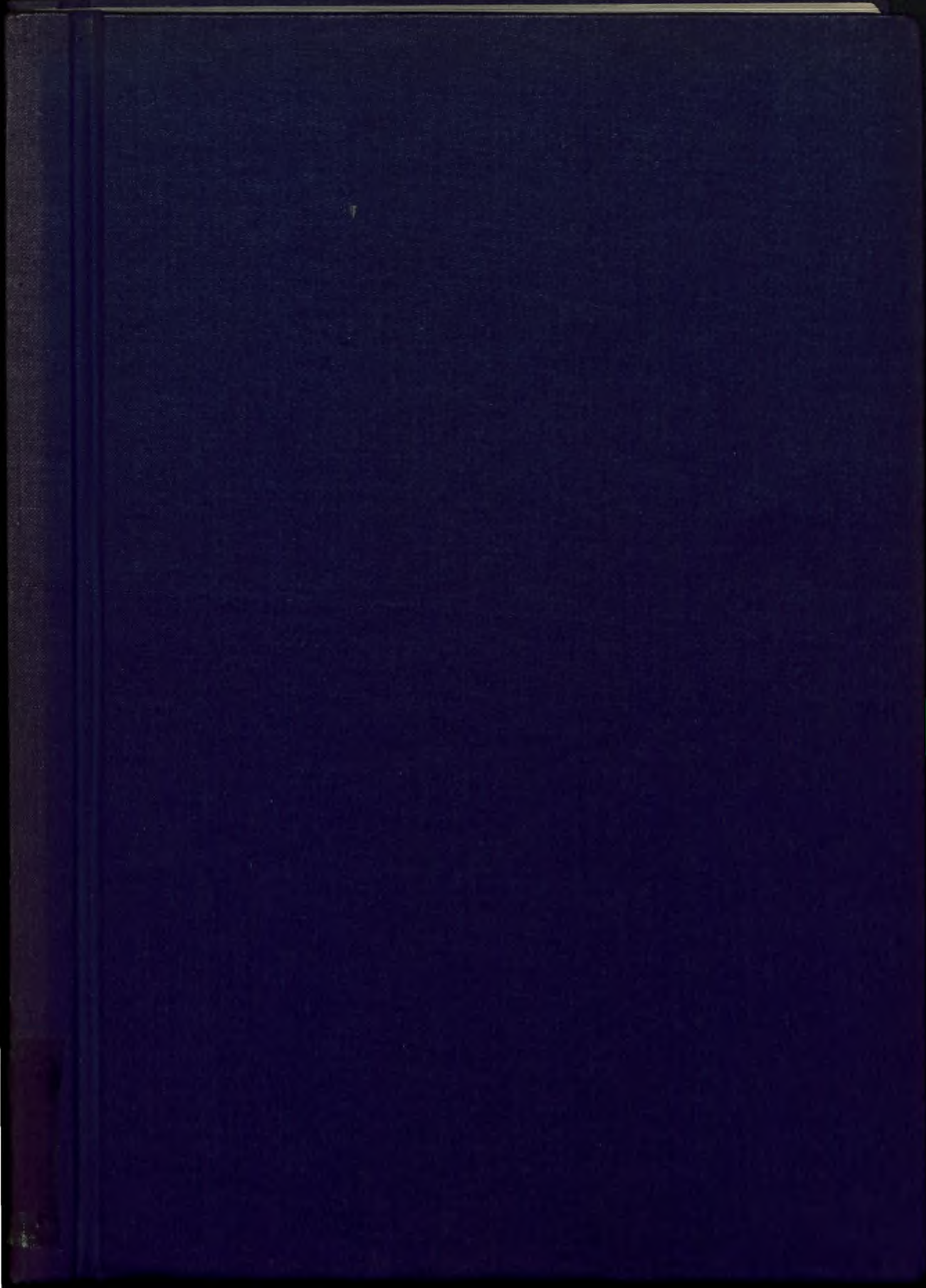




390539

+ 2 opinie



628.83 : 043

P O L I T E C H N I K A W A R S Z A W S K A
WYDZIAŁ INŻYNIERII SANITARNEJ I WODNEJ
INSTYTUT OGRZEWNICTWA I WENTYLACJI

mgr inż. Bogdan Mizieliński

WPŁYW ZMIENNEJ CHARAKTERYSTYKI HYDRAULICZNEJ
POMIESZCZENIA I UKŁADU WYWIEWNEGO NA PRACĘ
WENTYLACJI MECHANICZNEJ NAWIEWNEJ

Praca doktorska

Promotor: Prof. dr hab. Witold Wasilewski

W a r s z a w a 1975

W O L I T E C H N I K A W A R S Z A W A

W Y D Z I A L I N Ż Y N I E R N I I S A N I T A R N E J I W O D N E J

I N S T Y T U T O G R A N I C Z E N I A I W E N T Y L A C J I

mgr inż. Bogdan Maciejowski

W E N T Y L A C J I K O R A L O W E J I W O D N E J

P O M I E R Z E N I A I U R A D U W Y T O R N E J N A P R A D Z

W E N T Y L A C J I K O R A L O W E J I W O D N E J



P r a c a d o k t o r s k a

P r o m o t o r : P r o f . d r h a b . W i s l a W a s i l e w s k i

W a r s z a w a 1 9 7 5

Panu Prof. dr hab. Witoldowi Wasilewskiemu

Promotorowi pracy, za opiekę naukową

składam wyrazy podziękowania

Spis treści

	str
Wykaz podstawowych oznaczeń	III
1. Wstęp	1
2. Opis modelu obliczeniowego	8
2.1 Charakterystyki wentylatorów	12
2.2. Charakterystyka przewodów	18
2.3. Charakterystyki kratek nawiewnych i wywiewnych	25
2.4. Charakterystyki trójkników	29
2.5. Charakterystyki kryz	45
2.6. Określanie współczynników strat miejscowych w niektórych elementach instalacji	52
2.7. Przepływy powietrza przez elementy przegród budowlanych	55
3. Podstawowe równania opisujące przepływy powietrza w przyjętym modelu obliczeniowym	64
3.1. Ogólna organizacja obliczeń /algorytm/	66
4. Przykład obliczeniowy	81
4.1. Wyniki obliczeń	96
5. Pomiary kontrolne	103
5.1. Układ pomiarowy	104
5.2. Przyjęta metoda pomiarów	108
5.3. Wyniki pomiarów	111
6. Porównanie wyników obliczeń i pomiarów	119

7. Analiza pracy instalacji wentylacji mechanicznej nawiewnej współpracującej z siecią wentylacji wywiewnej oraz zespołem pomieszczeń	122
8. Uwagi i wnioski	139
9. Piśmiennictwo	142
10. Załączniki	



Wykaz podstawowych oznaczeń

- V - ilość powietrza, m^3/h
 V_n - ilość powietrza nawiewanego, m^3/h
 V_w - ilość powietrza wywiewanego, m^3/h
 V_{wn} - ilość powietrza podawanego przez wentylator nawiewny, m^3/h
 V_{ww} - ilość powietrza podawanego przez wentylator wywiewny, m^3/h
 A, B, C, m - /z odpowiednimi indeksami/ wielkości stałe
 K - kubatura pomieszczenia, m^3
 V_g - ilość powietrza wywiewanego przez kanał grawitacyjny, m^3/h
 V_{inf} - ilość powietrza przepływającego przez nieszczelności przegród budowlanych, m^3/h
 R - liniowe jednostkowe straty ciśnienia, $kG/m^2 m$
 Z - miejscowe straty ciśnienia, kG/m^2
 l - długość odcinka przewodu, m
 H_{gr} - ciśnienie grawitacyjne, kG/m^2
 $\Delta(...)$ - przyrost określonego parametru
 p - ciśnienie, kG/m^2
 p_x - ciśnienie powietrza wewnątrz pomieszczenia, kG/m^2
 p_a - ciśnienie powietrza na zewnątrz budynku, kG/m^2
 p_{ak} - ciśnienie powietrza w korytarzu, kG/m^2
 n - ilość działek przewodów,
 k - ilość odgałęzień w pomieszczeniu
 λ - współczynnik tarcia,
 v - prędkość przepływu powietrza, m/s
 γ - ciężar właściwy, kG/m^3
 g - przyspieszenie ziemskie, m/s

- R_h - promień hydrauliczny, m
- F - powierzchnia przekroju przewodu, m^2
- U - długość obwodu przewodu, m
- d - średnica przewodu, m
- d_r - średnica równoważna przewodu, m
- d_n - średnica nawiewnika, m
- d_w - średnica wywiewnika, m
- d_k - średnica kryzy, m
- ν - współczynnik lepkości kinematycznej, m^2/s
- Re - liczba Reynoldsa
- e - względna chropowatość przewodu,
- k - bezwzględna wysokość nierówności ścianek przewodu, mm
- λ_t - współczynnik tarcia przy temperaturze t ,
- λ_{+20} - współczynnik tarcia przy temperaturze $+20^\circ C$
- ζ - współczynnik oporu miejscowego
- F - powierzchnia, m^2
- ζ_o - współczynnik oporu miejscowego obliczony na podstawie odpowiedniego wzoru,
- ε - stopień wolnej powierzchni,
- α - kąt odgałęzienia w trójkniku, $^\circ$
- ζ_p - współczynnik oporu miejscowego dla przelotu trójknika
- ζ_o - współczynnik oporu miejscowego dla odgałęzienia trójknika
- μ - współczynnik kontrakcji,
- h_d - ciśnienie dynamiczne, kg/m^2
- V_o - ilość powietrza płynąca przez odgałęzienie, m^3/h
- V_c - ilość powietrza całkowita, m^3/h
- F_c - powierzchnia przekroju całkowitego, m^2

- F_p - powierzchnia przekroju przelotu, m^2
 a_1, b_1, c_1 - wielkości stałe
 ξ_{kr} - współczynnik oporu miejscowego kryzy
 m - stosunek powierzchni otworu kryzy do powierzchni przekroju przewodu
 e - grubość kryzy, m
 ε_1 - współczynnik poprawkowy do obliczania
 a, b - wymiary liniowe, m
 ξ_{Fo} - współczynnik przepuszczalności okna odniesiony do $1 m^2$ powierzchni okna
 ξ_{Fd} - współczynnik przepuszczalności drzwi odniesiony do $1 m^2$ powierzchni drzwi,
 ξ_L - współczynnik przepuszczalności odniesiony do długości szczeliny
 n - wykładnik potęgowy w równaniu określającym ilość infiltrującego powietrza
 c - współczynnik aerodynamiczny,
 w_w - prędkość strumienia wiatru niezahamowanego przeszkodą, m/s ,
 γ_z - ciężar właściwy powietrza zewnętrznego, kG/m^3
 ρ - gęstość, kG/m^3
 p_{At} - ciśnienie atmosferyczne, kG/m^2
 p_w - przyrost ciśnienia z tytułu działania wiatru, kG/m^2
 γ_w - ciężar właściwy powietrza wewnętrznego, kG/m^3
 γ_n - ciężar właściwy powietrza nawiewanego, kG/m^3
 h - wysokość, m
 χ - sprawność trójkąta.

1. WSTĘP

Jednym z powszechnie przyjmowanych założeń przy projektowaniu instalacji wentylacji mechanicznej jest założenie jednakowego ciśnienia we wszystkich z obsługiwanym pomieszczeniach. Przyjmuje się, że ciśnienie to jest równe ciśnieniu atmosferycznemu w miejscu zlokalizowania czerpni i wyrzutni powietrza, czyli tak jakby każde z pomieszczeń było połączone z przestrzenią zewnętrzną, w której niezależnie od wysokości panuje stałe ciśnienie.

W rzeczywistości szczególnie w warunkach eksploatacyjnych powyższe założenie nie jest z reguły spełnione.

O wielkości ciśnień panujących w poszczególnych pomieszczeniach decyduje cały szereg czynników, które w końcowym efekcie powodują zmianę przepływów powietrza w stosunku do ilości zakładanych w projekcie.

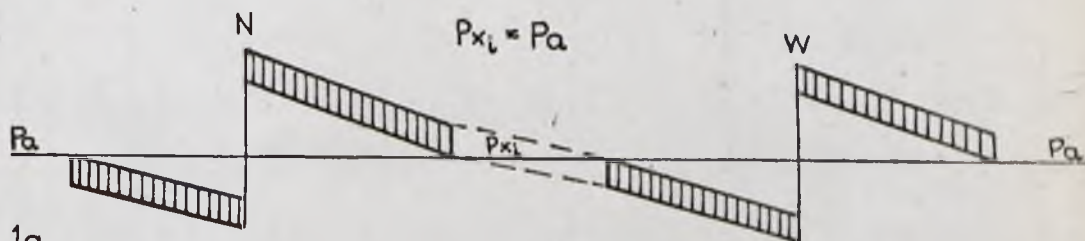
Przyczyny, które są powodem innych niż się zakłada ciśnień panujących w wentylowanych pomieszczeniach i w konsekwencji innych rzeczywistych ilości powietrza jakie do nich dopływa bądź odpływa przedstawiono poniżej.

