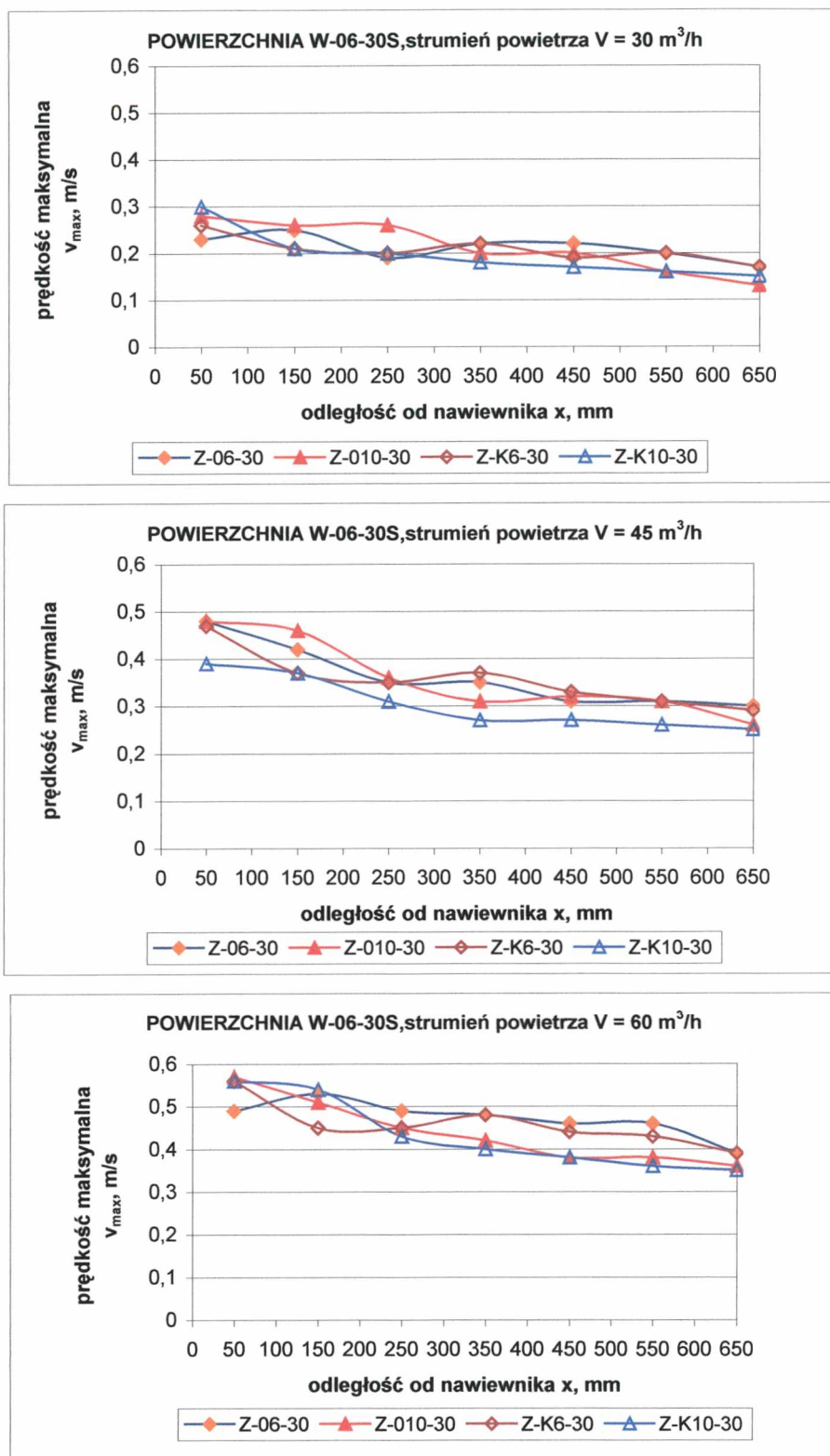
Podsumowując należy stwierdzić, że stopień perforacji przesłony wewnętrznej półwalcowego nawiewnika fotelowego nie ma istotnego wpływu na prędkości maksymalne strugi w zależności od odległości, zaś ma znaczący wpływ na rozkład prędkości w obszarze działania nawiewnika.

11.1.2. Wpływ stopnia i rodzaju perforacji powierzchni zewnętrznej

Wykresy zamieszczone na rysunku 70 uwidaczniają zależność maksymalnych prędkości powietrza nawiewanego przez nawiewnik od odległości przy stałej perforacji powierzchni wewnętrznej (W-06-30S) i zmianie rodzaju perforacji powierzchni zewnętrznej dla strumieni powietrza 30, 45 i 60 m³/h. Z wykresów tych wynika, że linie prędkości maksymalnych nie pokrywają się. Przy małym strumieniu powietrza nawiewanego wynoszącym 30 m³/h, różnice wartości prędkości maksymalnych strugi dla poszczególnych rodzajów przesłon zewnętrznych wynoszą ~ 0,15 m/s. Wraz ze wzrostem ilości strumienia powietrza nawiewanego różnice te zwiększają się od ~ 0,25 m/s przy strumieniu 45 m³/h do ~ 0,30 m/s przy 60 m³/h. Dla wszystkich badanych strumieni powietrza dolne zakresy prędkości maksymalnych odpowiadają wypływowi z nawiewnika wyposażonego w powierzchnię Z-06-40, zaś górne w Z-K10-55 oraz Z-K10-60. Zatem można wnioskować, iż na rozkład maksymalnych prędkości strugi w funkcji odległości od nawiewnika, przy stałej perforacji powierzchni wewnętrznej, ma wpływ stopień perforacji oraz wielkość otworów powierzchni zewnętrznej.

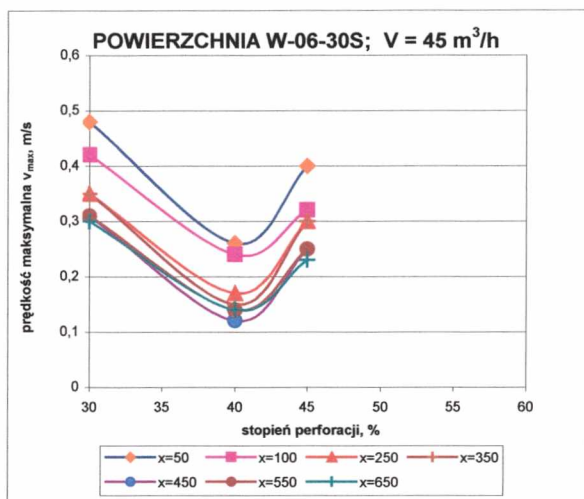


Rys. 70. Rozkład prędkości maksymalnych strugi w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych przy zmianie rodzaju perforacji powierzchni zewnętrznej i stałej perforacji powierzchni wewnętrznej (W-06-30S) dla strumieni powietrza 30, 45 i 60 m^3/h

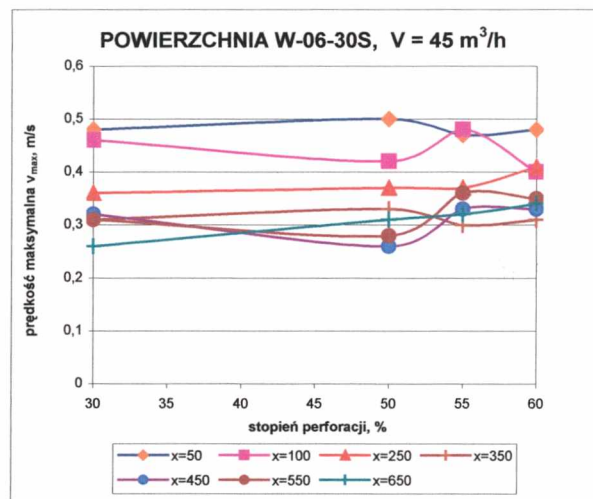


Rys. 71. Rozkład prędkości maksymalnych strugi w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych przy zmianie wielkości i rodzaju otworów wylotowych powierzchni zewnętrznej o perforacji 30% i stałej powierzchni wewnętrznej (W-06-30S) dla strumieni powietrza 30, 45 i 60 m^3/h

Dalszej analizie poddano powierzchnie zewnętrzne o tym samym stopniu perforacji, lecz o różnych pod względem wielkości i kształtu otworach wylotowych. Badano wykresy obrazujące zmiany maksymalnych prędkości strugi powietrza od odległości dla powierzchni zewnętrznej o perforacji 30% dla strumieni powietrza 30, 45 i 60 m³/h przedstawiono na rysunku 71. Z przebiegu krzywych $v_{\max} = f(x)$ wynika, że charakter zmian wartości prędkości maksymalnych strugi jest podobny dla elementów nawiewnych posiadających tę samą wielkość otworów wylotowych. Dla otworów o mniejszej średnicy prędkości maksymalne są większe, zaś dla otworów o większej średnicy są mniejsze, co jest zjawiskiem zrozumiałym. Porównując ze sobą przedstawione wykresy dochodzi się też do wniosku, że wartości prędkości maksymalnych strugi nie zależą od kształtu samych otworów wylotowych. Powyższe dotyczy wszystkich badanych wartości strumieni powietrza nawiewanego, choć najmniejsze różnice pomiędzy $v_{\max}$ pojawiają się w przy strumieniach rzędu 45 i 60 m³/h, gdzie krzywe praktycznie się pokrywają.



A – otwory Ø6, Ø7 mm



B – otwory Ø10, □ 10 mm

Rys. 72. Prędkości maksymalne strugi w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych x w zależności od stopnia perforacji powierzchni zewnętrznej i stałej powierzchni wewnętrznej (W-06-30S) dla dwóch wielkości otworów wylotowych: A (mniejsze średnice) i B (większe średnice)

Z tego właśnie względu dwa kolejne wykresy, zamieszczone na rysunku 72, sporządzono dla strumienia powietrza nawiewanego równego 45 m³/h. Obrazują one rozkład prędkości maksymalnych strugi w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych x w zależności od stopnia perforacji powierzchni zewnętrznej i stałej powierzchni wewnętrznej (W-06-30S) dla dwóch wielkości otworów wylotowych: A (mniejsze średnice) i B (większe średnice). Dla otworów o mniejszych średnicach (wykres A) uzyskano wyraźne minimum prędkości

maksymalnych przy perforacji 40% powierzchni zewnętrznej. Zatem układ nawiewnika półwalcowego z powierzchnią zewnętrzną Z-06-40 zapewnia najniższe prędkości maksymalne w obszarze nóg siedzącego w fotelu człowieka i można układ ten uznać za najlepszy. Natomiast w przypadku otworów o średnicach większych (wykres B) dla wszystkich stopni perforacji wartości prędkości strugi w tych samych odległościach od nawiewnika są w przybliżeniu na tym samym poziomie.

Na rysunkach 73, 74 i 75 przedstawiono rozkłady średnich prędkości strugi powietrza w wybranych czterech płaszczyznach pomiarowych: A - najbliższej nawiewnika oraz C, D i E przy końcu siedziska (oznaczenie punktów siatki pomiarowej przedstawia rysunek 60), dla różnych układów powierzchni nawiewnych, odpowiednio: Z-K6-30 i Z-K10-60 oraz W-06-30S, Z-06-30 i Z-010-30 oraz W-06-30S, Z-06-30 i Z-010-30 oraz W-06-30_18. Wszystkie wykresy sporządzono przy strumieniu powietrza nawiewanego $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$.