Często zakłada się różne ilości /krotności wymian/ powietrza nawiewanego i usuwanego z pomieszczenia przez układy wentylacji mechanicznej. Dla uniemożliwienia napływu zanieczyszczeń z innych pomieszczeń do pomieszczenia rozpytrywanego przyjmuje się $n_n > n_w$, a dla uniemożliwienia rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń wydzielanych w danym pomieszczeniu $n_n < n_w$. Przyjęte przy takich warunkach ilości powietrza nawiewanego i wywiewanego będą ilościami rzeczywistymi w przypadku spełnienia założenia o równości ciśnienia zewnętrznego z ciśnieniem w pomieszczeniach.

To założenie jest bowiem podstawą doboru sprężu wentylatora. W rzeczywistych warunkach przy zamkniętych oknach i drzwiach, w poszczególnych pomieszczeniach będą panowały ciśnienia wyższe, lub niższe od atmosferycznego dając w efekcie inne przepływy niż pierwotnie zakładano.

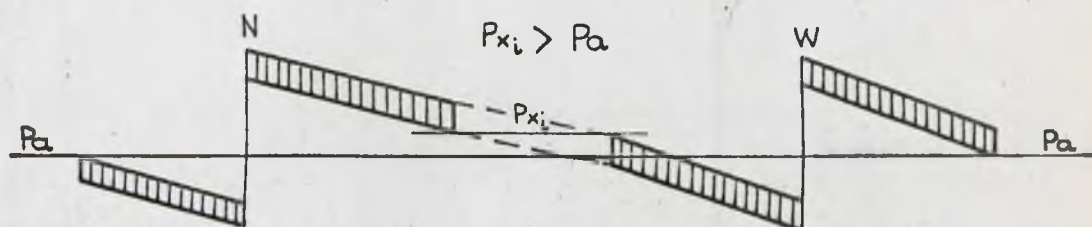
Powodem innych niż się zakłada ciśnień panujących w poszczególnych pomieszczeniach mogą być zakłócenia zewnętrzne wynikające z: okresowego włączania instalacji nawiewnej, wywiewnej lub odciągu miejscowego, dławienia przepływu na skutek zanieczyszczeń elementów instalacji - szczególnie filtrów, zakładanie dodatkowych filtrów na nawiewniki, zmiany oporów sieci przewodów w wyniku zmian położenia przepustnic regulacyjnych, ze szczelności konstrukcji okien i drzwi, otwarcia okien w niektórych pomieszczeniach itp.

Na rys. 1 przedstawiono uproszczony układ dowolnie przyjętego pomieszczenia /o panującym wewnątrz ciśnieniu p_{xi} / do którego nawiewane jest powietrze przez instalację wentylacji mechanicznej nawiewnej N oraz usuwane przez instalację wentylacji mechanicznej wywiewnej W. Podstawowy przypadek, to jest przy założonej równości ciśnienia wewnątrz pomieszczenia p_{xi} oraz ciśnienia zewnętrznego p_a pokazano na rys. 1a.



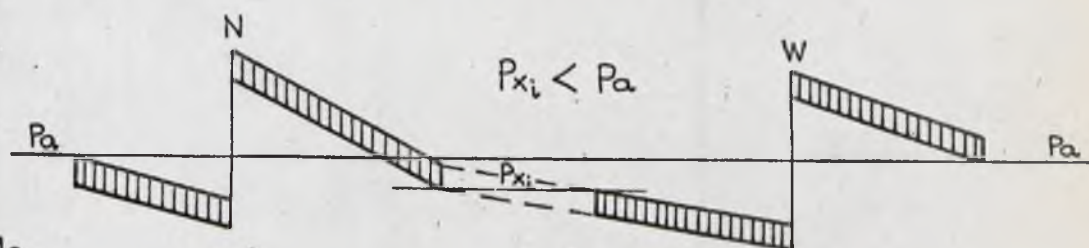
Rys. 1a.

Rys. 1a Uproszczony układ pomieszczenia we współpracy z instalacją wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej przy $p_{xi} = p_a$



Rys. 1b.

Rys. 1b. Uproszczony układ pomieszczenia we współpracy z instalacją wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej przy $p_{xi} > p_a$



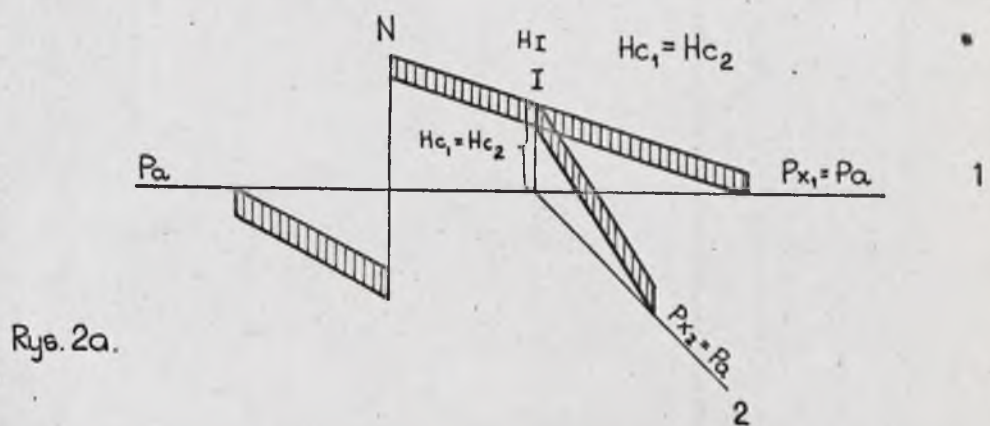
Rys. 1c.

Rys. 1c. Uproszczony układ pomieszczenia we współpracy z instalacją wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej przy $p_{xi} < p_a$

W przypadku, gdy ciśnienie wewnątrz pomieszczenia p_{xi} będzie większe od ciśnienia zewnętrznego p_a rys. 1b. lub jeżeli ciśnienie w pomieszczeniu $p_{xi} < p_a$ rys. 1c. to rozkład ciśnień zarówno w instalacji nawiewnej jak i wywiewnej ulegnie zmianie, ustalą się inne niż w przypadku 1a wartości ciśnień w poszczególnych punktach instalacji, co spowoduje zmianę punktów pracy wentylatorów.

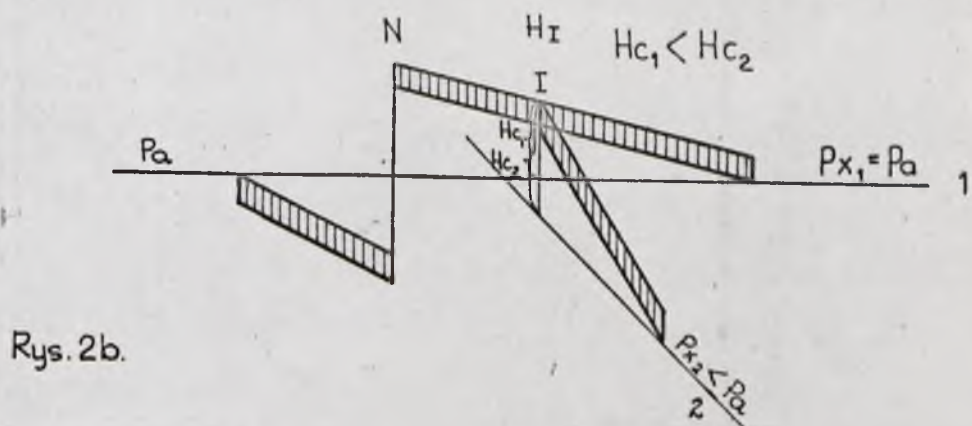
Przy rozgałęzionym układzie instalacji nawiewnej lub wywiewnej, zmiana warunków przepływu w dowolnym odgałęzieniu spowoduje zmianę rozprężu powietrza w całej instalacji.

Dla przykładu na rys. 2a przedstawiono uproszczony schemat instalacji wentylacji mechanicznej nawiewnej doprowadzającej powietrze do pomieszczenia 1 oraz do pomieszczenia 2.



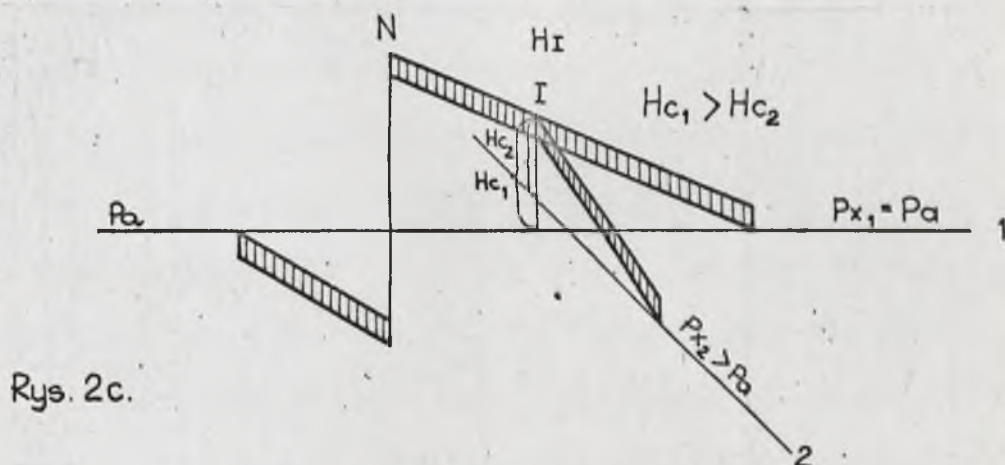
Rys. 2a.

Rys. 2a. Uproszczony układ pomieszczeń 1,2 we współpracy z instalacją wentylacji mechanicznej nawiewnej przy $P_{x2} = P_a$ w pomieszczeniu 2



Rys. 2b.

Rys. 2b. Uproszczony układ pomieszczeń 1,2 we współpracy z instalacją wentylacji mechanicznej nawiewnej przy $P_{x2} < P_a$



Rys. 2c. Uproszczony układ pomieszczeń 1,2 we współpracy z instalacją wentylacji mechanicznej nawiewnej przy $p_{x2} > p_a$

Rys. 2a przedstawia najczęściej przyjmowany w praktyce projektowej przypadek, w którym ciśnienia w pomieszczeniu 1- p_{x1} oraz w pomieszczeniu 2- p_{x2} równe są ciśnieniu zewnętrznemu p_a . W tym ogólnie przyjmowanym przypadku ciśnienie w trójkącie I ustali się na określonym poziomie H_I dającym wartości ciśnienia dyspozycyjnego w odgałęzieniu 1, H_{c1} równe ciśnieniu dyspozycyjnemu w odgałęzieniu 2, H_{c2} .

Na skutek zmian warunków w pomieszczeniu 2 ciśnienie wewnętrzne p_{x2} uległo zmianie przyjmując wartości $p_{x2} < p_a$ rys. 2b lub $p_{x2} > p_a$ rys. 2c, co daje zmianę wartości ciśnień w trójkącie H_I oraz ciśnień dyspozycyjnych H_{c1} i H_{c2} . Ciśnienia H_{c1} i H_{c2} odniesione odpowiednio do ciśnień p_{x1} i p_{x2} w przypadkach rys. 2b oraz rys. 2c powodują inne przepływy powietrza niż w przypadku rys. 2a. W wyniku zakłócenia warunków wpływu powietrza przez jedno z odgałęzień zmieniają się zatem warunki pracy całej instalacji.

Pewien wpływ na wielkość ciśnień w poszczególnych pomieszczeniach ma również ciśnienie grawitacyjne, bardziej istotny przy pionowym układzie pomieszczeń, a pomijalny przy usytuowaniu pomieszczeń na jednej wysokości. Bliższe określenie wpływu grawitacji wymaga jednak dokładnej analizy rozkładu temperatur w rozważanym zespole pomieszczeń, a również zmian temperatury powietrza przy przepływie przez przewody na skutek wymiany ciepła z otoczeniem. W praktyce projektowej dla niektórych przeznaczeń pomieszczeń przy wyposażeniu w instalacje wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej narzucany jest warunek wyposażenia ich dodatkowo w kanał wentylacji grawitacyjnej zapewniający określoną wymianę powietrza przy unieruchomionej wentylacji mechanicznej. Kanał taki w przypadku zakłóceń w pracy instalacji wentylacji mechanicznej nawiewnej czy wywiewnej powodujących wyraźną zmianę ciśnienia w pomieszczeniu, może zachowywać się jak otwór w przegrodzie o pewnym oporze przepływu przez który będzie dopływało bądź odpływało powietrze zewnętrzne. Przy określaniu ciśnienia w pomieszczeniu widoczny wpływ będzie miał także zmienny w czasie rozkład ciśnień zewnętrznych wokół przegród budowlanych zamykających pomieszczenie. Wynikiem zmian ciśnień zewnętrznych będą zmiany ilości przepływającego przez nieszczelności przegród powietrza /infiltracja/. Próba oceny ustalania się rzeczywistych warunków pracy instalacji z reguły odmiennych niż zakładano w obliczeniach, a w konsekwencji określenia faktycznych przepływów powietrza w poszczególnych odgałęzieniach i odcinkach przewodów zbiorczych jest celem niniejszej pracy. Możliwość określenia wielkości

odchyłek w ilości nawiewanego i wywiewanego powietrza przy mogących wystąpić w danych warunkach maksymalnych zakłóceniach pozwala na ustalenie wymaganej stabilności projektowanej instalacji. Zapewnienie właściwej stabilności instalacji dla narzuconych wielkości dopuszczalnych odchyłek w ilości powietrza wentylacyjnego ΔV jest szczególnie ważne w pomieszczeniach wymagających określonych ilości powietrza wentylacyjnego ze względu na realizowane w nich procesy technologiczne lub wymagane warunki sanitarne. Potrzeba określenia właściwości omawianego problemu spowodowała konieczność określenia modelu obliczeniowego, który pozwoliłby na przeprowadzenie obliczeń mogących dać pogląd na ustalenie się warunków pracy układu wentylacyjnego w warunkach rzeczywistych.

2. OPIS MODELU OBLICZENIOWEGO

Ideowy schemat ilustrujący ogólny układ systemów wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej w zespole pomieszczeń przedstawiono na rys. 3.

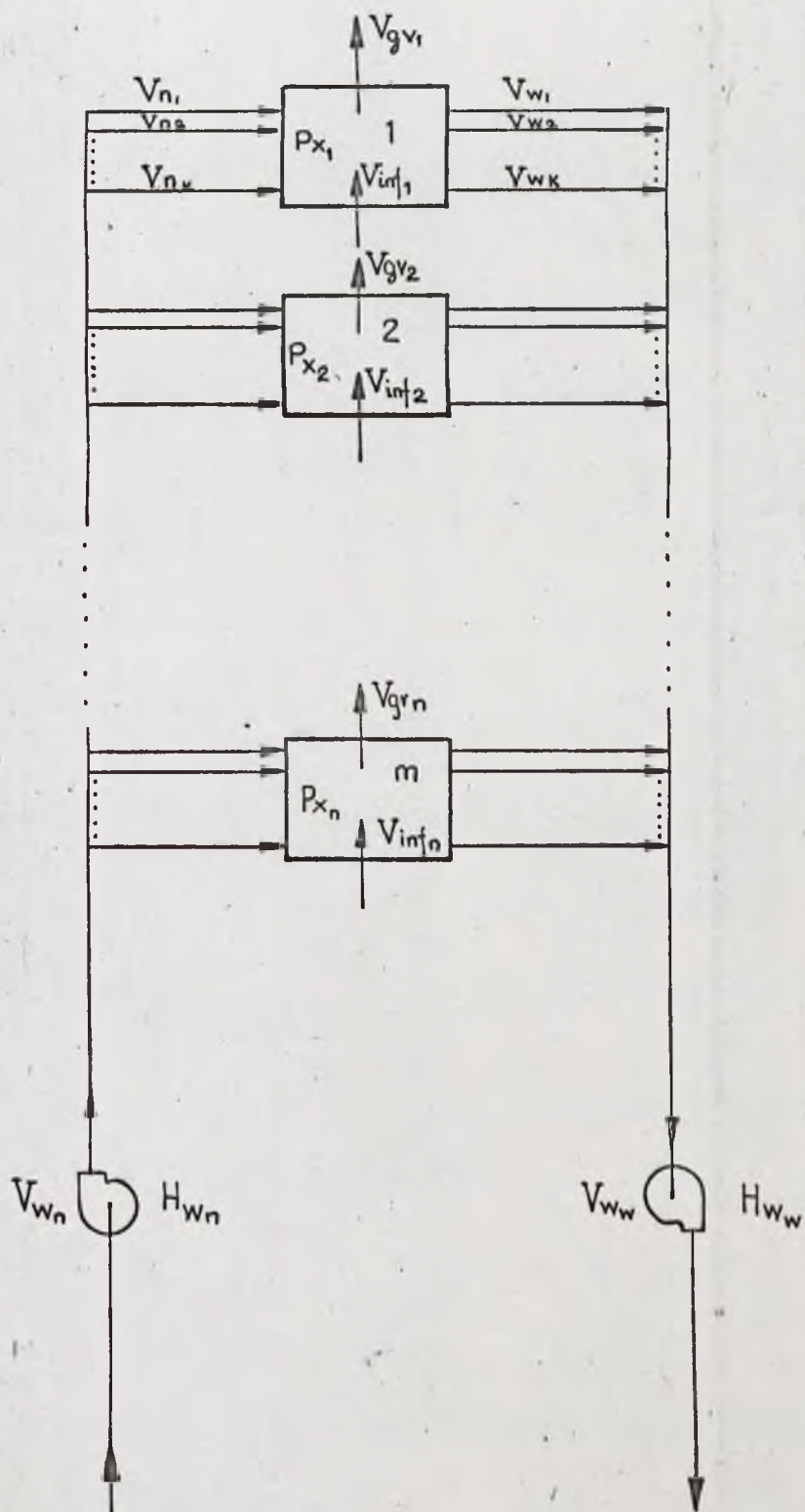
Układ ten zakłada wprowadzenie do każdego z rozpatrywanych pomieszczeń jednego lub kilku odgałęzień instalacji wentylacji nawiewnej oraz wywiewnej.

Przewody odgałęźne zakończone są nawiewnikami lub wywiewnikami o określonym oporze zależnym od prędkości powietrza. Dla zrównoważenia przepływów powietrza w instalacji nadwyżki ciśnienia w odgałęzieniach w uzasadnionych przypadkach dławione są kryzami.

Przyjmuje się ponadto, że każde z pomieszczeń może być wyposażone w kanał wentylacji grawitacyjnej oraz że jego przegrody zewnętrzne nie są szczelne, a w związku z tym odpływa bądź dopływa przez nie powietrze. W rzeczywistych warunkach mogą występować także nieszczelności między poszczególnymi pomieszczeniami powodując przepływy powietrza między nimi.

Uwzględnienie tego faktu w równaniach ogólnych bardzo je komplikuje, praktycznie uniemożliwiając zwłaszcza przy większej liczbie pomieszczeń ich rozwiązanie.

Rozpatrując zjawiska współdziałania instalacji wentylacyjnych z układem pomieszczeń możliwe jest określenie ilości powietrza dopływającego i odpływającego z każdego pomieszczenia w oparciu o następujące równania:



Rys. 3. Schemat układu pomieszczeń wyposażonych w instalacje wentylacji mechanicznej oraz kanały grawitacyjne

1/ Bilansu powietrza /dla poszczególnych pomieszczeń/

$$V_n + V_w + V_{inf} + V_g = 0 \quad /1/$$

gdzie: V_n - ilość powietrza nawiewanego m^3/h

V_w - ilość powietrza wywiewanego m^3/h

V_g - ilość powietrza przepływającego przez kanał grawitacyjny m^3/h

V_{inf} - ilość powietrza przepływającego przez nieszczelności przegród m^3/h

2/ Strat ciśnienia

a/ dla układu wentylacji mechanicznej nawiewnej

$$\sum_1^n /Rl + Z/_{\dot{V}_i} = H_{wn} + H_{gn} - \Delta p_i \quad /2/$$

b/ dla układu wentylacji mechanicznej wywiewnej

$$\sum_1^n /Rl + Z/_{\dot{V}_i} = H_{ww} + H_{gw} + \Delta p_i \quad /2a/$$

c/ kanałów grawitacyjnych

$$\sum_1^n /Rl + Z/_{\dot{V}_g} = H_{gg} + \Delta p_i \quad /3/$$

gdzie: $\Delta p_i = p_{xi} - p_a$

p_{xi} - ciśnienie w pomieszczeniu kG/m^2

p_a - ciśnienie na zewnątrz przegrody kG/m^2

$$H_{g_{n,w,g}} = h_{n,w,g} / \gamma_z - \gamma_w /$$

- h_n - wysokość pionowych odcinków instalacji nawiewnej, m
 h_w - wysokość pionowych odcinków instalacji wywiewnej, m
 h_g - wysokość kanału wentylacji grawitacyjnej, m
 γ_z - ciężar właściwy powietrza zewnętrznego, kg/m^3
 γ_w - ciężar właściwy powietrza wewnętrznego, kg/m^3
 $H_{g_{n,w,g}}$ - ciśnienia grawitacyjne, kg/m^2
 H_{w_n} - spręż wentylatora nawiewnego, kg/m^2
 H_{w_w} - spręż wentylatora wywiewnego, kg/m^2
 R - jednostkowa strata ciśnienia, $\text{kg/m}^2 \text{m}$
 l - długość odcinka przewodu, m
 Z - strata ciśnienia na oporach miejscowych, kg/m^2

3/ Przepływu powietrza przez nieszczelności w przegrodach budowlanych

$$V_{\text{inf}} = \sum C \Delta p_i^n \quad /4/$$

gdzie: n - wykładnik potęgowy charakterystyczny dla danej konstrukcji

C - stała określająca przepływ przez nieszczelności przegrody.

Podstawowym warunkiem wykorzystania wyżej opisanych równań jest znajomość zależności opisujących związki między wysokością rozwijanego przez wentylator ciśnienia H_w , a jego wydajnością V , oraz zależności między stratami ciśnienia a ilością przepływającego powietrza dla przewodów i elementów wyposażenia instalacji wentylacyjnych, jak również związki określające straty ciśnienia przy przepływie przez nieszczelności w przegrodach budowlanych.

Zależności te dla poszczególnych elementów instalacji wentylacyjnych opisano w oparciu o dostępną literaturę, opracowania i badania wymienione w niniejszej pracy oraz opracowania własne autora.

Przy budowie charakterystyki sieci przewodów przyjęto, że są one wykonane z blachy jako kanały okrągłe bądź prostokątne. Poza znajomością związków między wielkością strat ciśnienia a ilością przepływającego powietrza przez poszczególne elementy układów wentylacyjnych niezbędna jest znajomość ciśnień zewnętrznych panujących w miejscach nieszczelności przegród zamykających rozpatrywane pomieszczenie ogólne

$$p_a = p_o + h \gamma_z + \Delta p_w$$

p_o - ciśnienie na poziomie odniesienia

h - wysokość nieszczelności

γ_z - ciężar właściwy powietrza zewnętrznego

Δp_w - przyrost /dodatni lub ujemny/ wywołany działaniem wiatru

2.1. C h a r a k t e r y s t y k i w e n t y l a t o r ó w

Występujące zakłócenia w pracy instalacji wentylacyjnej poza zmianą rozpływu powietrza do poszczególnych odgałęzień powodują również zmianę charakterystyki instalacji, a skutkiem tego również przesunięcie punktu pracy wentylatora. Zmiany położenia punktu pracy wentylatora spowodowały konieczność określenia bezpośredniej zależności sprężu i wydajności

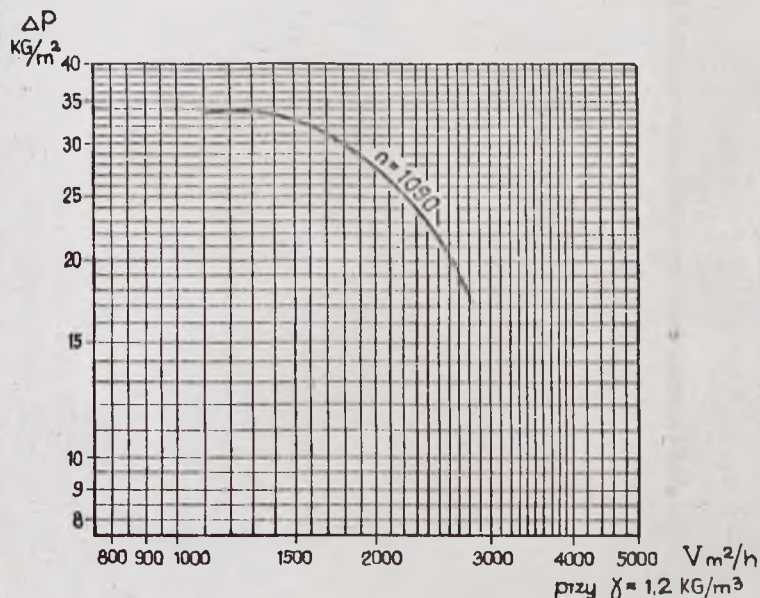
wentylatora to znaczy znalezienia funkcji $H = f/V$.