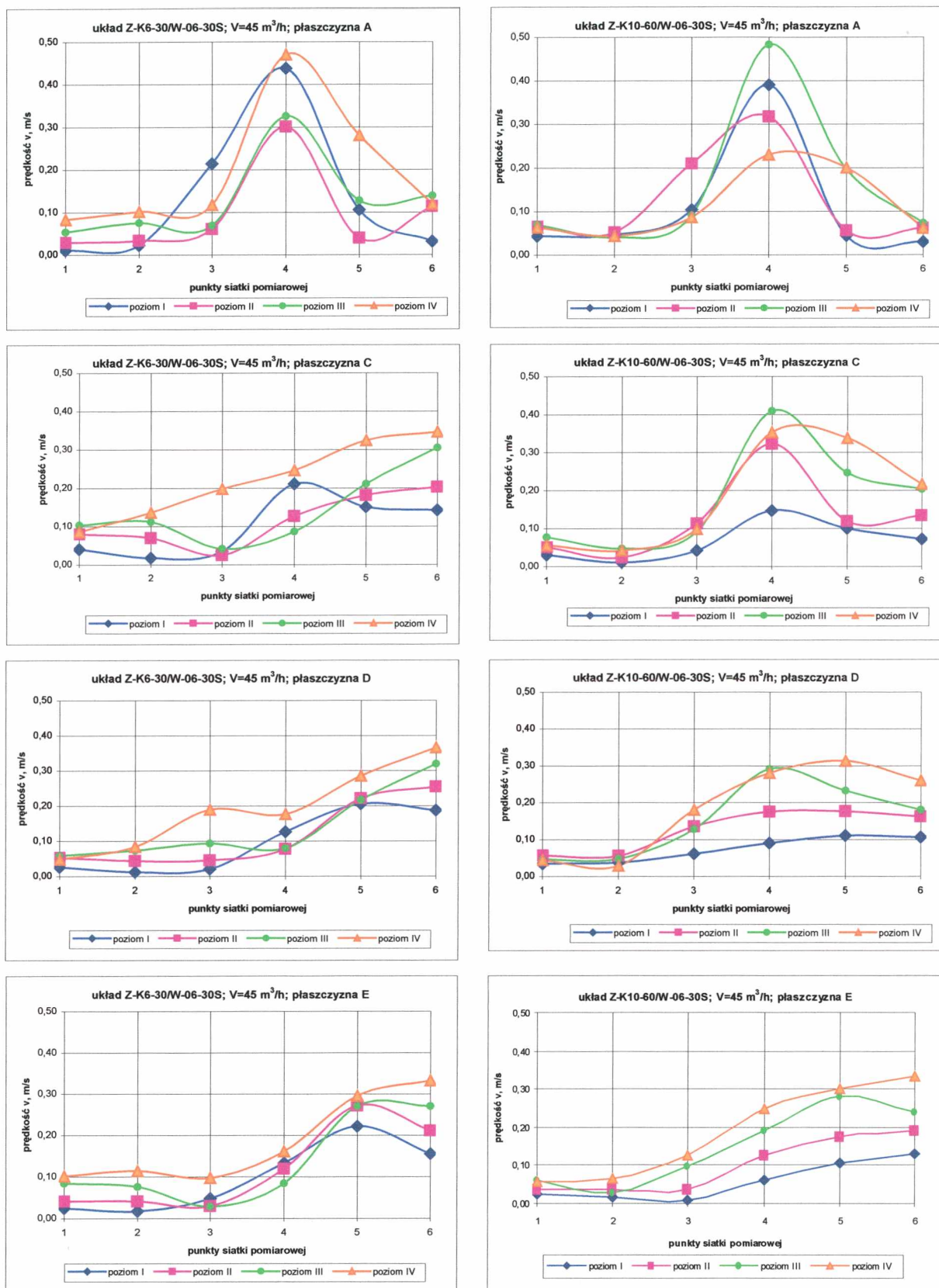
Porównując ze sobą wykresy na rysunkach 73 i 74 dochodzi się do wniosku, że rozkład prędkości w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych jest podobny dla nawiewnika wyposażonego w ten sam element W-06-30S. Zmiana stopnia perforacji (rysunek 73) czy kształtu otworów wylotowych (rysunek 74) powierzchni zewnętrznej nie ma wpływu na rozkład prędkości. Pokrywają się zarówno osie oraz płaszczyzny poziome (za wyjątkiem Z-010-30), w których występują prędkości maksymalne.

Natomiast zestawiając ze sobą wykresy na rysunkach 74 i 75 widać zdecydowanie duże różnice. Wykresy te sporządzono dla różnych elementów wewnętrznych nawiewnika: W-06-30S (rysunek 74) i W-06-30_18 (rysunek 75), zaś przy stałych elementach zewnętrznych. W płaszczyźnie pomiarowej A maksyma prędkości z osi 4 (W-06-30S) przesunęły się do osi 3 (W-06-30_18); w pozostałych dalszych płaszczyznach pomiarowych prędkości na wszystkich poziomach z dość nierównomiernych (W-06-30S) stały się bardziej stabilne (W-06-30_18).

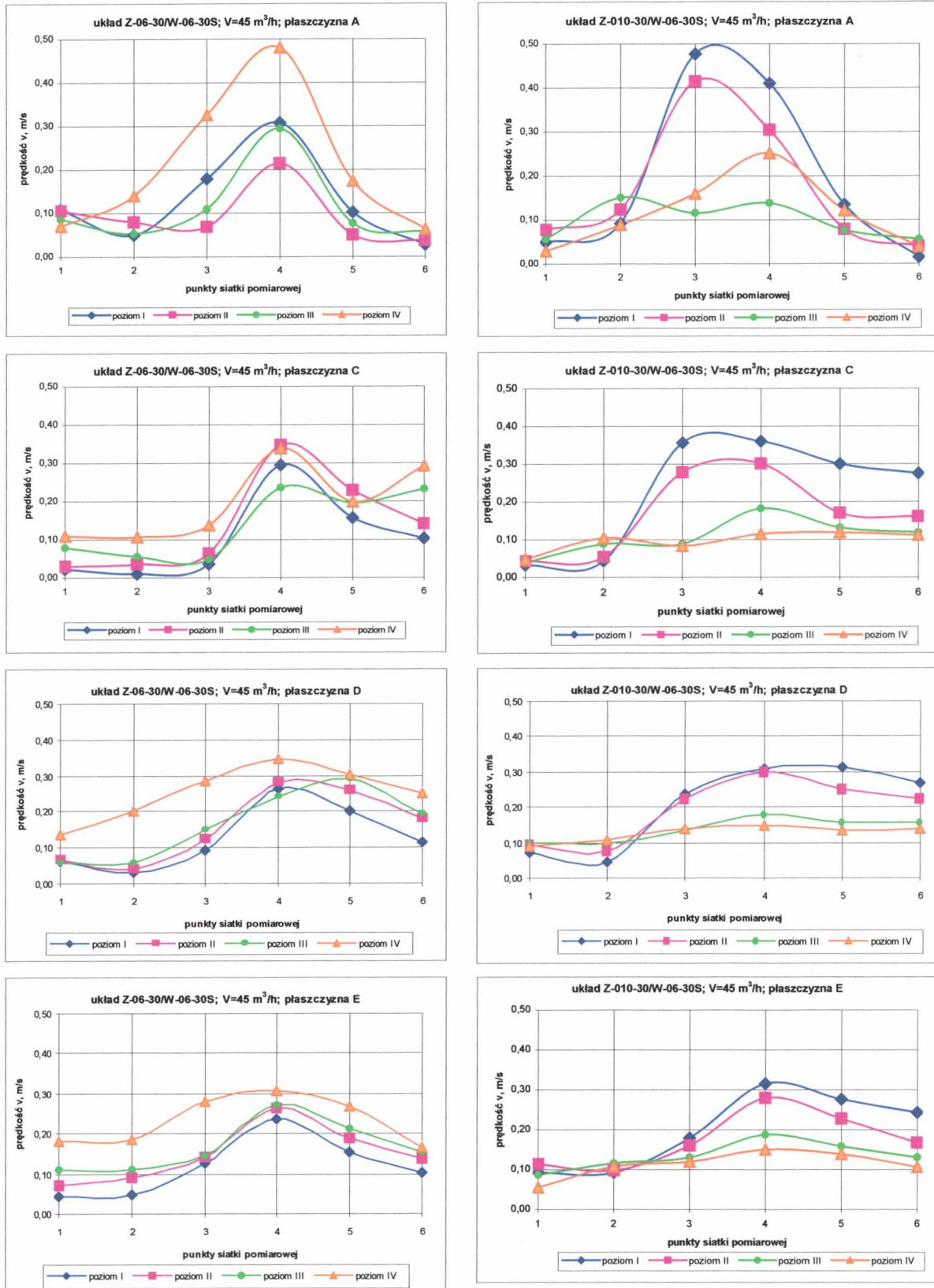
Uzyskane wyniki badań wskazują zatem, że na wartości maksymalnych prędkości strugi w funkcji odległości od nawiewnika, przy stałej perforacji powierzchni wewnętrznej, mają wpływ:

- stopień perforacji powierzchni zewnętrznej,
- wielkość otworów wylotowych powietrza.

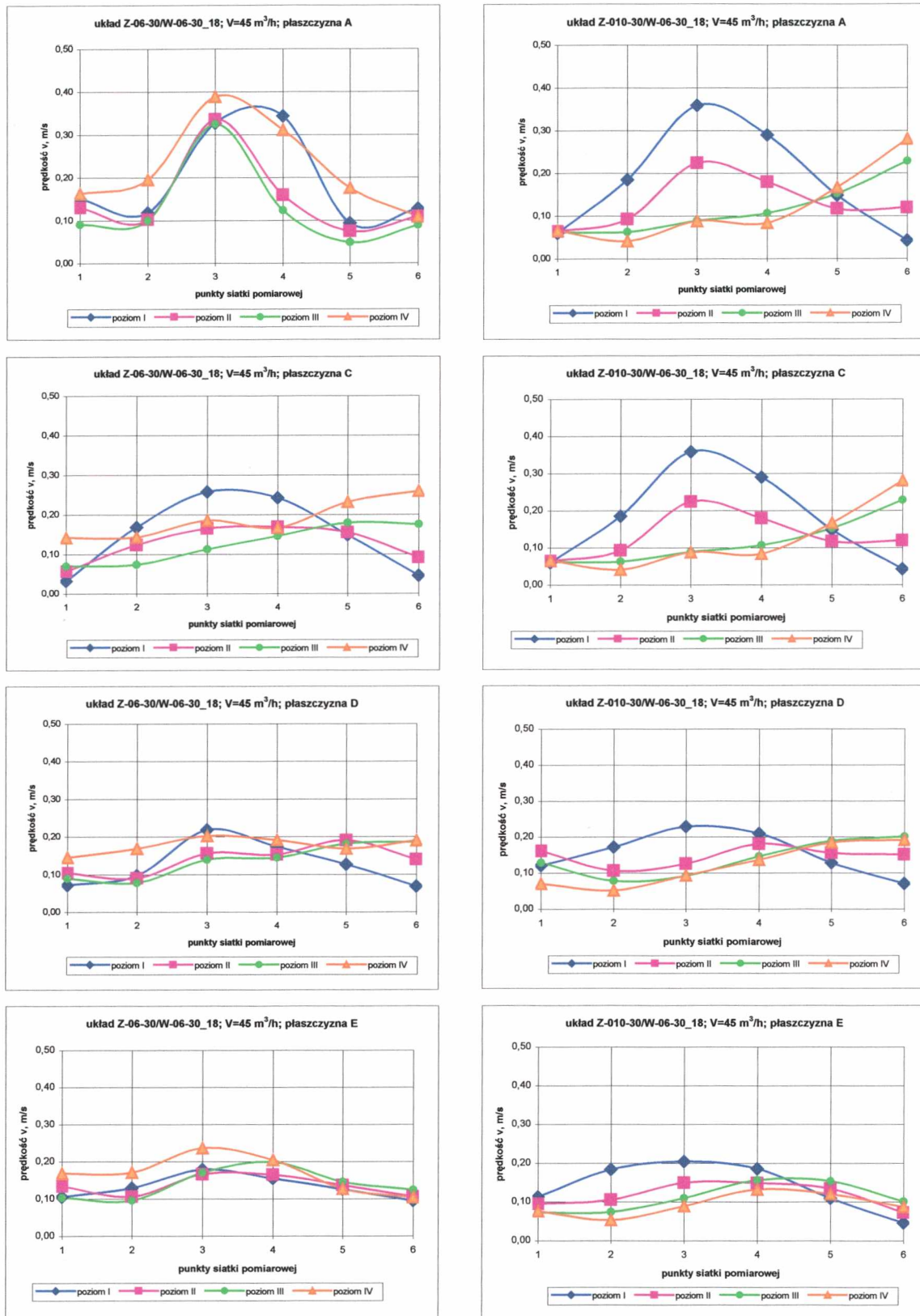
Natomiast o rozkładzie prędkości w obszarze wpływu z nawiewnika rodzaj i charakter powierzchni zewnętrznej nie decyduje.