Dla potrzeb niniejszej pracy dla niektórych wielkości wentylatorów typu FK na podstawie charakterystyk technicznych, to jest takich jakie używane są w projektowaniu, znaleziono zależności analityczne przyjmując następującą postać funkcji

$$H = A + BV + C \cdot V^m \quad /5/$$

która jak się okazało dostatecznie dokładnie pozwala odwzorować charakterystykę wentylatora. I tak na rys. 4 przedstawiona jest krzywa określająca przebieg zmienności sprężu H w funkcji wydajności V dla wentylatora FK-30 przy 1090 obr/min. Aproksymując tę krzywą według zależności /5/ otrzymuje się, że:

$$H = 58,39 - 0,0143 V - 3,56 \cdot 10^8 V^{-2,5} \quad /6/$$



Rys. 4. Charakterystyka wentylatora typu FK-30 przy obrotach $n = 1090$ obr/min

Określone z rys. 4 wartości H dla przyjętych wydajności V oraz obliczenia przeprowadzone wg wzoru /6/ pozwoliły na porównanie wartości i określenie błędu wynikającego ze stosowania wzoru /6/.

Jak wynika z zestawionych w tabl. 1 wyników obliczeń maksymalny błąd waha się od $-1,55\%$ przy wydajności powietrza $2500 \text{ m}^3/\text{h}$ do $+1,98\%$ przy wydajności powietrza $2800 \text{ m}^3/\text{h}$.

Wartości błędu maksymalnego są zatem niewielkie i przy określonej średniej wartości błędu wynoszącej $0,1\%$ można uznać wyniki otrzymywane ze stosowania wzoru /6/ za prawidłowe.

Zakres stosowania wzoru /6/ dla wydajności wentylatora FK-30 przy $n = 1090 \text{ obr/min}$ od $1120 \text{ m}^3/\text{h}$ do $2800 \text{ m}^3/\text{h}$.

Postępując jak podano powyżej z charakterystykami wentylatorów FK-20, FK-30 i FK-50 znaleziono odpowiednie wartości stałych A, B, C i m , które przytoczono w tabl. 2, 3 i 4.

Tab. 1.

Porównanie wartości sprężu wentylatora FK-30 przy 1090 obr/min
odezowanych z krzywej rys. 2 oraz obliczeń wg wzoru /6/
dla różnych wydajności

Wydajność wentylatora $V \text{ m}^3/\text{h}$	Spręż wenty- latora wg charakt. H kg/m^2	Spręż wenty- latora wg zależności H_o kg/m^2	Błąd %	Sredni błąd
1120	33,90	33,87	-0,08	2,79 · 10 ⁻²
1200	34,00	34,07	+0,20	
1300	33,90	33,93	+0,08	
1400	33,50	33,49	-0,02	
1500	33,00	32,83	-0,50	
1600	32,00	32,00	0,00	
1700	31,00	31,06	+0,19	
1800	30,00	30,03	+0,10	
1900	29,00	28,92	-0,27	
2000	27,80	27,76	-0,14	
2100	26,30	26,56	+0,98	
2200	25,10	25,32	+0,87	
2300	24,00	24,06	+0,25	
2400	23,00	22,77	-1,00	
2500	21,80	21,46	-1,55	
2600	20,10	20,13	+0,14	
2700	19,00	18,79	-1,10	
2800	17,10	17,44	+1,98	

Tab. 2.

Wartości stałych A, B, C, m w zależności od obrotów n
dla wentylatora FK-20 dla wzoru /5/

Lp.	n obr/min	A	B	C	m	Sredni błąd
1.	730	1,4154 · 10 ¹	-1,65525 · 10 ⁻²	-1,7145 · 10 ³	-1,119	1,043 · 10 ⁻³
2.	835	1,49134 · 10 ¹	-1,60751 · 10 ⁻²	-1,15831 · 10 ⁶	-2,369	1,0557 · 10 ⁻³
3.	935	1,95507 · 10 ¹	-1,92188 · 10 ⁻²	-3,22971 · 10 ⁵	-2,037	3,64575 · 10 ⁻³
4.	1090	2,57093 · 10 ¹	-2,13722 · 10 ⁻²	-8,19439 · 10 ⁶	-2,497	4,84568 · 10 ⁻³
5.	1250	3,83034 · 10 ¹	-2,74246 · 10 ⁻²	-6,27103 · 10 ⁴	-1,505	3,12737 · 10 ⁻²
6.	1400	4,70737 · 10 ¹	-2,95760 · 10 ⁻²	-1,57921 · 10 ⁵	-1,603	6,72857 · 10 ⁻³
7.	1570	7,50115 · 10 ¹	-4,11495 · 10 ⁻²	-1,09537 · 10 ⁴	-0,989	2,82875 · 10 ⁻²
8.	1790	1,56730 · 10 ²	-5,31214 · 10 ⁻²	-7,64899 · 10 ²	-0,343	2,91174 · 10 ⁻²
9.	2010	1,09212 · 10 ²	-4,90986 · 10 ⁻²	-6,28970 · 10 ⁴	-1,199	5,45320 · 10 ⁻²
10.	2260	1,16073 · 10 ²	-4,75679 · 10 ⁻²	-1,10185 · 10 ⁷	-2,022	4,03979 · 10 ⁻²
11.	2580	1,3979 · 10 ²	-4,90541 · 10 ⁻²	-2,47346 · 10 ⁸	-2,462	8,60775 · 10 ⁻²
12.	2890	1,97737 · 10 ²	-6,19582 · 10 ⁻²	-5,87260 · 10 ⁶	-1,757	7,71371 · 10 ⁻²

Tab. 3.

Wartości stałych A, B, C, m w zależności od obrotów n
dla wentylatora FK-30 dla wzoru /5/

Lp.	n obr/min	A	B	C	m	Sredni błąd
1.	730	-1,2987 · 10 ³	1,18457 · 10 ⁻³	1,37747 · 10 ³	-0,007	3,29 · 10 ⁻¹
2.	835	3,25411 · 10 ¹	-1,02535 · 10 ⁻²	-5,62933 · 10 ⁷	-2,415	6,41 · 10 ⁻³
3.	935	4,43224 · 10 ¹	-1,27479 · 10 ⁻²	-9,77393 · 10 ⁶	-2,049	4,10 · 10 ⁻³
4.	1090	5,83943 · 10 ¹	-1,43186 · 10 ⁻²	-3,56386 · 10 ⁸	-2,500	2,79 · 10 ⁻²
5.	1260	7,04399 · 10 ¹	-1,47286 · 10 ⁻²	-1,73928 · 10 ¹¹	-3,331	4,42 · 10 ⁻²
6.	1400	1,03528 · 10 ²	-1,98127 · 10 ⁻²	-3,81699 · 10 ⁶	-1,675	8,19 · 10 ⁻²
7.	1570	1,65182 · 10 ²	-2,62962 · 10 ⁻²	-7,37055 · 10 ⁴	-0,981	1,52 · 10 ⁻¹
8.	1780	1,56792 · 10 ²	-2,35570 · 10 ⁻²	-3,06075 · 10 ⁹	-2,484	1,98 · 10 ⁻¹
9.	2030	2,10913 · 10 ²	-2,81846 · 10 ⁻²	-1,00367 · 10 ⁸	-1,933	3,57 · 10 ⁻¹
10.	2240	2,62023 · 10 ²	-3,15570 · 10 ⁻²	-3,5659 · 10 ⁸	-2,041	4,04 · 10 ⁻¹
11.	2590	3,52361 · 10 ²	-3,66789 · 10 ⁻²	-8,06894 · 10 ⁷	-1,773	5,31 · 10 ⁻¹
12.	2900	4,28566 · 10 ²	-3,97634 · 10 ⁻²	-2,83721 · 10 ⁹	-2,184	2,86 · 10 ⁻¹



Tabl. 4.

Wartości stałych A, B, C, m w zależności od obrotów n dla wentylatora FK-50

Lp.	n obr/min	A	B	C	m	Sredni błąd
1.	950	$1,1738 \cdot 10^2$	$-6,9624 \cdot 10^{-3}$	$-8,6373 \cdot 10^{10}$	-2,666	$3,71 \cdot 10^{-2}$
2.	1150	$1,6234 \cdot 10^2$	$-7,5617 \cdot 10^{-3}$	$-1,1326 \cdot 10^{13}$	-3,152	$2,50 \cdot 10^{-1}$

Zakresy stosowalności zależności określonych współczynnikami z tab. 2, 3 i 4 są takie jak dla odpowiednich charakterystyk technicznych omawianych wentylatorów przedstawionych w /5/

2.2. C h a r a k t e r y s t y k a p r z e w o d ó w

Linowe straty ciśnienia w przewodach wentylacji mechanicznej dla potrzeb technicznych określa się przyjmując szereg założeń upraszczających. Najistotniejszym jest założenie stałości ciśnienia i temperatury w konsekwencji czego można przyjąć określoną niezmienną wartość ciężaru właściwego i lepkości powietrza.

Stratę ciśnienia przy przepływie powietrza w odcinku przewodu można opisać równaniem Darcy-Weissbacha

$$p_1 - p_2 = \int \frac{1}{4R_h} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \text{kG/m}^2 \quad /7/$$

lub

$$\Delta p = \int \frac{1}{4R_h} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \text{kG/m}^2 \quad /8/$$

$$R_h = \frac{F}{U} \quad m \quad /9/$$

dla przekroju kołowego $R_h = \frac{d}{4}$

przy podzieleniu Δp ze wzoru /8/ przez długość odcinka przewodu otrzyma się stratę jednostkową ciśnienia na długości 1m.

$$R = \frac{\lambda}{4R_h} \frac{v^2 \gamma}{2g} \quad \text{kg/m}^2 \text{m} \quad /10/$$

Dla określania wartości współczynnika tarcia λ istnieje znaczna ilość wzorów empirycznych. Ogólnie można przyjąć, że współczynnik tarcia λ jest funkcją liczby Reynoldsa Re oraz względnej chropowatości przewodu e

$$\lambda = f/Re, e/$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad /11/$$