Rys. 73. Rozkład średnich prędkości strugi w wybranych czterech osiach pomiarowych A, C, D i E dla układu powierzchni perforowanych Z-K6-30 i Z-K10-60 oraz stałej W-06-30S przy strumieniu powietrza $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$ (poziom I – pod siedziskiem, poziom IV – przy podłodze)



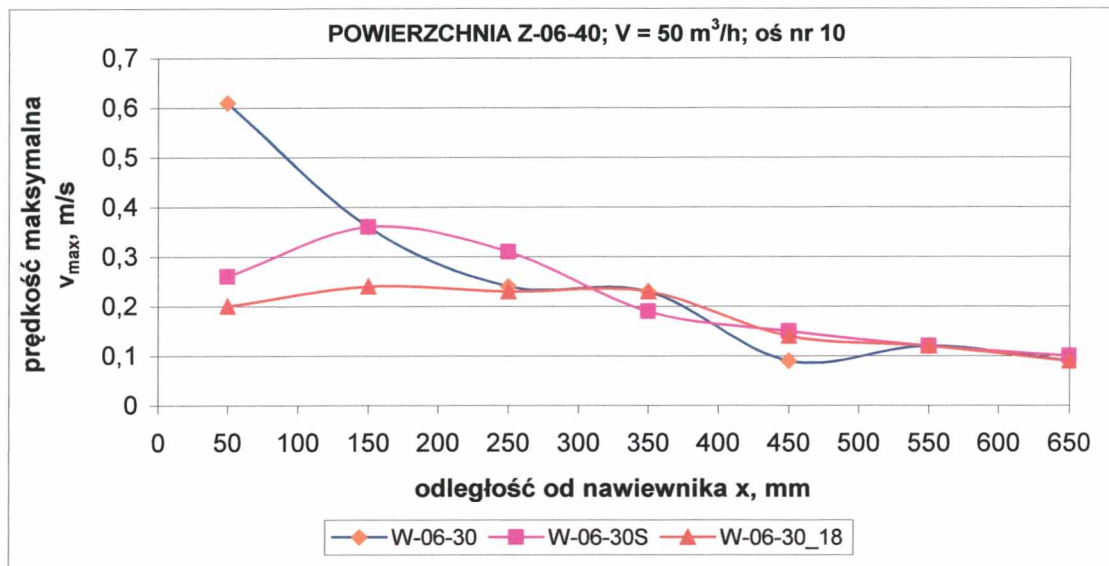
Rys. 74. Rozkład średnich prędkości strugi w wybranych czterech osiach pomiarowych A, C, D i E dla układu powierzchni perforowanych Z-06-30 i Z-010-30 oraz stałej W-06-30S przy strumieniu powietrza $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$ (poziom I – pod siedziskiem, poziom IV – przy podłodze)



Rys. 75. Rozkład średnich prędkości strugi w wybranych czterech osiach pomiarowych A, C, D i E dla układu powierzchni perforowanych Z-06-30 i Z-010-30 oraz stałej W-06-30_18 przy strumieniu powietrza $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$ (poziom I – pod siedziskiem, poziom IV – przy podłodze)

11.1.3. Wpływ działania dwóch sąsiednich nawiewników

Wykres na rysunku 76 przedstawia zmiany wartości maksymalnych prędkości strugi w osi 10 (oznaczenie punktów siatki pomiarowej na rysunku 62), pomiędzy dwoma sąsiednimi fotelami wyposażonymi w nawiewniki półwalcowe, w zależności od rodzaju zastosowanych do konstrukcji tych nawiewników powierzchni wewnętrznych przy strumieniu powietrza $V = 50 \text{ m}^3/\text{h}$. W obu nawiewnikach zastosowano powierzchnię zewnętrzną Z-06-40.



Rys. 76. Prędkości maksymalne strugi w osi pomiędzy dwoma pracującymi sąsiednimi nawiewnikami (oś nr 10) w zależności od odległości od nawiewnika x przy stałej powierzchni zewnętrznej (Z-06-40) i zmiennych powierzchniach wewnętrznych przy strumieniu powietrza nawiewanego $V = 50 \text{ m}^3/\text{h}$

Z przedstawionego wykresu można wnioskować, że wzrost prędkości w bliskiej odległości od pracujących nawiewników ($\sim 0,6 \text{ m/s}$ w odległości 50 mm) potwierdza niekorzystny, boczny kierunek wypływu powietrza w przypadku stosowania elementu W-06-30, powodujący lokalny wzrost prędkości. Wprowadzenie dodatkowej warstwy z siatki miedzianej (W-06-30S) zdecydowanie obniżyło prędkości w początkowej strefie wypływu, mierzonej w osi 10. Nieznaczny wzrost prędkości pojawia się tylko w odległości $\sim 150 \text{ mm}$ od nawiewników i nie przekracza wartości $\sim 0,36 \text{ m/s}$. Natomiast zastosowanie w obu nawiewnikach powierzchni W-06-30_18 dało praktycznie tłokowy wypływ powietrza. W zakresie odległości od 50 do 350 mm maksymalna prędkość powietrza utrzymuje się na stałym poziomie $\sim 0,22 \text{ m/s}$.

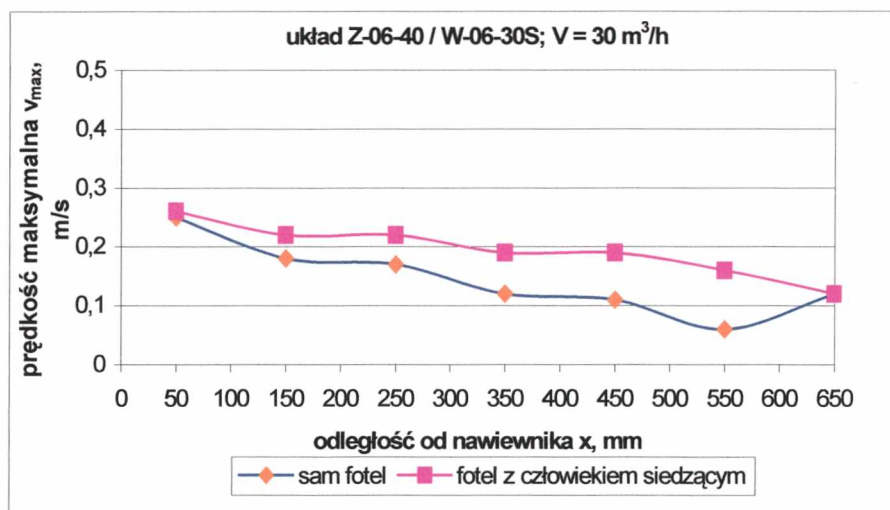
Uogólniając wyniki otrzymanych tutaj badań należy stwierdzić, że najkorzystniejszym z punktu widzenia uzyskania minimalnych wartości prędkości maksymalnej strugi powietrza nawiewanego przez badany nawiewnik, jest następujący układ przesłon (ozn. Z – 06 – 40 / W – 06 – 30_18):

- wewnętrzna o stopniu perforacji 30% z przesłoniętymi trzema ostatnimi rzędami otworów,
- zewnętrzna o stopniu perforacji 40%.

W obu przesłonach otwory okrągłe o średnicy 6 mm.

11.1.4. Wpływ osoby siedzącej w fotelu oraz rzędu foteli poprzedzających na rozkład prędkości w obrębie siedziska

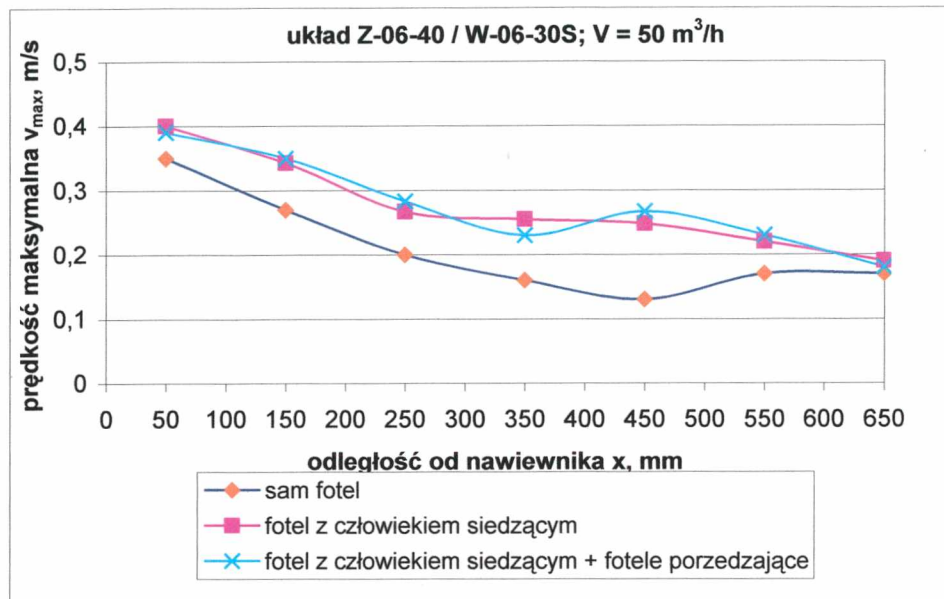
W warunkach normalnej pracy nawiewnika umieszczonego pod siedziskiem fotela znaczący wpływ na rozkład prędkości strugi w obszarze jego działania ma osoba siedząca w fotelu. Przed nawiewnikiem pojawiają się bowiem wówczas nogi człowieka, a przy podłodze jego stopy. Od poziomu stóp do poziomu głowy każda osoba wymienia z otoczeniem ciepło oraz parę wodną. Zatem już na poziomie podłogi rozpoczyna się proces oddawania ciepła przez siedzącego na fotelu człowieka. W efekcie powstają konwekcyjne prądy powietrza wznoszące się wzdłuż ciała osoby siedzącej ku górze z prędkością rzędu 0,1 – 0,2 m/s. Prądy te powodują wzrost prędkości w strefie pod siedziskiem fotela (w odległości od 150 do 400 mm od nawiewnika) oraz w obszarze nóg siedzącego człowieka (od 400 do 550 mm od nawiewnika), - rysunek 77 (przy strumieniu $V=30 \text{ m}^3/\text{h}$) i 78 (przy strumieniu $V=50 \text{ m}^3/\text{h}$). Maksymalne wartości prędkości powietrza występowały w obszarze osi stopy fotela.



Rys. 77. Wpływ zakłóceń w postaci siedzącego w fotelu człowieka na wartości prędkości strugi v_{max} w odległości x od nawiewnika wyposażonego w układ powierzchni Z-06-40 / W-06-30S przy strumieniu powietrza nawiewanego $V = 30 \text{ m}^3/\text{h}$

Jak wynika z wykresu na rysunku 78, wartości maksymalnych średnich prędkości powietrza są porównywalne, gdy na fotelu siedzi człowiek i gdy przed nim umieszczono dodatkowy rząd foteli w odległości 0,5 m od krawędzi siedziska. Zatem dodatkowy rząd foteli

poprzedzający badany nie zakłóca rozptywu powietrza z półwalcowego nawiewnika podfotelowego.



Rys. 78. Wpływ zakłóceń w postaci siedzącego w fotelu człowieka oraz rzędu foteli poprzedzających na wartości prędkości maksymalnych v_{max} w odległości x od nawiewnika wyposażonego w układ powierzchni Z-06-40 / W-06-30S przy strumieniu powietrza nawiewanego $V=50 \text{ m}^3/\text{h}$

11.2. Statystyczne opracowanie wyników pomiarów

Wyniki badań zamieszczone w punktach 11.1.1 oraz 11.1.2 informują jedynie o charakterze przebiegu poszczególnych zależności, co jest mało przydatne z punktu widzenia praktycznego wykorzystania badań. Po analizie materiału doświadczalnego można stwierdzić,

że na względną prędkość maksymalną strugi $\frac{v_{max}}{v_o}$ mają wpływ następujące wielkości:

- odległość od nawiewnika x ,
- średnia odległość między nawiewnikami x_o równa 1 m,
- średnica hydrauliczna otworu wylotowego w powierzchni (przesłonie) wewnętrznej nawiewnika d_w ;
- średnica hydrauliczna otworu wylotowego w powierzchni (przesłonie) zewnętrznej nawiewnika d_z ;
- średnica hydrauliczna otworu wlotowego do nawiewnika d' ;
- powierzchnia netto przesłony wewnętrznej nawiewnika F_n^w ;
- powierzchnia brutto przesłony wewnętrznej nawiewnika F_{br}^w ;
- powierzchnia netto przesłony zewnętrznej nawiewnika F_n^z ;
- powierzchnia brutto przesłony zewnętrznej nawiewnika F_{br}^z .

Zatem równanie ogólnej funkcji można zapisać następująco:

$$\frac{v_{\max}}{v_o} = f(x, x_o, d_w, d_z, d', F_n^w, F_{br}^w, F_n^z, F_{br}^z) \quad (11.1)$$

$\frac{v_{\max}}{v_o}$ - stosunek prędkości maksymalnej strugi w odległości x do prędkości wypływu

powietrza w przekroju netto powierzchni (przesłony) zewnętrznej.

Z wymienionych powyżej wielkości utworzono zmienne bezwymiarowe:

$\frac{x}{x_o}$ - stosunek odległości od nawiewnika do średniej odległości między nawiewnikami;

$\frac{d_w}{d'}$ - stosunek średnicy hydraulicznej otworu wylotowego w przesłonie wewnętrznej do średnicy hydraulicznej otworu wlotowego do nawiewnika;

$\frac{d_z}{d'}$ - stosunek średnicy hydraulicznej otworu wylotowego w przesłonie zewnętrznej do średnicy hydraulicznej otworu wlotowego do nawiewnika;

$\frac{F_n^w}{F_{br}^w}$ - stopień perforacji przesłony wewnętrznej;

$\frac{F_n^z}{F_{br}^z}$ - stopień perforacji przesłony zewnętrznej.

Powyższe pozwala na utworzenie równania w postaci:

$$\frac{v_{\max}}{v_o} = a_0 \cdot \left(\frac{x}{x_o}\right)^{a_1} \cdot \left(\frac{d_w}{d'}\right)^{a_2} \cdot \left(\frac{d_z}{d'}\right)^{a_3} \cdot \left(\frac{F_n^w}{F_{br}^w}\right)^{a_4} \cdot \left(\frac{F_n^z}{F_{br}^z}\right)^{a_5} \quad (11.2)$$

11.2.1. Obliczanie współczynników regresji i korelacji

W celu wyznaczenia współczynników a_i w równaniu (11.2) najpierw logarytmując sprowadzono je do równania liniowego postaci:

$$\ln\left(\frac{v_{\max}}{v_o}\right) = \ln a_0 + a_1 \cdot \ln\left(\frac{x}{x_o}\right) + a_2 \cdot \ln\left(\frac{d_w}{d'}\right) + a_3 \cdot \ln\left(\frac{d_z}{d'}\right) + a_4 \cdot \ln\left(\frac{F_n^w}{F_{br}^w}\right) + a_5 \cdot \ln\left(\frac{F_n^z}{F_{br}^z}\right) \quad (11.3)$$

Dla ułatwienia zapisu wprowadzono następujące oznaczenia, zamieszczone poniżej:

$$\begin{aligned} y &= \ln\left(\frac{v_{\max}}{v_o}\right); & a &= \ln a_0; & x_1 &= \ln\left(\frac{x}{x_o}\right); & x_2 &= \ln\left(\frac{d_w}{d'}\right); \\ x_3 &= \ln\left(\frac{d_z}{d'}\right); & x_4 &= \ln\left(\frac{F_n^w}{F_{br}^w}\right); & x_5 &= \ln\left(\frac{F_n^z}{F_{br}^z}\right) \end{aligned}$$

Otrzymano równanie liniowe:

$$y = a + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_4 \cdot x_4 + a_5 \cdot x_5 \quad (11.4)$$

W powyższym równaniu wielkość y jest zmienną zależną, natomiast wielkości $x_1 - x_5$ są zmiennymi niezależnymi. W celu wyznaczenia wartości współczynników a_i zastosowano metodę krokowej regresji liniowej wielorakiej bazującą na wynikach przeprowadzonych prac badawczych. Do obliczeń posłużono się programem komputerowym STATISTICA v 5.1 PL w Centrum Superkomputerowym Politechniki Wrocławskiej zawierającym pakiet kilkudziesięciu metod analizy statystycznej, które umożliwiają wykonywanie obliczeń na zbiorach danych z dużą ilością zmiennych.

Wyniki obliczeń współczynników regresji zamieszczono w tabeli 8. Ponadto w tabeli tej zamieszczono wartość obliczonego współczynnika korelacji R .

Tabela 8. Wartości współczynników regresji oraz współczynnika korelacji

Współczynniki regresji						Współczynnik korelacji R
a	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	
-1,376	-0,366	-0,891	0,663	0,006	0,539	0,78

Analiza istotności współczynników regresji (wg p. 11.2.2) wykazała, że współczynnik a_4 jest nieistotny, ponieważ obliczona ze wzoru (11.6) statystyka t -Studenta ma wartość mniejszą od wartości krytycznej $t_{\alpha} = 1,96$, odczytanej dla poziomu istotności $\alpha = 0,05$ [33]. Zatem zmienna x_4 nie ma istotnego wpływu na wartości maksymalnych prędkości strugi w obszarze rozplywu strumienia izotermicznego z nawiewnika półwalcowego umieszczonego pod siedziskiem fotela.

Po eliminacji zmiennej x_4 , ponownie zostały obliczone wartości współczynników regresji. Wyniki zestawiono w tabeli 9. Ponownie sporządzono również analizę istotności współczynników regresji. Wszystkie podane w tabeli 9 współczynniki regresji są istotne (porównaj z tabelą 11). Zatem rozpatrywane zmienne niezależne x_1 , x_2 , x_3 oraz x_5 wywierają wpływ na zmienną zależną y . Obliczona wartość współczynnika korelacji podana w tabeli 9 wynosi: $R = 0,78$. Ponieważ odnosi się ona do regresji wielokrotnej, świadczy o bardzo silnej korelacji dodatniej.

Tabela 9. Wartości współczynników regresji oraz współczynnika korelacji po wyeliminowaniu zmiennej x_4

Współczynniki regresji					Współczynnik korelacji R
a	a_1	a_2	a_3	a_5	
-1,372	-0,366	-0,887	0,663	0,539	0,78

Podstawiając obliczone współczynniki regresji z tabeli 9 do równania (11.4) otrzymano równanie liniowe o następującej postaci:

$$y = -1,372 - 0,366 \cdot x_1 - 0,887 \cdot x_2 + 0,663 \cdot x_3 + 0,539 \cdot x_5 \quad (11.5)$$

Po znalezieniu równania regresji oceniono istotność otrzymanych współczynników, określono zgodność funkcji regresji z danymi doświadczalnymi, a także przeanalizowano prawidłowość zastosowanej metody estymacji.

11.2.2. Analiza istotności współczynników regresji i współczynnika korelacji. Przedziały ufności współczynników regresji

Ocenę istotności współczynników regresji przeprowadzono opierając się o weryfikację hipotezy zerowej $H_0: a_i = 0$ wobec hipotezy alternatywnej $H_1: a_i \neq 0$. Dla każdego współczynnika w równaniu regresji a_i postawiono hipotezę zerową $H_0: a_i = 0$, po czym obliczono z niżej podanego wzoru wartości statystyk t :

$$t = \frac{a_i - 0}{S_{a_i}} \quad (11.6)$$

gdzie:

a_i – wartość i – tego współczynnika regresji,

S_{a_i} – odchylenie standardowe i – tego współczynnika regresji.

Zdefiniowana statystyka (11.6) ma, przy założeniu prawdziwości hipotezy H_0 , rozkład t –Studenta z $n-k-1$ stopniami swobody. W tabeli 10 podano wyliczone z (11.6) wartości statystyk t oraz dodatkowo odchylenia standardowe współczynników regresji a_i .

Tabela 10. Wartości odchyłeń standardowych współczynników regresji oraz statystyk t

Odchylenie standardowe współczynników regresji					
S_a	S_{a1}	S_{a2}	S_{a3}	S_{a4}	S_{a5}
0,3864	0,0222	0,1838	0,0766	0,1523	0,1075
Wartości statystyk t dla $i =$					
Wyraz wolny	1	2	3	4	5
-3,56	-16,45	-4,85	8,65	0,04	5,02

Z tablicy rozkładu t – Studenta dla $n-k-1 \approx \infty$ stopni swobody oraz na poziomie istotności $\alpha = 0,05$ odczytano wartość krytyczną $t_\alpha = 1,96$. Porównując wartości podane w tabeli 10 z wartością krytyczną $t_\alpha = 1,96$ można zauważyć, że dla $i = 4$ wartości $|t| \leq t_\alpha$, co wskazuje na

brak istotności wpływu tej zmiennej niezależnej na rozkład wartości maksymalnych prędkości strugi w obszarze rozplywu strumienia izotermicznego z nawiewnika półwalcowego. Po eliminacji zmiennej niezależnej ponownie zostały obliczone statystyki t , a uzyskane wartości zamieszczono w tabeli 11 wraz z odchyleniami standardowymi nowych współczynników regresji a_i . Ponieważ wszystkie zawarte w tabeli 11 statystyki mają wartości większe od wartości krytycznej, więc odnoszą się one do istotnych zmiennych.

Tabela 11. Wartości odchyłeń standardowych współczynników regresji oraz statystyk t po wyeliminowaniu zmiennej x_4

Odchylenie standardowe współczynników regresji					
S_a	S_{a1}	S_{a2}	S_{a3}	S_{a4}	S_{a5}
0,3718	0,0222	0,1367	0,0764	nie dotyczy	0,1071
Wartości statystyk t dla $i =$					
Wyraz wolny	1	2	3	4	5
-3,69	-16,47	-6,49	8,67	nie dotyczy	5,02

Analizę istotności współczynnika korelacji przeprowadzono w oparciu o test F (Fishera – Snedecora) na podstawie oceny wartości określonej przez równanie:

$$F = \frac{R^2 \cdot (n - k - 1)}{(1 - R^2) \cdot k} \quad (11.7)$$

gdzie:

R – współczynnik korelacji,

n – liczba przeprowadzonych badań,

k – liczba zmiennych niezależnych w równaniu korelacyjnym.

Obliczona za pomocą programu STATISTICA v 5.1 PL wartość statystyki F jest równa 133,17 i jest ona zdecydowanie większa od wartości krytycznej $F_{350,4}^{0,05} = 2,39$ odczytanej z tablic przy $\alpha = 0,05$, $n = 350$ oraz $k = 4$ [33]. Dlatego też stwierdzić można, że istnieje korelacja pomiędzy zmiennymi zależnymi i niezależnymi.

Ponadto na podstawie obliczonych wartości odchylenia standardowego współczynników regresji zawartych w tabeli 11, zostały obliczone przedziały ufności dla tych współczynników l_{ai} na poziomie istotności $\alpha = 0,05$. Zależność, z której korzystano ma postać:

$$l_{ai} = \pm t_{\infty, \alpha} \cdot S_{ai} \quad (11.8)$$

gdzie:

$t_{\infty, \alpha}$ – wartość krytyczna rozkładu t – Studenta przy ∞ stopniach swobody na poziomie istotności $\alpha = 0,05$,

S_{ai} - odchylenie standardowe i – tego współczynnika regresji.

Granice przedziałów ufności: dolna i górna, współczynników regresji na poziomie istotności $\alpha = 0,05$ są następujące:

$$-2,103 \leq a \leq -0,641$$

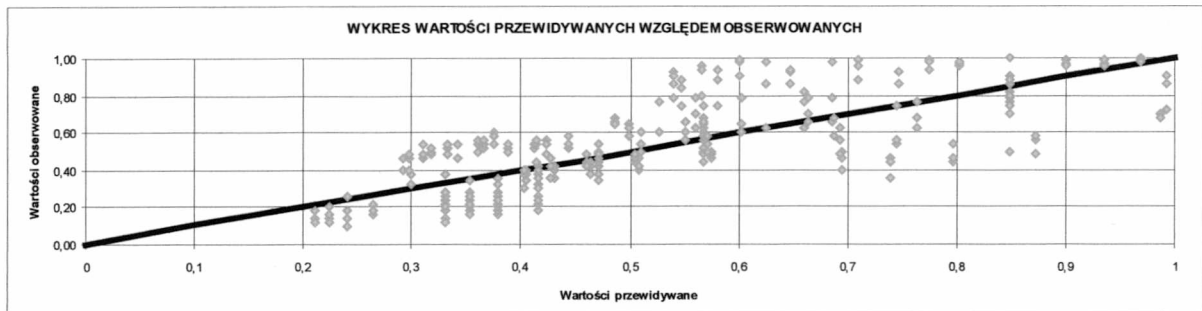
$$-0,409 \leq a_1 \leq -0,322$$

$$-1,155 \leq a_2 \leq -0,618$$

$$0,512 \leq a_3 \leq 0,813$$

$$0,328 \leq a_5 \leq 0,750$$

11.2.3. Graficzne zobrazowanie wyników badań



Rys. 79. Wykres wartości przewidywanych względem obserwowanych

Na wykresie, rysunek 79, przedstawiono rozkład wartości przewidywanych, obliczonych z równania do otrzymanych doświadczalnie wartości zmiennych zależnych naniesionych na wykres w postaci punktów. Metoda graficzna w sposób obrazowy ilustruje zgodność wartości przewidywanych z zaobserwowanymi. Miara tej zgodności jest rozrzut punktów względem prostej.