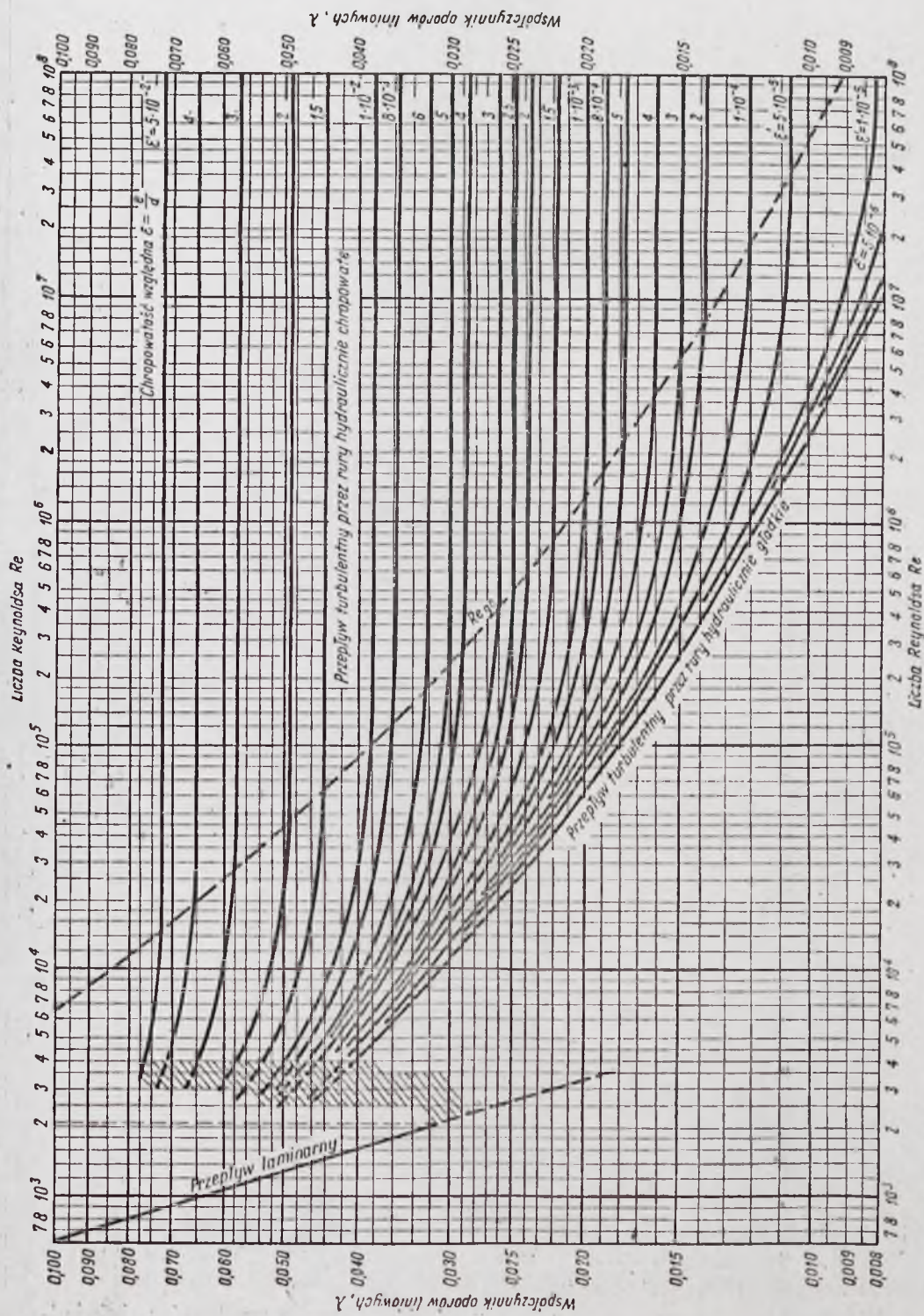
$$e = \frac{k}{d} \quad /12/$$

Wartość liczby Re w zasadniczy sposób decyduje o rodzaju ruchu w przewodzie.

Krzywa graniczna oddzielająca strefę przejściową od strefy kwadratowej zależności oporów określona jest według rys. 5 wzorem sformułowanym przez Prandtla-Colebrooka /21/

$$Re_{gr} \frac{k}{d} \sqrt{\lambda} = 200 \quad /13/$$

W przypadku rozpatrywania zagadnienia przy temperaturach



Rys. 5. Wykres zależności λ od liczby Re na podstawie wzoru Colebrooka i White'a

znacznie różniących się od najczęściej spotykanej temperatury 20°C należałoby stosować zależność opisaną wzorem /16/

$$\lambda_t = \lambda_{20} / 1 + 0,00012 \, t / \quad /14/$$

Dla obliczeń w wentylacji najczęściej stosowany jest wzór Colebrooka-White'a którego graficzny obraz przedstawia rys.5.

$$\lambda = \left[-2 \lg \left(\frac{2,51}{\sqrt{\lambda} \, Re} + \frac{k}{3,72d} \right) \right]^{-2} \quad /15/$$

Wzór ten nie jest wygodny w praktycznym użyciu i dlatego często stosuje się wzory przybliżone. Przyjmując powietrze o temperaturze 20°C przepływające przez przewody wentylacyjne o średnicy 100 ÷ 2000 mm z prędkościami 2 ÷ 40 m/s można wzór Colebrooka i White'a zastąpić następującymi zależnościami /20/, /11/:

dla $k = 0,05 \, \text{mm}$

$$\lambda = 0,066 \cdot v^{-0,145} \cdot d^{0,09} \quad /16/$$

dla $k = 0,1 \, \text{mm}$

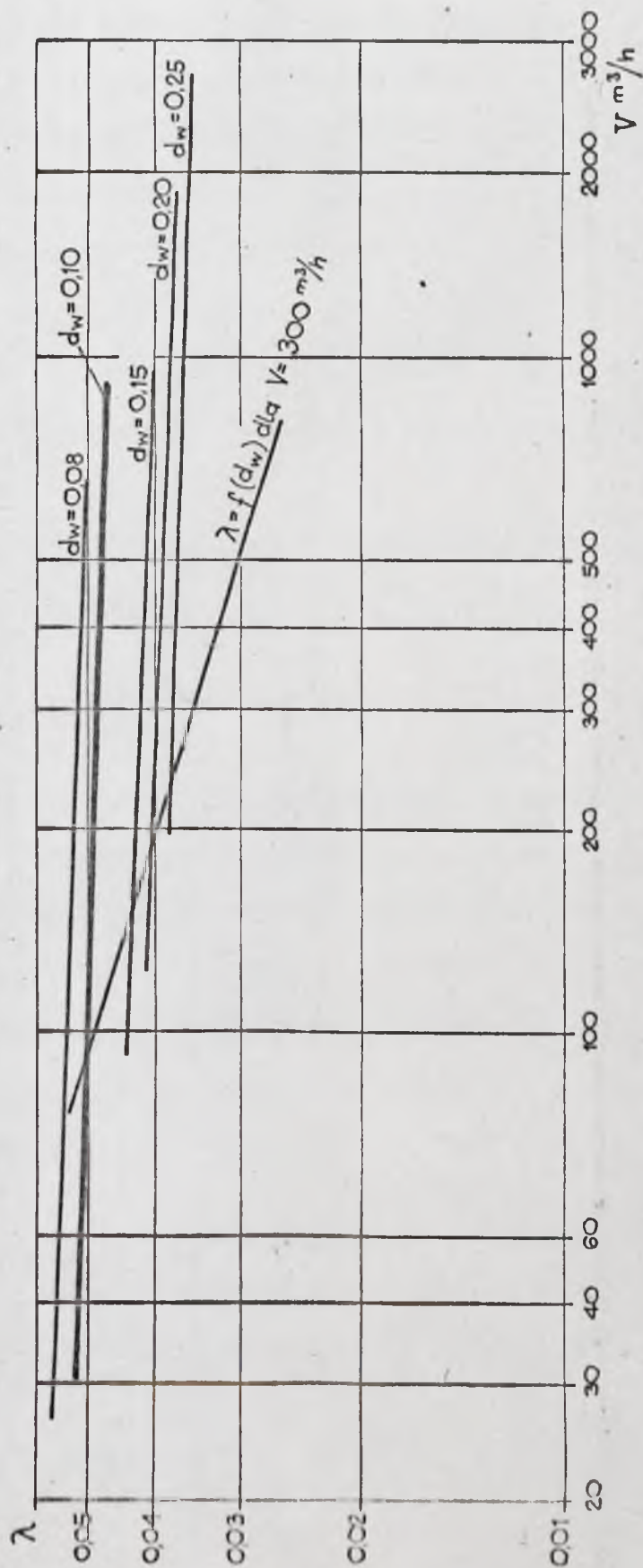
$$\lambda = 0,044 \cdot v^{-0,105} \quad /17/$$

dla przewodów typu "Spiro" przy $k = 0,15$

$$\lambda = 0,0925 \cdot v^{-0,185} \cdot d^{0,13} \quad /18/$$

W dalszych rozważaniach potrzebne będzie również uwzględnienie zmian strat ciśnienia w przewodach wentylacji grawitacyjnej.

W związku z tym zaszła konieczność określenia przybliżonego wzoru na obliczanie λ dla kanałów murowanych gładko



$$\lambda = C \cdot V^a \cdot d^b$$

Rys. 6. Nomogram określający zależność współczynnika tarcia λ dla przewodów powietrznych przy $k = 2,0 \text{ mm}$ od ilości powietrza V w m^3/h

otynkowanych lub betonowych. Przyjmując wg /12/ wartość $k = 2,0$ autor niniejszej pracy sporządził nomogram rys. 6 oraz przeprowadził obliczenia zestawione w tab. 5 dla następujących średnic zastępczych przewodów: 0,08; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25 oraz prędkości przepływu 2; 4; 6; 8 m/s.

Korzystano przy tym nie ze wzoru /15/, a z nomogramu sporządzonego w oparciu o ten wzór rys. 5 /21/.

Nomogram rys. 6 sporządzono w układzie współrzędnych: współczynnik tarcia λ i wydatek powietrza $V \text{ m}^3/\text{h}$ w skali logarytmicznej.

Otrzymane wykresy pozwoliły na ustalenie przybliżonego wzoru o następującej postaci:

$$\lambda = 0,03 V^{-0,039} d^{-0,3} \quad /19/$$

Z porównania wartości λ określonych w oparciu o wzór /15/ i jego przybliżenie /19/ zestawionych w tablicy 5 wynika, że korzystanie z przybliżonego wzoru nie powoduje błędu większego niż $-3,7 \div +0,9\%$.

Wykorzystując wzory /10/, /18/, /19/ można określić jednostkowy spadek ciśnienia w przewodzie o przekroju kołowym przy

$$\gamma = 1,2 \text{ kG/m}^3, \quad g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$R = 7,1 \cdot 10^{-10} \cdot V^{1,815} \cdot d^{-4,87} \quad /20/$$

dla kanału murowanego otynkowanego lub betonowego

$$R = 2,3 \cdot 10^{-10} \cdot V^{1,961} \cdot d^{-5,3} \quad /21/$$

Tabl. 5.

Wartości współczynnika λ dla kanałów murowanych gładko
otynkowanych lub betonowych

$$k = 2,0 \quad t = 20^{\circ}\text{C} \quad \nu = 15,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad \gamma = 1,2 \text{ kG/m}^3$$

d m	w m/s	V m ³ /h	Re	k/d	λ		% błędu
					wg wykresu	wg wzoru uproszcz	
0,10	2,0	56,16	12720	0,020	0,0513	0,0506	-1,3
	4,0	112,32	25440		0,0500	0,0493	-1,4
	6,0	168,48	38160		0,0494	0,0487	-1,4
	8,0	224,64	50880		0,0491	0,0481	-2,0
0,15	2,0	122,4	19108	0,013	0,0436	0,0440	+0,9
	4,0	244,8	38200		0,0424	0,0429	-1,1
	6,0	367,2	57300		0,0419	0,0420	+0,2
	8,0	489,6	76400		0,0416	0,0417	+0,2
0,20	2,0	223,2	25477	0,010	0,0402	0,0394	-2,0
	4,0	446,4	50920		0,0390	0,0384	-1,5
	6,0	669,6	76380		0,0384	0,0377	-1,8
	8,0	892,8	101840		0,0382	0,0372	-2,6
0,25	2,0	352,8	31847	0,008	0,0376	0,0367	-2,7
	4,0	705,6	63680		0,0366	0,0356	-2,8
	6,0	1058,4	95520		0,0362	0,0350	-3,4
	8,0	1411,2	127360		0,0360	0,0347	-3,7
0,08	2,0	36,17	10191	0,025	0,0562	0,0557	-0,9
	4,0	72,32	20360		0,0543	0,0544	+0,1
	6,0	108,48	30540		0,0540	0,0535	-0,9
	8,0	144,64	40720		0,0537	0,0529	-1,5

Otrzymane wartości R mogą być obarczone błędami wynikającymi z zastosowania uproszczonych wzorów na ζ to jest dla /20/ błąd nie większy niż $\pm 4\%$ i dla /21/ błąd nie większy niż $+1\%$; -4% .