11.2.4. Podsumowanie

Ostateczna postać równania (10.2) po zastosowaniu metody regresji liniowej wielokrotnej, bazującej na wynikach przeprowadzonych badań, jest następująca:

$$\frac{v_{\max}}{v_o} = 0,254 \cdot \left(\frac{x}{x_o}\right)^{-0,366} \cdot \left(\frac{d_w}{d'}\right)^{-0,887} \cdot \left(\frac{d_z}{d'}\right)^{0,663} \cdot \left(\frac{F_n^z}{F_{br}^z}\right)^{0,539} \quad (11.9)$$

Równanie powyższe obowiązuje dla zakresów zmienności następujących parametrów:

$$0,235 \text{ m/s} \leq v_o \leq 0,89 \text{ m/s}$$

$$0,05 \text{ m} \leq x \leq 0,65 \text{ m}$$

$$x_o = 1$$

$$6 \cdot 10^{-3} \text{ m} \leq d_w \leq 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$6 \cdot 10^{-3} \text{ m} \leq d_z \leq 14 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

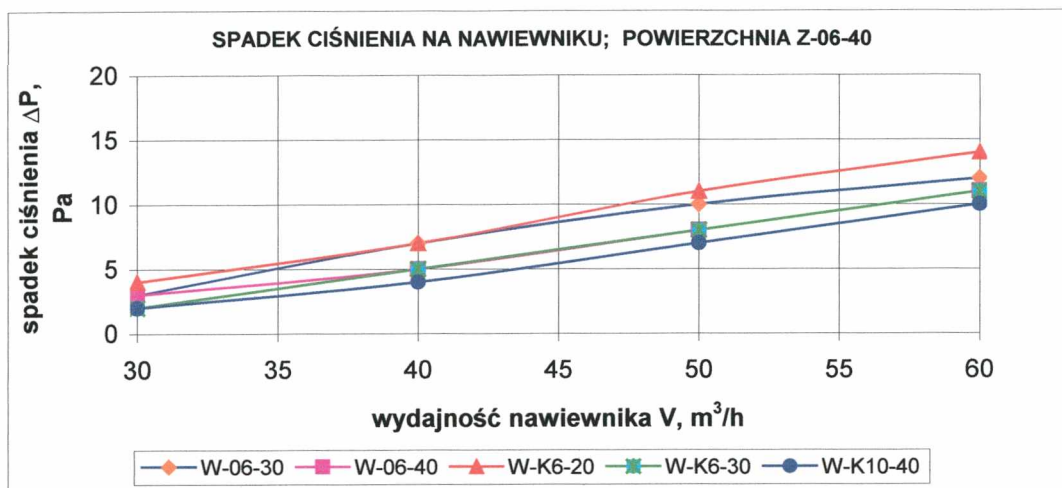
$$d' = 61,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$0,305 \leq \frac{F_n^z}{F_{br}^z} \leq 0,575$$

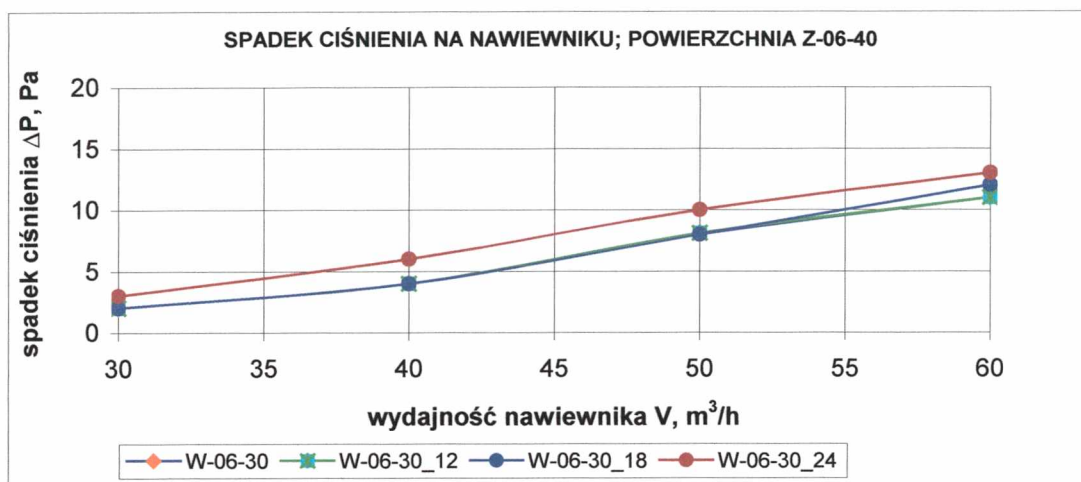
Wyprowadzona zależność empiryczna pozwala określić wartości prędkości maksymalnych w obszarze wypływu strumienia izotermicznego z nawiewnika półwalcowego umieszczonego pod siedziskiem fotela.

11.3. Analiza pomiarów straty ciśnienia na nawiewniku

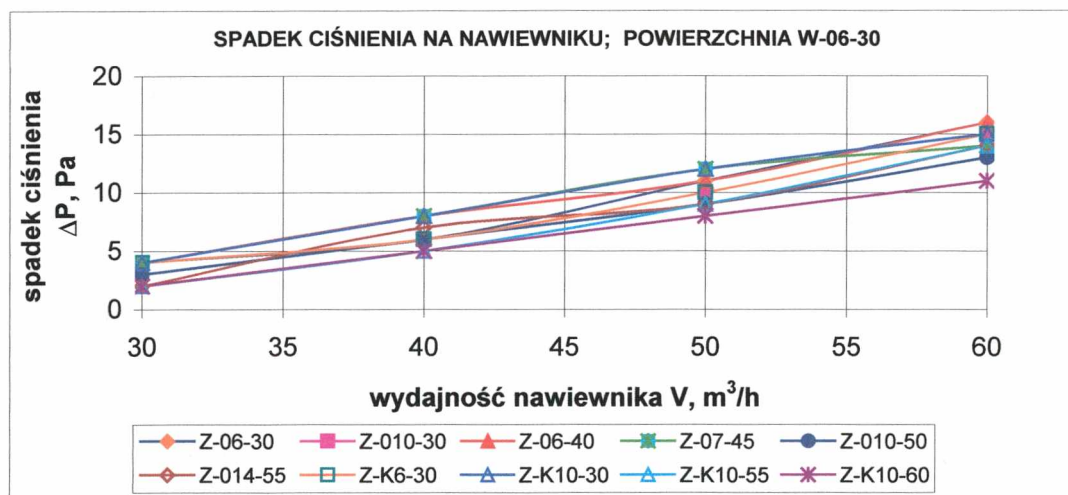
Rysunek 80 przedstawia spadek ciśnienia na nawiewniku w zależności od wartości strumienia powietrza przepływającego przez nawiewnik oraz rodzaju zastosowanych powierzchni wewnętrznych. Największe opory, w zakresie $4 \div 14 \text{ Pa}$ (przy strumieniu powietrza $30 \div 60 \text{ m}^3/\text{h}$), posiada nawiewnik wyposażony w element W-K6-20, a więc o najmniejszym stopniu perforacji wynoszącym 20%. Natomiast nawiewnik z przesłoną W-K10-40 o stopniu perforacji 40% cechuje się najmniejszym spadkiem ciśnienia: od 2 do 10 Pa przy wydajnościach odpowiednio 30 i $60 \text{ m}^3/\text{h}$.



Rys. 80. Spadek ciśnienia na nawiewniku w zależności od jego wydajności oraz rodzaju wewnętrznych powierzchni perforowanych i stałej powierzchni zewnętrznej



Rys. 81. Spadek ciśnienia na nawiewniku w zależności od jego wydajności oraz rodzaju modyfikowanych wewnętrznych powierzchni typu W-06-30 i stałej powierzchni zewnętrznej



Rys. 82. Spadek ciśnienia na nawiewniku w zależności od jego wydajności oraz rodzaju zewnętrznych powierzchni perforowanych i stałej powierzchni wewnętrznej

Wykres zamieszczony na rysunku 81 sporządzono w celu porównania zmian spadku ciśnienia na nawiewniku półwalcowym pod wpływem różnych modyfikacji powierzchni wewnętrznej W-06-30. Zmiana stopnia operforowania powierzchni W-06-30 poprzez przesłonięcie otworów wylotowych wpływa tylko w niewielkim stopniu na wzrost oporów nawiewnika. Powyższe dotyczy elementu W-06-30_24, gdyż krzywe sporządzone dla powierzchni W-06-30_12 oraz W-06-30_18 praktycznie pokrywają się z W-06-30.

Na wykresie, rysunek 82 zobrazowano spadek ciśnienia na nawiewniku w zależności od wartości strumienia powietrza przepływającego przez nawiewnik oraz rodzaju zastosowanych powierzchni zewnętrznych przy stałym elemencie wewnętrznym W-06-30. Z wykresu tego wynika, że największy spadek ciśnienia jest na nawiewniku wyposażonym w powierzchnie Z-06-30 oraz Z-06-40. Najmniejsze zaś opory przepływu posiada nawiewnik z elementem Z-K10-60.

Na podstawie pomiarów strat ciśnienia na nawiewniku, w zakresie prowadzonych badań i konstrukcji prototypu, wyprowadzono następującą zależność:

$$\Delta P = 2,549 \cdot v^{2,176} \quad (11.10)$$

gdzie:

ΔP – spadek ciśnienia na nawiewniku, Pa

v – prędkość w otworze wlotowym do nawiewnika, m/s.

Wartości spadku ciśnienia na nawiewniku wyposażonym w wybrany, najlepszy układ przesłon Z-06-40 / W-06-30_18 wynoszące od 3 do 13 Pa, przy wydajnościach odpowiednio 30 i 60 m³/h, wydają się być zbyt małe. Skutecznym rozwiązaniem tego problemu jest zastosowanie dodatkowego elementu dławiącego w postaci perforowanej przesłony na wlocie do stopy fotela, który nie tylko spowoduje wzrost oporów, ale również rozproszy strugę powietrza.

11.4. Analiza pomiarów akustycznych nawiewnika

Przeprowadzono pomiary akustyczne, których celem było określenie ewentualnego wpływu wzrostu głośności spowodowanym pracą półwalcowego nawiewnika podfotelowego. Wykonano pomiary poziomu dźwięku tła, przy wyłączonym wentylatorze nawiewnym oraz pomiary poziomu dźwięku hałasu emitowanego przez pracujący wentylator i podłączony do instalacji powietrznej półwalcowy nawiewnik podfotelowy w skali A oraz w pasmach oktawowych 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 i 8000 Hz.

Z uwagi na ograniczone możliwości laboratorium akustyki w Katedrze Klimatyzacji i Ciepłownictwa (w trakcie pomiarów: poziom tła akustycznego wynosił 20 dB(A), poziom tła

akustycznego przy pracującym wentylatorze nawiewnym wynosił 28 dB(A)) nie było możliwości określenia poziomu dźwięku hałasu od półwalcowego nawiewnika podfotelowego w zakresie jego pracy tj. z wydajnością $V = 30 \div 60 \text{ m}^3/\text{h}$. W celu wyboru najniekorzystniejszego pod względem akustycznym układu powierzchni nawiewnych (wewnętrznej i zewnętrznej) zdecydowano się na przeprowadzenie pomiarów akustycznych w warunkach zdecydowanie odbiegających od normalnej pracy nawiewnika przy strumieniu powietrza $V = 120 \text{ m}^3/\text{h}$. Wówczas można dokonać oceny akustycznej, gdyż różnica poziomu hałasu od pracującego nawiewnika i poziomu tła akustycznego przy włączonym wentylatorze była większa niż 10 dB(A). Dane z przeprowadzonych pomiarów zawiera tabela 12.

Tabela 12. Wyniki pomiarów poziomu dźwięku hałasu od pracującego półwalcowego nawiewnika podfotelowego dla różnych, wybranych układów powierzchni wewnętrznych i zewnętrznych przy strumieniu powietrza nawiewanego $V = 120 \text{ m}^3/\text{h}$

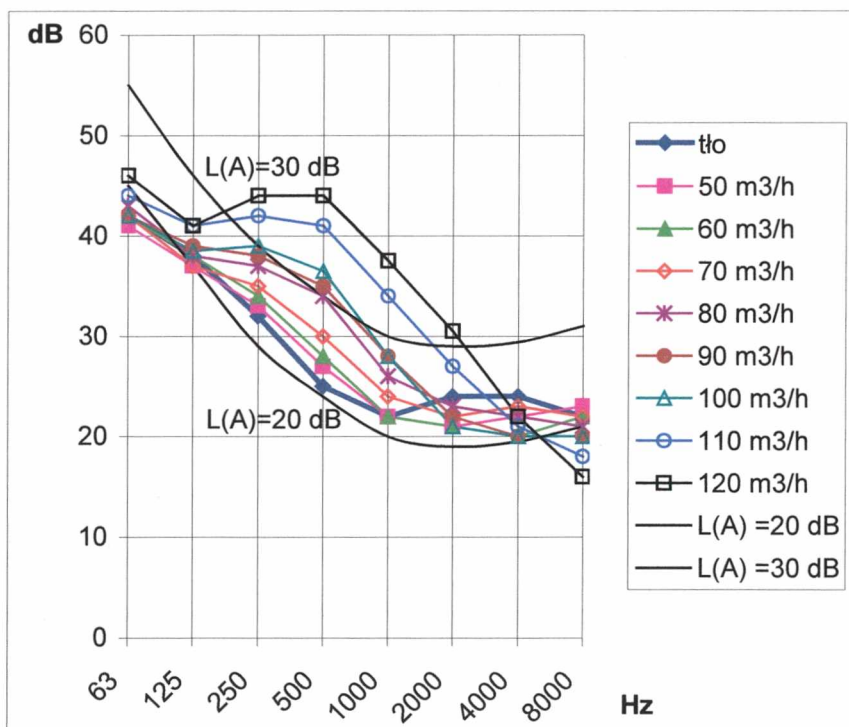
Lp.	Wyszczególnienie (układ płaszczyzn)	dB(A)	środkowa częstotliwość pasma [Hz]							
		-	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	Tło akustyczne	20	35	32	24	15	10	9	6	7
2	Tło – praca wentylatora	28	42	38	32	25	22	24	24	22
3	Z-06-30 / W-K6-20	43	46	41	44	44	37,5	30,5	21	16
4	Z-06-30 / W-K6-20S	40,5	46	41	42	42	31,5	26	19	14
5	Z-06-30 / W-K6-30	41	46	41	42,5	41,5	35,5	27,5	20	15
6	Z-06-30 / W-06-30S	38,5	44	40,5	41,5	38,5	32	24	18	16
7	Z-06-30 / W-06-30_18	43	47	42	43	43	38	30	21	16
8	Z-06-40 / W-K6-20	41	45	42	43	41,5	34,5	28	19	16
9	Z-06-40 / W-K6-20S	39	45	42	42,5	39	33	24,5	19	16
10	Z-06-40 / W-K6-30	41	46	42,5	43,5	41	35	29	20	16
11	Z-06-40 / W-06-30	40,5	46	40	42	40,5	35	27	20	16
12	Z-06-40 / W-06-30S	38	44	41,5	42	38,5	32	24	17	16
13	Z-06-40 / W-06-30_18	42,5	47	42	43,5	42	37,5	30,5	21	16
14	Z-K10-60 / W-06-30	40	45	41	41,5	40	34,5	27	18	16
15	Z-K10-60 / W-06-30_18	41	45	41,5	42,5	40,5	34,5	27,5	19	16

Analizując dane zawarte w tabeli 12, dochodzi się do wniosku, że najniższe poziomy dźwięku hałasu uzyskuje się przy zastosowaniu dodatkowej warstwy z siatki miedzianej (oznaczenie S). Element ten działa wytlumiająco w każdym przypadku, niezależnie od rodzaju i układu pozostałych przesłon. Natomiast wzrost poziomu hałasu nawiewnika powoduje zastosowanie powierzchni wewnętrznej z przesłoniętymi dwoma końcowymi rzędami otworów (oznaczenie _18). Najbardziej niekorzystnym rozwiązaniem, pod względem akustycznym, okazały się dwa układy przesłon: Z-06-30 / W-K6-20 oraz Z-06-30 / W-06-30_18. Dla jednego z nich (Z-06-30 / W-K6-20) wykonano pomiary hałasu przy strumieniach powietrza nawiewanego w zakresie $V = 50 \div 120 \text{ m}^3/\text{h}$. Wyniki pomiarów zestawiono w tabeli 13 oraz przedstawiono na wykresie, rysunek 83.

Tabela 13. Wyniki pomiarów poziomu dźwięku hałasu od pracującego półwalcowego nawiewnika podfotelowego dla najgłośniejszego układu powierzchni wewnętrznych i zewnętrznych Z-06-30 / W-K6-20, przy strumieniach powietrza nawiewanego w zakresie $V = 50 \div 120 \text{ m}^3/\text{h}$

Lp.	Strumień	dB(A)	środkowa częstotliwość pasma [Hz]							
	m^3/h	-	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Z – 06 – 30 / W – K6 – 20										
2	Tło	28	42	38	32	25	22	24	24	22
3	50	29	41	37	33	27	22	21	22	23
4	60	30	42	38	34	28	22	21	20	22
5	70	31	42	37	35	30	24	22	23	22
6	80	33,5	43	38	37	34	26	23	22	21
7	90	35	42	39	38	35	28	22	20	20
8	100	36	42	38,5	39	36,5	28	21	20	20
9	110	40	44	41	42	41	34	27	21	18
10	120	43	46	41	44	44	37,5	30,5	21	16

Na podstawie danych zawartych w tabeli 13 można stwierdzić, że do $60 \text{ m}^3/\text{h}$ nie ma wzrostu poziomu hałasu w stosunku do tła akustycznego. Przy wzroście strumienia powietrza nawiewanego do $70 \text{ m}^3/\text{h}$ pojawiło się przekroczenie wynoszące 3 dB(A) . Powyższe przekroczenie miało miejsce w pasmach oktaowych $250 - 1000 \text{ Hz}$. Przy zwiększaniu strumienia powietrza nawiewanego, poziom hałasu wrasta w pasmach $125 - 2000 \text{ Hz}$, zaś maleje przy częstotliwościach wyższych 4000 i 8000 Hz . Tendencja ta nasila się znacząco po przekroczeniu strumienia powietrza $100 \text{ m}^3/\text{h}$.



Rys. 83. Poziom dźwięku hałasu w pasmach oktaowych dla najgłośniejszego układu powierzchni wewnętrznych i zewnętrznych Z-06-30 / W-K6-20, przy strumieniach powietrza nawiewanego w zakresie $V = 50 \div 120 \text{ m}^3/\text{h}$

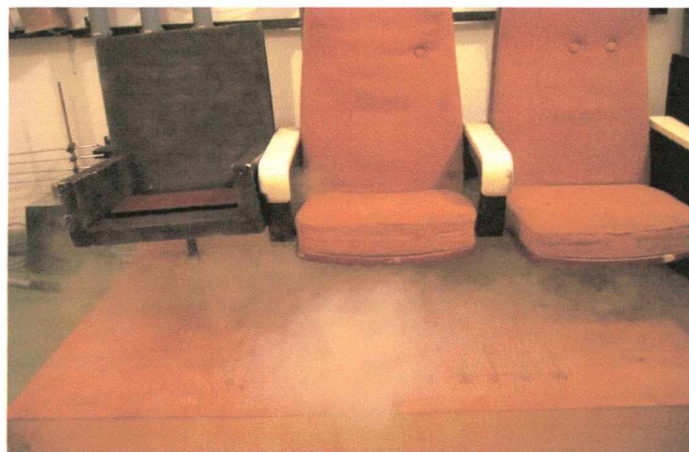
Reasumując zagadnienie wpływu głośności spowodowanym pracą półwalcowego nawiewnika podfotelowego należy stwierdzić, że dla najniekorzystniejszego pod względem akustycznym rozwiązania układu przesłon w zakresie strumieni powietrza do $60 \text{ m}^3/\text{h}$, poziom dźwięku hałasu jest mniejszy niż 27 dB(A) .

11.5. Wizualizacja rozprywu powietrza z nawiewnika

Podczas przeprowadzanych w warunkach izotermicznych prac badawczych, w celu oceny działania półwalcowego nawiewnika zainstalowanego po siedziskiem fotela stosowano zadymione powietrze. Zadymiano strumień powietrza nawiewanego, co pozwalało na wizualizację rozprywu z nawiewnika wyposażonego w różne układy perforowanych płaszczyzn wewnętrznych i zewnętrznych. Ponadto dokonano również zadymienia w warunkach normalnej pracy nawiewnika tzn., gdy na badanym fotelu zasiadł człowiek. Wyniki wizualizacji w postaci zarejestrowanych filmów i bogatej dokumentacji fotograficznej znajdują się u autora. Poniżej przedstawiono tylko wybrane zdjęcia.



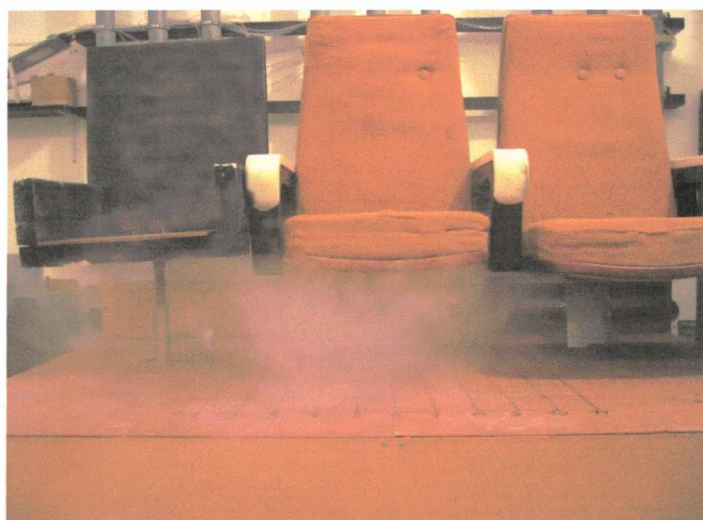
Rys. 84. Widok z przodu na siatkę pomiarową. Układ powierzchni: Z-06-40 / W-06-30.
Strumień powietrza nawiewanego $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$



Rys. 85. Widok z przodu na siatkę pomiarową. Układ powierzchni: Z-06-40 / W-06-30_18.
Strumień powietrza nawiewanego $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$



Rys. 86. Widok z przodu na siatkę pomiarową. Układ powierzchni: Z-010-60 / W-06-30_18.
Strumień powietrza nawiewanego $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$



Rys. 87. Widok z przodu. Układ powierzchni: Z-010-60 / W-06-30_18.
Strumień powietrza nawiewanego $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$



Rys. 88. Widok z przodu. Układ powierzchni: Z-010-60 / W-06-30S.
Strumień powietrza nawiewanego $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$.



Rys. 89. Widok z boku. Układ powierzchni: Z-010-60 / W-06-30S.
Strumień powietrza nawiewanego $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$.

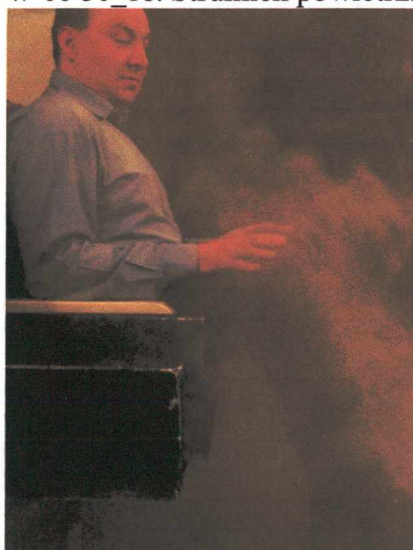


A



B

Rys. 90. Nawiew powietrza na: fotel wolny (A) oraz fotel zajęty przez człowieka (B).
Układ powierzchni: Z-06-40 / W-06-30_18. Strumień powietrza nawiewanego $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$.



Rys. 91. Pełna sylwetka człowieka siedzącego w fotelu w czasie pracy nawiewnika.
Układ powierzchni: Z-06-40 / W-06-30_18. Strumień powietrza nawiewanego $V = 45 \text{ m}^3/\text{h}$.

Rysunki 84 i 85 oraz 87 i 88 przedstawiają wypływ z nawiewnika posiadającego te same powierzchnie zewnętrzne, lecz różne elementy wewnętrzne. Niekorzystny rozptyw powietrza na boki, w kierunku foteli towarzyszących, zilustrowany na rysunku 84, został praktycznie wyeliminowany poprzez zastosowanie zmodyfikowanej powierzchni wewnętrznej (przesłonięcie otworów) – rysunek 85. Zmiana rodzaju powierzchni zewnętrznej nawiewnika, porównaj rysunki 85 i 86, praktycznie nie zmieniła charakteru wypływu. Zmiany w rozptywie powietrza wypływającego z nawiewnika pojawiają się, gdy na fotelu zasiada człowiek. Wówczas to powietrze nawiewane, wspomagane działaniem prądów konwekcyjnych, omywa siedzącą osobę. Sytuację tą obrazują zdjęcia zamieszczone na kolejnych rysunkach od 90 do 91.