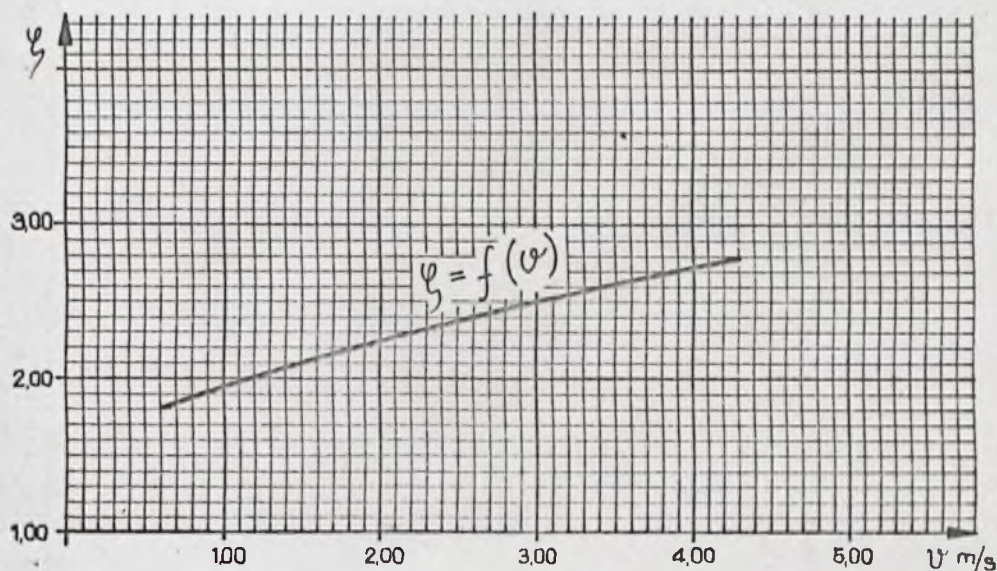
2.3. C h a r a k t e r y s t y k i k r a t e k n a w i e w n y c h i w y w i e w n y c h

W omawianych w niniejszej pracy zagadnieniach nie jest konieczne określanie prawidłowego rozdziału powietrza w pomieszczeniu pod względem zapewnienia właściwego komfortu i dlatego problem ten zostanie pominięty. Ważne natomiast jest określenie zmiennych strat miejscowych przy przepływie powietrza przez kratkę. Dla określenia zmiennych wartości współczynnika oporu miejscowego przy różnych prędkościach przepływającego powietrza odniesionych do powierzchni brutto kratki wzięto za podstawę dane liczbowe /17/ podane dla różnych wartości ξ . Przy wzroście prędkości przepływającego powietrza współczynnik oporu miejscowego kratki wzrasta, a ułożenie poszczególnych punktów na wykresie o współrzędnych ξ , v określa krzywa

$\xi = f(v)$. Aproxymując krzywą o postaci /22/ można wyznaczyć odpowiednie równania:

$$\xi = A_2 + B_2 v + C_2 v^{\frac{m}{2}} \quad /22/$$

Dla zilustrowania metody postępowania wykreślono krzywą rys. 7 przy $\xi = 0,7$



Rys. 7. Wartość współczynnika oporu miejscowego ζ w zależności od prędkości przepływającego powietrza dla $\varepsilon = 0,7$.

i otrzymano zależność:

$$\zeta = 1,20 + 129,16 v - 128,47 v^{1,002} \quad /23/$$

Błąd max w zakresie prędkości $1 \div 4$ m/s wynosił $+1,3\%$ przy $v = 2$ m/s oraz $-0,8\%$ przy $v = 3$ m/s, wyniki zestawiono w tabl. 9.

Postępując według opisanego wyżej sposobu określono zależności wg dla $\varepsilon = 0,4$ tabl.6, $\varepsilon = 0,5$ tabl.7, $\varepsilon = 0,6$ tabl.8 a współczynniki A_2 , B_2 , C_2 , m_2 zestawiono w tabl. 10. Zakres stosowalności zależności /22/ odpowiednio dla wartości v_p wg tabl. 6, 7, 8, 9.

Tabl. 6.

Współczynniki strat miejscowych dla kratk nawiewnych
i wywiewnych przy $\xi = 0,4$

v_p	ζ	ζ_0	Błąd %
1,50	6,10	6,11	+0,1
2,00	6,60	6,57	-0,4
3,00	7,00	7,07	+1,0
4,00	7,50	7,45	-0,6
5,00	7,80	7,79	-0,1
7,50	8,60	8,61	+0,1

Tabl. 7.

Współczynniki strat miejscowych dla kratk nawiewnych
i wywiewnych przy $\xi = 0,5$

v_p	ζ	ζ_0	Błąd %
1,00	3,60	3,58	-0,5
1,50	3,80	3,85	+1,3
2,00	4,10	4,09	-0,2
3,00	4,50	4,50	0,0
4,00	4,90	4,87	-0,6
5,00	5,20	5,22	+0,3

Tabl. 8.

Współczynniki strat miejscowych dla kratk nawiewnych
i wywiewnych przy $\varepsilon = 0,6$

v_p	ζ	ζ_0	Błąd %
1,00	2,40	2,40	0,0
1,50	2,60	2,61	+ 0,3
2,00	2,80	2,79	- 0,3
3,00	3,10	3,10	0,0
4,00	3,40	3,40	0,0
5,00	3,70	3,70	0,0

Tabl. 9.

Współczynniki strat miejscowych dla kratk nawiewnych
i wywiewnych przy $\varepsilon = 0,7$

v_p	ζ	ζ_0	Błąd %
1,00	1,90	1,90	0
1,50	2,10	2,11	-0,5
2,00	2,30	2,27	1,3
3,00	2,50	2,52	-0,8
4,00	2,70	2,69	0,4

Tabl. 10.

Wartości współczynników A, B, C, m w zależności od ε
dla obliczania współczynnika oporu miejscowego w kratkach
nawiewnych i wywiewnych

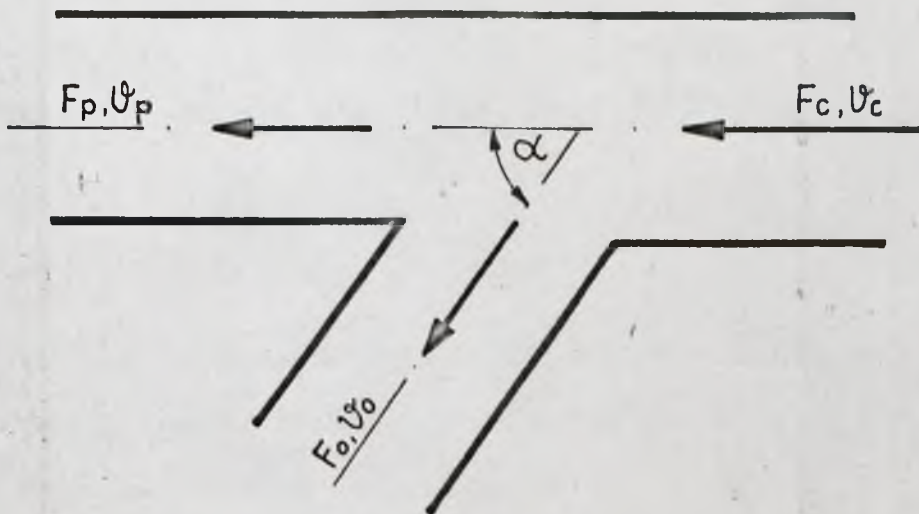
ε	A_2	B_2	C_2	m_2	Średni błąd
0,4	6,2374	$3,1808 \cdot 10^{-1}$	-1,5810	-2,362	$1,5483 \cdot 10^{-3}$
0,5	571316	$2,7626 \cdot 10^{-1}$	-53,8317	-0,006	$7,8246 \cdot 10^{-4}$
0,6	2,3226	$2,8284 \cdot 10^{-1}$	-2,0725	-1,026	$5,4775 \cdot 10^{-5}$
0,7	1,2068	129,169	-128,474	1,002	$2,7124 \cdot 10^{-4}$

Wartość ξ przy kratkach nawiewnych przyjmowano do obliczeń powiększoną o 1 czyli $\xi + 1$ natomiast dla kratki wywiewnych wartości ξ .

2.4. C h a r a k t e r y s t y k i t r ó j n i k ó w

a. Trójniki przy dzieleniu się strumieni

Po obliczeniu przekrojów przewodów zarówno magistralnych jak i odgałęźnych należy w trójnikach wyrównać ciśnienie całkowite, będące sumą strat ciśnienia na odcinku przewodu magistralnego między ostatnim wylotem z uwzględnieniem ciśnienia dynamicznego wypływu, a rozpatrywanym trójnikiem. Przekrój odgałęzienia musi być tak dobrany, żeby straty ciśnienia w odgałęzieniu były równe ciśnieniu całkowitemu w danym trójniku. Aby określić straty ciśnienia w trójnikach należy uwzględnić wpływ 10 zmiennych wymiarowych rys. 8 /7/.



Rys. 8. Trójnik przy dzieleniu się strumieni

$$Z = f/v_c, v_p, v_o, c, \gamma, \nu, F_i, F_o, F_p, \alpha /$$

W wentylacji występują stosunkowo niewielkie prędkości /do 45 m/s/ a zatem prędkość dźwięku c można pominąć.

Chropowatość ścianek przewodu ma mały wpływ ponieważ strata ciśnienia w trójkniku nie jest związana z jakąś długością przewodu, a wyrównanie pola prędkości uwzględniane jest w stratach prostych odcinków przewodu.

Stratę ciśnienia dla odgałęzienia w formie bezwymiarowej można zapisać:

$$\frac{Z_o}{\frac{v_o^2 \gamma}{2g}} = f \left(\frac{v_o}{v_c}, \frac{v_o^D}{\nu}, \frac{F_o}{F_c}, \alpha \right)$$

czyli

$$\zeta = f \left(\frac{v_o}{v_c}, \frac{F_o}{F_c}, Re_o, \alpha \right)$$

dla przelotu będzie:

$$\zeta_p = f \left(\frac{v_p}{v_c}, \frac{F_p}{F_c}, Re_p, \alpha \right)$$

Współczynnik ζ_p odniesiony jest do prędkości w przewodzie, przez który płynie całkowita ilość powietrza tj.:

$$Z_p = \zeta_p \cdot \frac{v_c^2 \gamma}{2g}$$

/24/

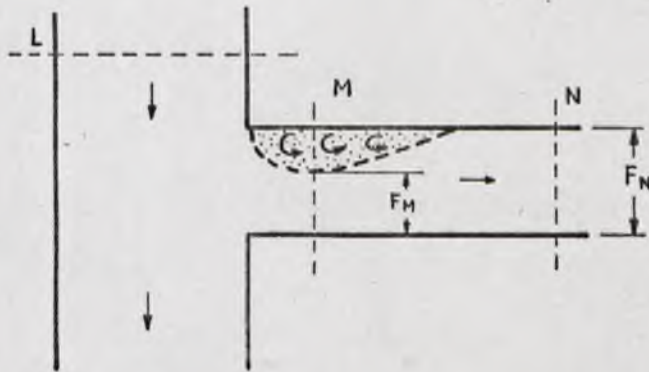
Wyrównanie ciśnień w przekroju przewodu w kierunku przelotu następuje bardzo szybko, strefa zaburzeń za trójknikiem jest tak krótka, że może być pominięta.

Znacznie wolniej przebiega wyrównanie ciśnień w kierunku odgałęzienia, związane to jest z powstawaniem ruchu wirowego oraz przewężenia strumienia powietrza przy wlocie do odgałęzienia jak również zmianą kierunku. Całkowite wyrównanie ciśnień występuje w odległości $10d_0$ /6/ a bez popłenienia większego błędu można przyjąć $5d_0$. Trzeba zatem zaliczać do strat w trójkniku wszystkie straty występujące w odgałęzieniu aż do odległości równej $5d_0$.

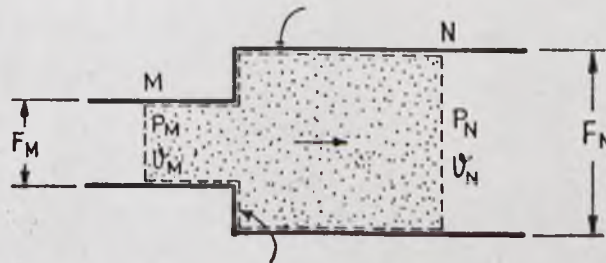
Na podstawie przeprowadzonych badań /6/ stwierdzono, że jednym z najodpowiedniejszych w praktycznym zastosowaniu trójkników jest trójknik o odgałęzieniu pod kątem 90° , posiada on następujące zalety:

- a. rozkład ciśnień i prędkości za trójknikiem jest w zasadzie taki sam jak przy innych kątach przyłączenia odgałęzienia
- b. strata ciśnienia jest na ogół nieco większa niż dla kątów 45° , 60° co jest korzystne z punktu widzenia możliwości wyrównania ciśnień w trójknikach
- c. w przypadku stosowania trójkników o kącie $\alpha = 90^\circ$ nie zachodzi konieczność stosowania łuku dopełniającego dla przewodu odgałęźnego skierowanego prostopadle do przewodu głównego. Łuk taki w dużym stopniu zniekształca rozkład prędkości w przewodzie. Tego rodzaju przyłączenie odgałęzienia jest znacznie prostsze konstrukcyjnie i zabiera mniej miejsca.