11.6. Podsumowanie wyników pomiarów

W wyniku analizy przeprowadzonych pomiarów można stwierdzić, że:

1. Wypływ powietrza z półwalcowego nawiewnika umieszczonego pod siedziskiem fotela ma charakter źródłowy.
2. Tylko równomierny wypływ powietrza z elementu nawiewnego zapewnia tłokowy (stabilny) jego rozptyw w strefie oddziaływania nawiewnika pod siedziskiem fotela.
3. Do oceny charakteru tego rozptywu mogą posłużyć maksymalne wartości prędkości strugi powietrza w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych.
4. Stopień perforacji powierzchni wewnętrznej nie ma istotnego wpływu na prędkości maksymalne strugi w zależności od odległości, zaś ma znaczący wpływ na rozkład prędkości w obszarze działania nawiewnika.
5. Na wartości maksymalnych prędkości strugi powietrza w funkcji odległości od nawiewnika, przy stałej perforacji powierzchni wewnętrznej, ma wpływ stopień perforacji oraz wielkość otworów powierzchni zewnętrznej.
6. Bazując na modelu regresji wielorakiej, za pomocą analizy statystycznej, wytypowano najbardziej istotne parametry wpływające na wartości maksymalnych prędkości w obszarze rozptywu strumienia izotermicznego z nawiewnika półwalcowego umieszczonego pod siedziskiem fotela.
7. Uzyskana na podstawie przeprowadzonych badań zależność empiryczna:

$$\frac{v_{\max}}{v_0} = 0,254 \cdot \left(\frac{x}{x_0} \right)^{-0,366} \cdot \left(\frac{d_w}{d'} \right)^{-0,887} \cdot \left(\frac{d_z}{d'} \right)^{0,663} \cdot \left(\frac{F_n^z}{F_{br}^z} \right)^{0,539}$$

umożliwia dalsze prowadzenie prac nad doskonaleniem konstrukcji nawiewnika, w dowolnych przypadkach mieszczących się w przeanalizowanym zakresie parametrów wejściowych, bez konieczności wykonywania dodatkowych pomiarów.

8. Przeprowadzone w warunkach laboratoryjnych pomiary akustyczne (poziom tła akustycznego 28 dB(A)), nie wykazały przekroczenia poziomu głośności w pomieszczeniu w wyniku pracy nawiewnika półwalcowego umieszczonego pod siedziskiem fotela.

12. ANALIZA DOKŁADNOŚCI PRZEPROWADZONYCH BADAŃ

Pełna informacja o wyniku pomiaru pewnej wielkości obejmować musi obok uzyskanej wartości również charakterystykę poprawności otrzymanego wyniku. Każda wielkość fizyczna określona w wyniku pomiaru obarczona jest pewnym błędem. Błędy, które obarczają wyniki pomiarowe, dzieli się ze względu na ich liczbę oraz źródło powstawania na trzy rodzaje: systematyczne, przypadkowe oraz grube, czyli przeoczenia (omyłki) [19, 23, 24, 57]. Błędy systematyczne (związane z niedokładnością używanych w czasie pomiarów przyrządów pomiarowych) można określić i wyeliminować drogą wzorcowania bądź przez wprowadzenie odpowiednich poprawek. Błędy wynikające z niedokładności zastosowanej aparatury pomiarowej zostały podane w punkcie 12.1.

Dla błędów przypadkowych (spowodowanych przez: obserwatora, statyczne i dynamiczne własności przyrządów oraz nieokreślony i zmienny wpływ otoczenia) można określić jedynie granice, w których te błędy z pewnym prawdopodobieństwem są zawarte [62]. Po wstępnej analizie wyniki obciążone błędami grubymi zostały wyeliminowane z dalszych rozważań. Przyjęto ponadto, że błędy systematyczne są pomijalne w porównaniu z błędami przypadkowymi.

12.1. Błędy wynikające z niedokładności przyrządów pomiarowych

Tabela 14 zawiera zestawienie błędów wielkości mierzonych powstałych wskutek niedokładności przyrządów pomiarowych użytych w czasie prowadzonych prac badawczych. Założono, iż średni błąd bezwzględny pojedynczego pomiaru σ równy jest elementarnej skali przyrządu bądź jego klasie.

Tabela 14. Błędy wynikające z niedokładności przyrządów pomiarowych

LP.	WIELKOŚĆ MIERZONA	PRZYRZĄD POMIAROWY	BEZWZGLĘDNY BŁĄD POMIARU	ŚREDNIA WARTOŚĆ WIELKOŚCI MIERZONEJ
1	2	3	4	5
1.	Prędkość powietrza w punktach siatki pomiarowej	Miernik TESTO 400 + sonda do pomiaru w zakresie niższych prędkości przepływu i temperatury powietrza typu TESTO 0635.1049 o zakresie działania sondy 0 – 10 m/s, dokładność pomiaru $\pm 0,01$ m/s $\pm 5\%$ wartości mierzonej	0,01 m/s	0,16 m/s
2.	Temperatura powietrza w punktach siatki pomiarowej	Miernik TESTO 400 + sonda do pomiaru w zakresie niższych prędkości przepływu i temperatury powietrza typu TESTO 0635.1049 o zakresie działania sondy od -20 do $+70^{\circ}\text{C}$, dokładność pomiaru $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,2^{\circ}\text{C}$	$21,8^{\circ}\text{C}$

1	2	3	4	5
3.	Temperatura powietrza nawiewanego	Regulator sterujący typu RWX62.7034 + czujnik temperatury QAM22 o zakresie działania od - 20 do +100° C	$\pm 0,2^{\circ} \text{ C}$	21,6 ° C
4.	Temperatura powietrza w pomieszczeniu	Termometr rtęciowy o zakresie pomiarowym od 0 do +50° C i podziałce 0,2° C	$\pm 0,2^{\circ} \text{ C}$	22 ° C
5.	Różnica ciśnień na kryzie pomiarowej	Miernik TESTO 400 + sonda do pomiaru ciśnienia różnicowego typu TESTO 0638.1445, dokładność pomiaru $\pm 2 \text{ Pa}$	2 Pa	280 Pa
6.	Opór nawiewnika	Miernik TESTO 400 + sonda do pomiaru ciśnienia różnicowego typu TESTO 0638.1445, dokładność pomiaru $\pm 2 \text{ Pa}$	2 Pa	8 Pa
7.	Poziom dźwięku hałasu	Precyzyjny miernik poziomu dźwięku <i>Bruel & Kjaer Copenhagen</i> typu 2203, przyrząd w 1 klasie dokładności	1 dB	30 dB(A)
8.	Odległości w siatce pomiarowej	Miara, działka elementarna 1mm	0,001 m	0,10 m

12.2. Rachunek błędów

W przypadku pomiarów bezpośrednich, za najbardziej prawdopodobną wartość wielkości mierzonej uważa się średnią arytmetyczną wyników tych pomiarów [23, 24, 57, 62], określoną przez zależność:

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (12.1)$$

gdzie: x_i – wyniki poszczególnych pomiarów $i = 1, 2, \dots, n$.

n – liczba pomiarów.

Rozrzut wartości zmierzonych dokoła wartości średniej można scharakteryzować na różne sposoby wprowadzając:

1. Błąd bezwzględny δ wyrażony równaniem:

$$\delta = x_i - \bar{x} \quad (12.2)$$

2. Błąd względny δ^w wyrażony równaniem:

$$\delta^w = \frac{\delta}{x} \quad (12.3)$$

$$\text{lub najczęściej w procentach } \delta^w = \frac{\delta}{x} \cdot 100\% \quad (12.3a)$$

3. Odchylenie średnie Δ , jako średnią arytmetyczną ze wszystkich błędów bezwzględnych

$$\Delta = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})}{n} \quad (12.4)$$

4. Odchylenie standardowe (błąd średni) σ wyrażone równaniem:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (12.5)$$

5. Błąd średni σ_r średniej arytmetycznej wyrażony równaniem:

$$\sigma_r = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n \cdot (n-1)}} \quad (12.6)$$

Ostateczny wynik rzeczywistej wartości wielkości mierzonej a jako wynik serii pomiarów podaje się w postaci [62]:

$$a = \bar{x} \pm 3\sigma \quad (12.7)$$

W nieco odmienny sposób wyznacza się wartość odchylenia standardowego (błędu średniego kwadratowego) σ_z wielkości złożonej o ogólnej postaci $z = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ [62]:

$$\sigma_z = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot \sigma_{xi} \right)^2} \quad (12.8)$$

gdzie: $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ - pochodne cząstkowe funkcji f względem poszczególnych zmiennych x_i ,

n - liczba zmiennych,

σ_{xi} - tzw. błędy średnie cząstkowe.

Średni kwadratowy błąd względny σ'_z wyrażony jest równaniem:

$$\sigma'_z = \frac{\sigma_z}{z_{sr}} \cdot 100\% \quad (12.9)$$

gdzie: z_{sr} - wartość średnia zmiennej zależnej obliczana dla średnich wartości zmiennych x_i .

12.3. Błędy pomiarów prostych

W przypadku pomiarów bezpośrednich, ich błędy wyznaczono zgodnie z metodyką podaną w punkcie 12.2. Przykładowe wyniki obliczeń zawiera tabela przytoczona na rysunku 64.

12.4. Błędy prowadzonych obliczeń

W tabeli 15 podano średnie kwadratowe błędy wielkości obliczonych przy opracowywaniu pomiarów. Ponadto w tabeli tej zamieszczono wzory będące podstawą do obliczeń pochodnych występujących w zależności (12.8). Przyjęto, iż średni błąd cząstkowy poszczególnych wielkości mierzonych, wchodzących w skład wielkości obliczonych, będzie przyjmowany w oparciu o dane z tabeli 14.

Tabela 15. Błędy wielkości obliczonych

Lp.	Nazwa wielkości obliczanej	Wzór będący podstawą do obliczeń pochodnych ze wzoru (11.8)	Błąd średni kwadratowy		
			bezwzględny		względny
			wartość	jednostka	%
1	2	3	4	5	6
1	Strumień powietrza nawiewanego V	Zgodnie z PN-ISO 5221	0,97	m ³ /h	2,15
2	stosunek prędkości maksymalnej strugi $v_{\max}$ do prędkości wypływu powietrza w przekroju netto przesłony zewnętrznej v_o	(11.9)	0,006	-	1,43
3	Prędkość wypływu v_o	$v_o = \frac{V}{F_n^z}$	0,04	m/s	7,10
4	średnica hydrauliczna otworu wlotowego do nawiewnika d'	$d' = \frac{\pi \cdot d}{\pi + 2}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$	m	0,98
5	stosunek średnicy hydraulicznej otworu wylotowego w przesłonie wewnętrznej do średnicy hydraulicznej otworu wlotowego do nawiewnika	$\frac{d_w}{d'}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$	-	0,99
6	stosunek średnicy hydraulicznej otworu wylotowego w przesłonie zewnętrznej do średnicy hydraulicznej otworu wlotowego do nawiewnika	$\frac{d_z}{d'}$	$1,6 \cdot 10^{-3}$	-	0,98
7	stopień perforacji przesłony zewnętrznej	$\frac{F_n^z}{F_{br}^z}$	$6,3 \cdot 10^{-3}$	-	1,43
8	prędkość maksymalna strugi $v_{\max}$	(11.9)	0,017	m/s	7,20

Graniczny błąd względny wartości stosunku prędkości $\frac{v_{\max}}{v_o}$ (wg 11.9) wynosi:

$$3\sigma_{v_{\max}/v_o} = \pm 4,3\%$$

Natomiast graniczny błąd względny wartości prędkości $v_{\max}$ (wg 11.9) wynosi:

$$3\sigma_{v_{\max}} = \pm 21,6\%$$

13. PODSUMOWANIE

1. W obiektach widowiskowych na zapotrzebowanie energii do uzdatniania powietrza znaczący wpływ ma przyjęty system organizacji jego wymiany. Najmniejszym zapotrzebowaniem energii w całorocznym uzdatnianiu powietrza charakteryzują się systemy z bezpośrednim nawiewem powietrza do strefy przebywania ludzi. Przy tym w całej strefie przebywania ludzi zachowane są warunki zapewniające optymalny mikroklimat.
2. Mając powyższe na uwadze, na podstawie własnych doświadczeń, opracowano nową konstrukcję nawiewnika źródłowego, przeznaczonego dla sal widowiskowych ze stałymi miejscami siedzącymi. W wyniku prób i analiz satysfakcjonującym rozwiązaniem okazał się źródłowy, półwalcowy nawiewnik z dwiema przesłonami perforowanymi, przeznaczony do zainstalowania pod siedziskiem fotela.
3. Na podstawie licznych badań tego nawiewnika (źródłowego, półwalcowego) można sformułować następujące wnioski:
 - stopień perforacji powierzchni wewnętrznej nawiewnika nie ma istotnego wpływu na prędkości maksymalne strugi,
 - stopień perforacji powierzchni wewnętrznej nawiewnika ma natomiast znaczący wpływ na rozkład prędkości w obszarze jego zasięgu działania,
 - na wartości maksymalnych prędkości strugi mają duży wpływ stopień perforacji oraz wielkości otworów perforowanej powierzchni zewnętrznej nawiewnika.
4. Badania pozwoliły wytypować najkorzystniejsze rozwiązanie nawiewnika źródłowego półwalcowego; jest to nawiewnik o stopniu perforacji przesłony zewnętrznej 40% oraz wewnętrznej 30%; takie rozwiązanie zapewnia równomierny rozptyw powietrza.
5. W dostępnej literaturze nie znaleziono formuł opisujących rozkład prędkości powietrza w obszarze oddziaływania nawiewnika źródłowego. Wyprowadzenie zatem zależności empirycznej opisującej rozkład prędkości maksymalnych uznać należy za istotne osiągnięcie tej pracy.
6. Uzyskana na podstawie materiału doświadczalnego zależność, opisuje stosunek prędkości maksymalnej $v_{\max}$ do prędkości wypływu powietrza v_0 w funkcji:
 - odległości względnej od nawiewnika,
 - względnej średnicy hydraulicznej otworu wylotowego w przesłonie wewnętrznej,
 - względnej średnicy hydraulicznej otworu wylotowego w przesłonie zewnętrznej,
 - stopnia perforacji przesłony zewnętrznej.

7. Przebadany nawiewnik źródłowy półwalcowy umieszczony pod siedziskiem fotela, o autorskiej konstrukcji, z uwagi na prostotę rozwiązania i dużą efektywność działania należy zaproponować do powszechnego stosowania w obiektach widowiskowych ze stałymi miejscami do siedzenia.

14. SPIS LITERATURY

- [1] Besler Gerard Jan: Mikroklimat, jonizacja a energooszczędność, referat na XIII Ogólnopolską Konferencję Naukowo – Techniczną „Wentylacja i Termoeenergetyka w Budownictwie Ogólnym”, Zakopane – Kościelisko, 27-28 maja 1999 r.
- [2] Besler Gerard Jan: Problemy kształtowania zdrowego mikroklimatu w budynkach, referat na XIII Ogólnopolską Konferencję Naukowo – Techniczną „Wentylacja i Termoeenergetyka w Budownictwie Ogólnym”, Zakopane – Kościelisko, 27-28 maja 1999 r.
- [3] Bouwman H.B., van Gunst E.: Die Luftbewegung in der grossen Konzerthalle de Dolen in Rotterdam, *Kaltetechnik* 19(8)/1967.
- [4] Borysiewicz Andrzej, Caliński Stanisław, Okulicz – Kozaryn Lech: Instalacje wentylacyjne i klimatyzacyjne. Projektowanie układów, Arkady, Warszawa 1975.
- [5] Bystrzyński Jerzy, Mróz Tomasz: Nowoczesne metody klimatyzacji sal audytoryjnych, Artykuł zamieszczony na stronie www.wentylacja.com.pl, kwiecień 2003
- [6] Fanger P.O., *Komfort Ciepły*: Arkady, Warszawa 1974.
- [7] P.O. Fanger, Z. Popiołek, P. Wargocki, Środowisko wewnętrzne. Wpływ na zdrowie, komfort i wydajność pracy, Politechnika Śląska, Gliwice 2003
- [8] Fitzner Klaus: Quelluftung und Deckenkuhlung, *Gesundheits Ingenieur* 2/1998.
- [9] Fodemski Tadeusz: Pomiary cieplne część I i II, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2001.
- [10] Frydecki Andrzej: Projektowanie budynków widowiskowych dla teatru, muzyki i filmu, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1976.
- [11] Gasiński Tadeusz, Pieskow Igor: Ogrzewnictwo i wietrzenie, Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 1979.
- [12] Gaziński Bolesław: *Poradnik Klimatyzacja, Systherm Serwis*, Poznań 2001.
- [13] Girdwoyń Andrzej: Wentylacja wyporowa w aspektach energetycznym i komfortu cieplnego, referat na Międzynarodową Konferencję N-T „Problemy Inżynierii Środowiska – u progu nowego tysiąclecia”, Wrocław- Szklarska Poręba 2000.
- [14] Grudziński Andrzej: Kształtowanie sal widowiskowych, Raport Instytutu Architektury Politechniki Wrocławskiej serii SPR 271/1995.
- [15] Gutkowski Kazimierz: Chłodnictwo i klimatyzacja, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2003.

- [16] Halupczok Johann: Efektywność systemu nawiewania powietrza przy wentylacji miejsc pracy w pomieszczeniach przemysłowych, referat na Międzynarodową Konferencję N-T „Problemy Inżynierii Środowiska – u progu nowego tysiąclecia”, Wrocław- Szklarska Poręba 2000.
- [17] Halupczok Johann: Nawiewniki do audytoriów i sal widowiskowych, Budowlany Informator Techniczny, 11/2000 i 12/2000.
- [18] Halupczok Johann: Wentylacja wyporowa w pomieszczeniach o podwyższonym komforcie cieplnym, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja,
- [19] Hansel Horst: Podstawy rachunku błędów, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne Warszawa 1968.
- [20] Janiszewski Wiesław, Zagadnienie wymiany powietrza w Nowej Operze Bałtyckiej, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, 12/1976.
- [21] Jackiewicz Wiktor: Architektura teatralna, Skrypt Uczelniany Politechniki Śląskiej, Gliwice 1985.
- [22] Jones W.P.: Klimatyzacja, Arkady Warszawa 2001, wydanie II.
- [23] Kacperski Jerzy: Opracowanie danych pomiarowych, Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, Łódź 1997.
- [24] Kołodziejczyk L., Rubik M., Mańkowski S.: Pomiary w inżynierii sanitarnej, Arkady, Warszawa 1974.
- [25] Kosieradzki Jerzy: Wentylacja sal zgromadzeń, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, 12/1980.
- [26] Kruhne Holger: Auslegung und Grenzen der Quelluftstromung, HLH 4/1998.
- [27] Kruhne Holger, Fitzner Klaus: Energie- und Stofftransport in Raumen mit Quelluftstromung und Kuhldecke, HLH 9/1995.
- [28] Kuratow Teodor: Pomiary przepływów cieczy, par i gazów, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1977.
- [29] Lampe Gerhard, Pfeil Axel: Projekt klimatyzacji a projekt budynku, Arkady, Warszawa 1981.
- [30] Laurikainen J.: Einsatz der Quelluftung in Skandinavien, HLH 12/1994.
- [31] Linke W.: Luftung von oben nach unten oder umgekehrt?, Kaltetechnik 14(5)/1962.
- [32] Lipska Barbara, Nawrocki Wacław: Podstawy projektowania wentylacji – przykłady, Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [33] Platt Czesław: Problemy Rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej,

PWN, Warszawa 1974.

- [34] Machowski Wojciech: Zastosowanie nawiewników wyporowych w instalacjach klimatyzacji sal kinowych, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, 3/1999.
- [35] Makowiecki Jerzy: Ekonomiczne systemy wentylacyjne, Chłodnictwo & Klimatyzacja 3/1997.
- [36] Malicki Maksymilian: Wentylacja i klimatyzacja, PWN, Warszawa 1974.
- [37] Majerski Stanisław, Mierzwiński Stanisław: Projektowanie wentylacji audytoriów i sal widowiskowych, Ogrzewanie i Wentylacja, Nowa technika w inżynierii sanitarnej zeszyt nr 6, Arkady, Warszawa 1976.
- [38] Mizieleński Bogdan: Kształtowanie strumieni powietrza wentylacyjnego w halach przemysłowych, Chłodnictwo & Klimatyzacja 3/2001.
- [39] Mizieleński Bogdan, Dałek Piotr: Wentylacja wyporowa w usuwaniu zanieczyszczeń powstających podczas procesów produkcyjnych, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, 2/1998.
- [40] Mizieleński Bogdan: Wyporowa wymiana powietrza w pomieszczeniu, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, 7-8/2002.
- [41] Mizieleński Bogdan, Wall Sebastian: Oddziaływanie wydłużonej strefy podstawowej strumienia powietrza dalekiego zasięgu na warunki wejścia strumienia do strefy pracy, referat na Konferencję Nowe Techniki w Klimatyzacji, Warszawa - 2003.
- [42] Mizieleński Bogdan, Ziętek Piotr: Wpływ warunków użytkowania pomieszczenia na rozwijanie się strumienia wyporowego ,referat na Konferencję Nowe Techniki w Klimatyzacji, Warszawa - 2003.
- [43] Nadler Norbert: Modellierung der Raumlufthtemperatur bei Quelluftung und Flächenkuhlung, HLH 3/1995.
- [44] Nantka Marian: Instalacje grzewcze i wentylacyjne w budownictwie, część I, Budynki i ich potrzeby grzewcze i wentylacyjne, Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [45] Pawłojć Adam, Targański Waldemar, Bonca Zenon: Odzysk ciepła w systemach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych, Masta, Gdańsk 1998.
- [46] Pełech Aleksander: Bilans ciepła w pomieszczeniach i obliczanie strumienia powietrza wentylującego, Politechnika Wrocławska, 1987.
- [47] Pełech Aleksander: Wentylacja i klimatyzacja podstawy- w przygotowaniu.
- [48] Przydrożny Stanisław: Wentylacja, Skrypt Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1991.
- [49] Przydrożny Stanisław, Ferencowicz Jan: Klimatyzacja, Skrypt Politechniki

Wrocławskiej, Wrocław 1989.

- [50] Recknagel H., Sprenger E.: Ogrzewanie i klimatyzacja. Poradnik, Arkady, Warszawa 1976.
- [51] Recknagel H., Sprenger E., Hönnmann W., Schramek E.R.: Ogrzewanie i klimatyzacja. Poradnik, EWFE – Wydanie 1, Gdańsk 1994.
- [52] Rietschel, Raiß: Ogrzewanie i klimatyzacja, Arkady, Warszawa 1972.
- [53] Sodec F.: Air distribution systems. Rep. No. 3554E, Krantz GmbH, Germany.
- [54] Sompoliński Marcin, Przydróżny Edward, Besler Gerard Jan: Wpływ organizacji wymiany powietrza w salach widowiskowych na zapotrzebowanie energii, referat na Międzynarodową Konferencję N-T „Problemy Inżynierii Środowiska – u progu nowego tysiąclecia”, Wrocław - Szklarska Poręba 2000.
- [55] Sompoliński Marcin, Przydróżny Edward, Besler Gerard Jan: Klimatyzacja sal widowiskowych ze zmiennymi strumieniami powietrza, referat na X Międzynarodową Konferencję N-T Air Conditioning Protection & District Heating, Wrocław - Szklarska Poręba 2002.
- [56] Steimle Fritz: Kurs klimatyzacji, Arkady, Warszawa 1979.
- [57] Strzałkowski Adam, Śliżyński Aleksander: Matematyczne metody opracowywania wyników, PWN Warszawa 1978.
- [58] Szpil Zbigniew: Wentylacja i klimatyzacja w XX wieku, Rynek Instalacyjny 2/2000.
- [59] Szucs Ervin: Modelowanie matematyczne w fizyce i technice, WNT, Warszawa 1977.
- [60] Szymański Tadeusz, Wasiluk Wiktor: Wentylacja użytkowa poradnik, Masta, Gdańsk 1999.
- [61] Śliwowski Lech: Mikroklimat wnętrz i komfort cieplny ludzi w pomieszczeniach, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [62] Werszko Danuta: Pomiar podstawowych znamion termodynamicznych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1973.
- [63] PN – 87 / B – 02151/02: Akustyka budowlana. Ochrona przed hałasem pomieszczeń w budynkach. Dopuszczalne wartości poziomu dźwięku w pomieszczeniach.
- [64] PN – 82 / B – 02403: Ogrzewnictwo. Temperatury obliczeniowe zewnętrzne.
- [65] PN – 76 / B – 03420: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego.
- [66] PN – 82 / B – 02402: Ogrzewnictwo. Temperatury ogrzewanych pomieszczeń w budynkach.

- [67] PN – 78 / B – 03421: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach do stałego przebywania ludzi.
- [68] PN – 83 / B – 03430/Az3:2000: Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania.
- [69] PN – ISO 5221 grudzień 1994: Rozprowadzenie i rozdział powietrza. Metody pomiaru przepływu strumienia powietrza w przewodzie.
- [70] Rozporządzenie Ministra Pracy i Polityki Socjalnej z dnia 26 września 1997 r. w sprawie ogólnych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy, Dz. U. Nr 129 z 1997 r., poz. 844.
- [71] Katalogi firm: FLAKT BOVENT, HALTON, KRANTZ-TKT , SCHAKO, STIFAB FAREX, TROX.