Przykładowy schemat trójknika o odgałęzieniu pod kątem 90° pokazano na rys. 9. Analizując przepływ powietrza przez odgałęzienie można posłużyć się analogią do gwałtownego rozszerzenia przewodu rys. 10 /2/.



Rys. 9. Trójnik z odgałęzieniem pod kątem 90°



Rys. 10. Gwałtowne rozszerzenie przewodu

a wtedy będzie

$$v_M \cdot F_M = v_N \cdot F_N \quad /25/$$

$$/p_M - p_N/F_N = \zeta v_N^2 F_N - \zeta v_M^2 F_M \quad /26/$$

i

$$\frac{v_M^2}{2g} + \frac{p_M}{\rho} = \frac{v_N^2}{2g} + \frac{p_N}{\rho} + \Delta H_o \quad /27/$$

eliminując $/p_M - p_N/$ i v_M z powyższego równania i wyznaczając ΔH_o otrzymano:

$$\Delta H_o = \frac{v_N^2}{2g} \left[\frac{F_N}{F_M} - 1 \right]^2 \quad /28/$$

gdzie $\frac{F_M}{F_N} = \mu$ jest współczynnikiem kontrakcji

a współczynnik strat miejscowych może być zapisany:

$$\zeta = \frac{\Delta H_o}{v_N^2 / 2g} \quad /29/$$

czyli wg równania /28/ można napisać:

$$\zeta = \left[\frac{1}{\mu} - 1 \right]^2 \quad /30/$$

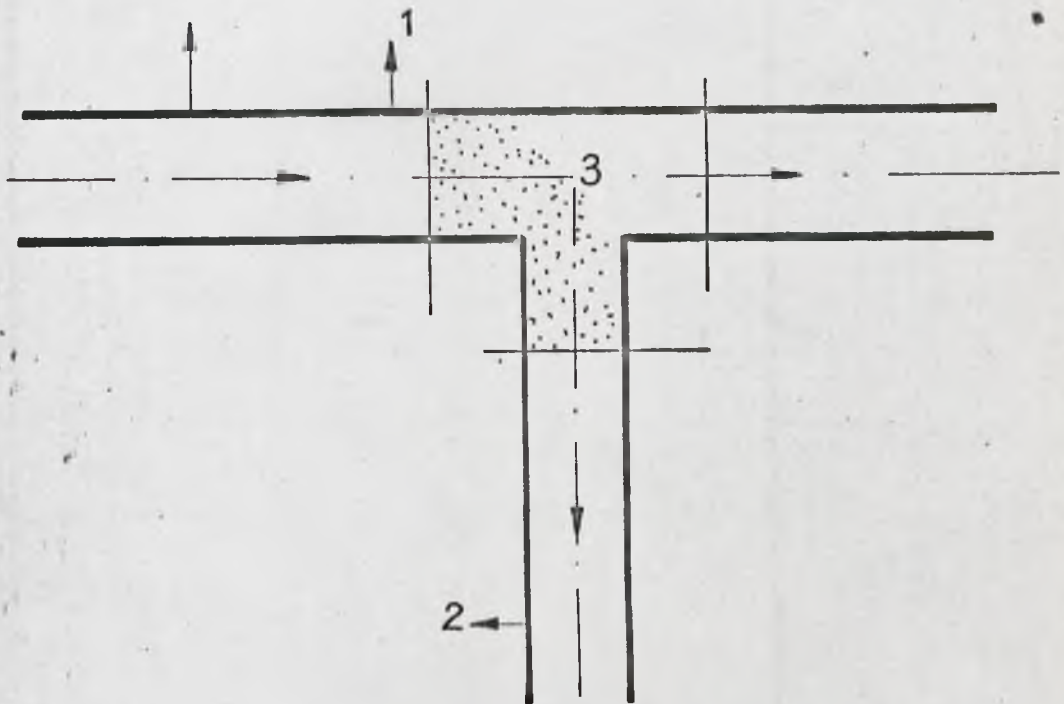
Opierając się na rys. 11 równanie energii będzie miało postać:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + / \Delta h_{1-3} + \Delta h_{1-3-2} + \Delta H_o / \quad /31/$$

gdzie h_{1-3} i h_{3-2} określają straty ciśnienia między przekrojem 1 i 2 /punkt 3 jest w środku trójkąta/

czyli

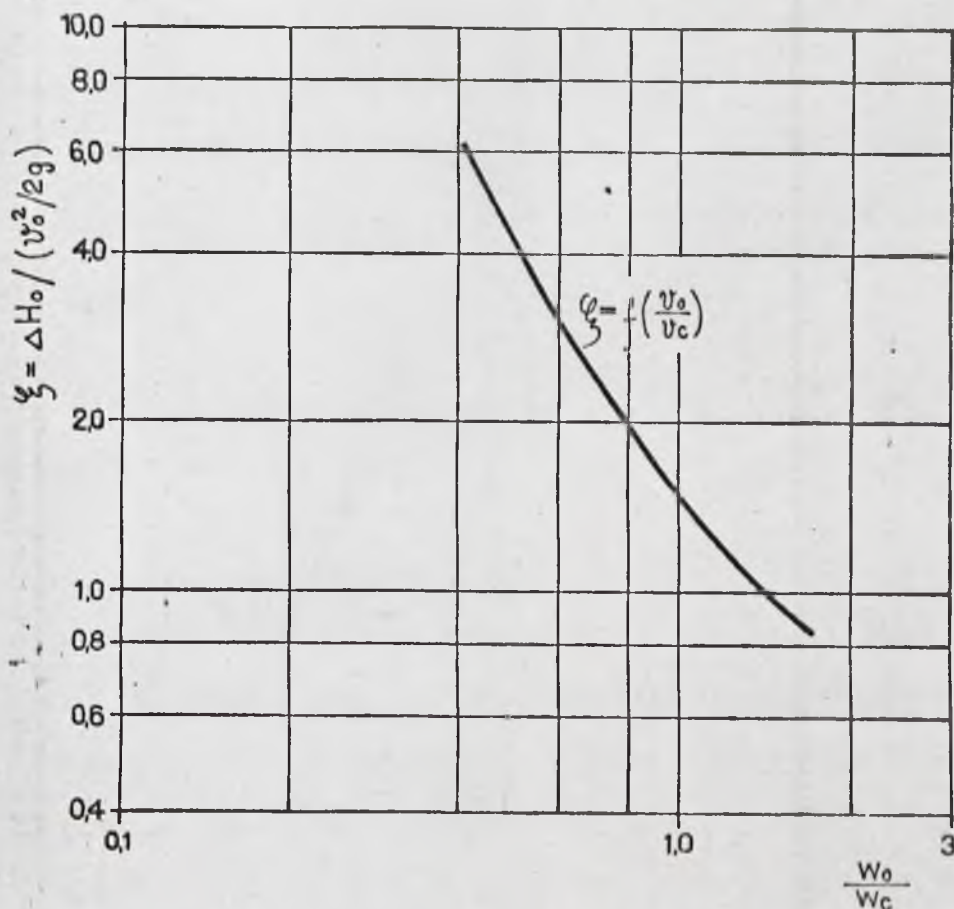
$$\zeta = \frac{\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\rho} - [\Delta h_{1-3} + \Delta h_{3-2}]}{v_2^2 / 2g} \quad /32/$$



Rys. 11. Trójknik

W oparciu o powyższe zależności przeprowadzone badania /2/ określiły zależność współczynnika ζ od stosunku prędkości

$$\frac{v_o}{v_c} \quad \text{rys. 12.}$$



Rys. 12. Współczynnik strat miejscowych ξ w funkcji stosunku prędkości $\frac{v_0}{v_c}$ dla trójkąta o kącie odgałęzienia 90°

Operując wartościami ciśnień i przyjmując, że ciśnienia przed trójkątem wynoszą odpowiednio h_c^c , h_s^c i h_d^c oraz za trójkątem h_c^p , h_s^p , h_d^p strata ciśnienia w kierunku przelotu może być określona:

$$\Delta h_c = h_c^c - h_c^p$$

stąd

$$\zeta_p^c = \frac{h_c^c - h_c^p}{h_d^c}$$

/33/

W kierunku odgałęzienia część ciśnienia całkowitego ulega zamianie na ciśnienie dynamiczne, natomiast część tego ciśnienia musi zostać zużyta na pokonanie strat ciśnienia w odgałęzieniu czyli:

$$h_d^o = h_c^o - h_s^o$$

a prędkość w odgałęzieniu

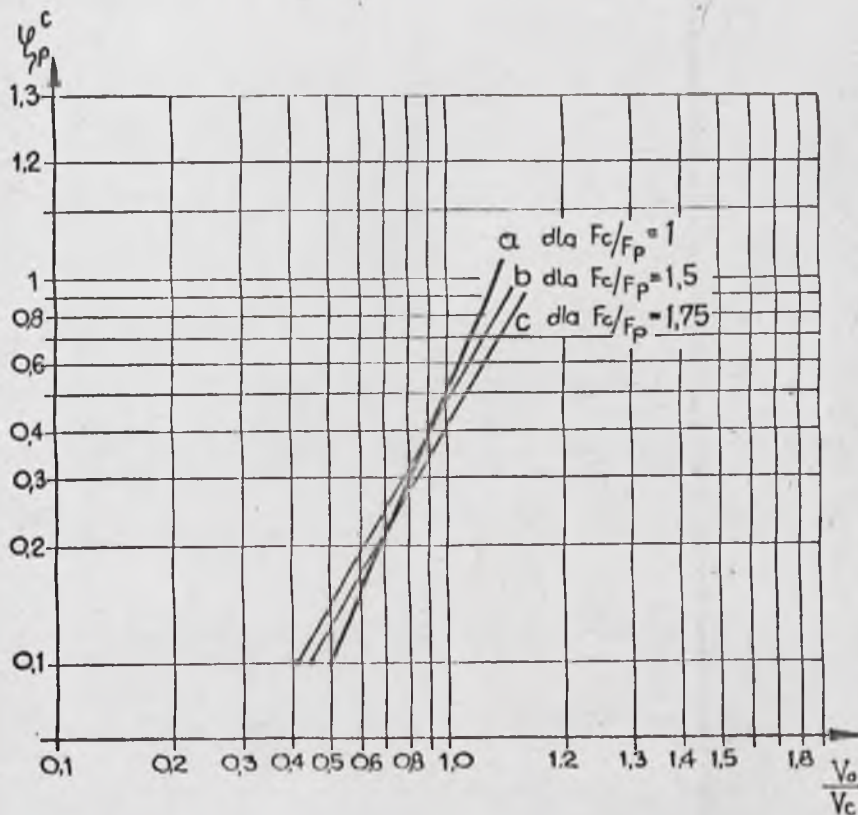
$$v_o = \sqrt{\frac{2gh_d^o}{\gamma}}$$

/34/

Dla potrzeb niniejszej pracy skoncentrowano rozważania tylko na niektórych typach trójków o kącie odgałęzienia 90° i w oparciu o badania /6/ opracowano zależności współczynników strat miejscowych ζ w funkcji stosunku ilości powietrza płynącego przez odgałęzienie do całkowitej ilości powietrza dopływającego do trójkownika, dla przelotu trójkownika oraz dla odgałęzienia trójkownika.

Przy określonych stosunkach powierzchni przekroju przed trójkownikiem i za trójkownikiem w oparciu o krzywe /6/ autor niniejszej pracy sformułował wzory podane niżej:

Dla przelotu trójkąta



Rys. 13. Zależność współczynnika oporu miejscowego dla przelotu trójkąta nawiewnego ζ_p^c od wartości stosunku $\frac{V_o}{V_c}$

Przy stosunku $\frac{F_c}{F_p} = 1$ na podstawie krzywej a rys. 13 określono zależność:

$$\zeta_p^c = 0,5 \left(\frac{V_o}{V_c} \right)^{2,33}$$

/35/

Dla stosunku $\frac{F_c}{F_p} = 1,5$ na podstawie krzywej b rys.13 określono zależność

$$\zeta_p^c = 0,49 \left(\frac{V_o}{V_c} \right)^{1,72}$$

/36/

Dla stosunku $\frac{F_c}{F_p} = 1,75$ na podstawie krzywej c rys. 13

określono zależność:

$$\zeta_p^c = 0,4 \left(\frac{V_o}{V_c} \right)^{1,66} \quad /37/$$

Porównując wartości określone badaniami /6/ i obliczone na podstawie wzorów /35,36,37/ oraz zestawione w tabl. 11,12,13 można określić błąd wynikły ze stosowania przybliżonej zależności /35,36,37/. Jak wynika z wartości podanych w tabl. 11, 12, 13 błąd dla stosunku $1 > \frac{V_o}{V_c} > 0,4$ przy $\frac{F_c}{F_p} = 1,5$ jest mały i największa jego wartość wynosi 8%, a dla

$1 > \frac{V_o}{V_c} > 0,5$ np. dla stosunku $\frac{F_c}{F_p} = 1,75$ błąd wynosi +5%.

Dla $\frac{V_o}{V_c} < 0,4$ współczynnik ζ_p^c przyjmuje bardzo małe wartości

i można przyjąć, że stosowanie powyższych wzorów nie powoduje błędów mogącego w widocznym stopniu zmienić wartości strat ciśnienia przy przepływie przez trójkąt - przelot.

Zakres stosowania wzorów /35,36,37/ dla wartości $\frac{V_o}{V_c}$ podanych w tabl. 11,12,13.

Tabl. 11.

Współczynniki strat miejscowych dla przelotu trójkąta przy $\frac{F_c}{F_p} = 1,75$

$\frac{V_o}{V_c}$	ζ_p^c wg badań /2/	ζ_p^c wg wzoru /13/	Błąd %
0,2	0	0,012	
0,5	0,100	0,100	0
0,8	0,300	0,299	-0,3
1,0	0,500	0,500	0

Tabl. 12.

Współczynniki strat miejscowych dla przelotu trójkąta przy $\frac{F_c}{F_p} = 1,5$

$\frac{v_o}{v_c}$	ξ_p^c wg badań /2/	ξ_p^c wg wzoru /14/	Błąd %
0,4	0,100	0,101	+1
0,8	0,300	0,325	+8
1,0	0,500	0,500	0

Tabl. 13.

Współczynniki strat miejscowych dla przelotu trójkąta przy $\frac{F_c}{F_p} = 1,75$

$\frac{v_o}{v_c}$	ξ_p^c wg badań /2/	ξ_p^c wg wzoru /15/	Błąd %
0,5	0,120	0,126	+5
0,8	0,270	0,277	+2,5
1,0	0,400	0,400	0

Dla odgałęzienia trójkąta

Przy określonych stosunkach powierzchni przekroju przed trójkątem F_c i powierzchni przekroju odgałęzienia F_o autor pracy opisał krzywe /6/ następującym równaniem:

$$\xi_b = a \left(\frac{v_o}{v_c} \right)^2 + b \left(\frac{v_o}{v_c} \right) + c$$

Na przykład dla stosunku $\frac{F_c}{F_o} = 1$ równanie przyjmie postać

$$\xi_o = \left(\frac{v_o}{v_c} \right)^2 - 0,763 \left(\frac{v_o}{v_c} \right) + 0,979 \quad /39/$$

Porównując wartości ξ_o odczytane z krzywej i obliczone wg wzoru /39/ tabl. 14 można stwierdzić, że średni błąd wynosi 4,6% natomiast maksymalne wartości błędu wynoszą -7,0 i +4,7%, a zatem odchylenia są niewielkie i wzór /39/ może być zastosowany do obliczeń, przy czym zalecany zakres stosowania przy stosunku $\frac{v_o}{v_c}$ od 0,05 do 1,00. Postępując wg metody jaką przy-

jęto przy formułowaniu wzoru /39/ określono dalsze zależności

$$\xi_o = f\left(\frac{v_o}{v_c}\right) \text{ dla innych wielkości stosunków } \frac{F_c}{F_o} \text{ i uzyskane}$$

wyniki zestawiono w tabl. 15. Analizując wielkości średniego błędu dla różnych stosunków $\frac{F_c}{F_o}$ stwierdzono, że największy

średni błąd występuje dla stosunku $\frac{F_c}{F_o} = 4,30$ i wynosi 5,6%

a zatem jest to wartość stosunkowo mała nie mająca istotnego wpływu na prawidłowość obliczeń.

Zakres stosowania zależności /38/ przy wartościach współczynników a, b, c zestawionych w tabl. 15 taki jak dla krzywych określonych w /6/.

Tabl. 14.

Współczynniki strat miejscowych dla trójkąta odgałęzienie

przy $\frac{F}{F_0} = 1$

$\frac{V_0}{V_c}$	ζ_0 wg badań /2/	ζ_0 wg wzoru /17/	Błąd %
0,05	1,01	0,94	-7,0
0,10	0,97	0,91	-6,5
0,15	0,87	0,89	+2,2
0,20	0,83	0,87	+4,6
0,25	0,81	0,85	+4,7
0,30	0,80	0,84	+4,7
0,35	0,80	0,83	+3,6
0,40	0,80	0,83	+3,6
0,45	0,80	0,84	+4,7
0,50	0,82	0,85	+3,5
0,55	0,86	0,86	0,0
0,60	0,90	0,88	-2,2
0,65	0,94	0,91	-3,3
0,70	0,99	0,94	-5,3
0,75	1,03	0,97	-6,1
0,80	1,06	1,01	-4,9
0,85	1,09	1,05	-3,8
0,90	1,12	1,10	-1,8
0,95	1,15	1,16	0,0
1,00	1,20	1,22	+1,6

Tabl. 15.

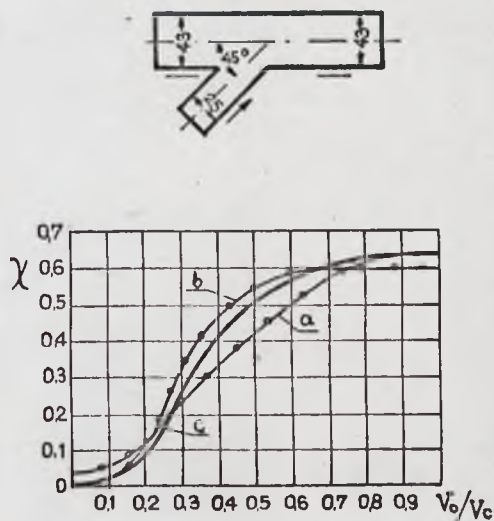
Wartości współczynników a_1, b_1, c_1 , dla określenia $\sum_o$

wg wzoru /38/ przy różnych stosunkach $\frac{F_c}{F_o}$

$\frac{F_c}{F_o}$	a	b	c	$\sum_o = a\left(\frac{V_o}{V_c}\right)^2 + b\left(\frac{V_o}{V_c}\right) + c$	Sredni błąd %
1	1	-0,763	0,979	$\sum_{Noi} = \left(\frac{V_o}{V_c}\right)^2 - 0,763\left(\frac{V_o}{V_c}\right) + 0,979$	4,6
1,47	1,43	-0,795	1,04	$\sum_{Noi} = 1,43\left(\frac{V_o}{V_c}\right)^2 - 0,795\left(\frac{V_o}{V_c}\right) + 1,04$	1,9
1,75	1,73	-0,657	1,06	$\sum_{Noi} = 1,73\left(\frac{V_o}{V_c}\right)^2 - 0,657\left(\frac{V_o}{V_c}\right) + 1,06$	0,8
2,22	2,44	-0,699	1,07	$\sum_{Noi} = 2,44\left(\frac{V_o}{V_c}\right)^2 - 0,699\left(\frac{V_o}{V_c}\right) + 1,07$	1,1
2,46	3,15	-0,844	1,10	$\sum_{Noi} = 3,15\left(\frac{V_o}{V_c}\right)^2 - 0,844\left(\frac{V_o}{V_c}\right) + 1,10$	3,5
2,90	3,54	-0,451	1,07	$\sum_{Noi} = 3,54\left(\frac{V_o}{V_c}\right)^2 - 0,451\left(\frac{V_o}{V_c}\right) + 1,07$	2,2
3,82	6,11	-0,895	1,12	$\sum_{Noi} = 6,11\left(\frac{V_o}{V_c}\right)^2 - 0,895\left(\frac{V_o}{V_c}\right) + 1,12$	4,2
4,30	7,60	-0,958	1,15	$\sum_{Noi} = 7,60\left(\frac{V_o}{V_c}\right)^2 - 0,958\left(\frac{V_o}{V_c}\right) + 1,15$	5,6

b. Trójniki przy łączeniu się strumieni

Zjawisko łączenia się strumieni rozpatrywało wielu badaczy, przeprowadzone badania przez Thoma krzywa a rys. 14 oraz Gibsona krzywa b rys. 14 potwierdzone zostały rozważaniami teoretycznymi Komieniewa /krzywa c rys. 14/ /9/.



Rys. 14. Sprawność trójnika χ w funkcji $\frac{V_0}{V_c}$

Porównano przebieg krzywych na rys. 14 określających sprawność trójnika wyrażoną stosunkiem energii straconej w trójniku do całkowitej energii łączących się strumieni w funkcji stosunku przepływających ilości powietrza $\frac{V_0}{V_c}$.

$$\chi = \frac{\zeta_p \frac{v_c^2 \gamma}{2g} + \zeta_o \frac{v_c^2 \gamma}{2g}}{\frac{v_p^2 \gamma}{2g} + \frac{v_o^2 \gamma}{2g}}$$

lub

$$\chi = / \zeta_p + \zeta_o / \frac{v_c^2}{v_p^2 + v_o^2} \quad /41/$$

Krzywe na rys. 14 określone były dla stosunku $\frac{F_c}{F_o} = 2,96$ oraz $\alpha = 45^\circ$ i jak widać dane uzyskane drogą doświadczalną potwierdzone zostały rozważaniami teoretycznymi.

Ze względu na uproszczenie obliczeń ogólnie przyjmowana jest zasada wyrażania współczynnika oporów miejscowych ζ w funkcji $\frac{v_o}{v_c}$, przy odniesieniu tych wartości do prędkości w odgałęzieniu dla trójkąta odnogi

$$\zeta_o = \zeta_o \frac{v_o^2 \gamma}{2g} \quad /42/$$

i w przewodzie głównym dla trójkąta przelotu

$$\zeta_p = \zeta_p \frac{v_p^2 \gamma}{2g} \quad /43/$$

Do określenia przepływów powietrza w instalacji mechanicznej wentylacji wywiewnej dla potrzeb niniejszej pracy przyjęto trójkąt /3/ typu jak pokazano na rys. 15.

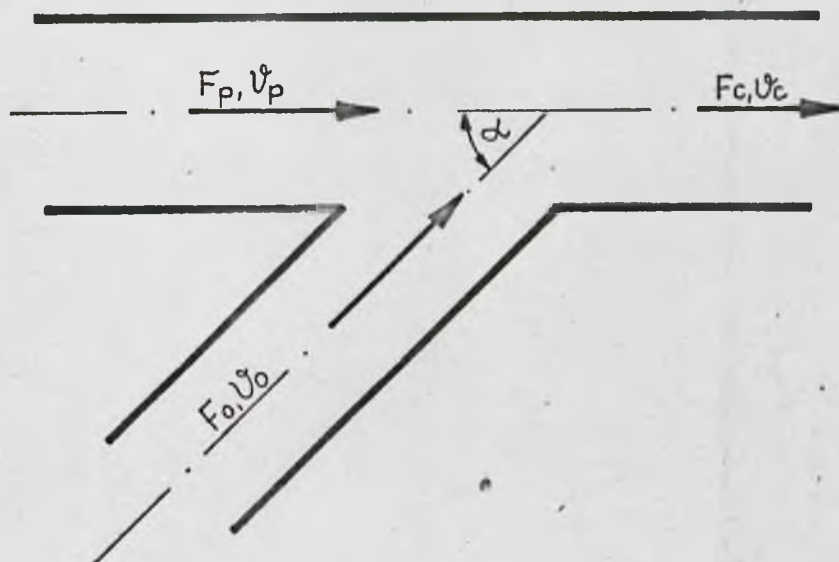
$$F_o + F_p > F_c ; \quad F_p = F_c \quad \alpha = 45^\circ$$

dla przelotu współczynnik oporu miejscowego trójkąta będzie:

$$\zeta_p = 1 - /1 - \frac{v_o}{v_c} /^2 - 1,41 \frac{F_c}{F_o} \left(\frac{v_o}{v_c} \right)^2 \quad /44/$$

a dla odgałęzienia ζ_o wynosi:

$$\zeta_o = 1 + \left(\frac{v_o}{v_c} \frac{F_c}{F_o} \right)^2 - 2 /1 - \frac{v_o}{v_c} /^2 - 1,41 \frac{F_c}{F_o} \left(\frac{v_o}{v_c} \right)^2 \quad /45/$$



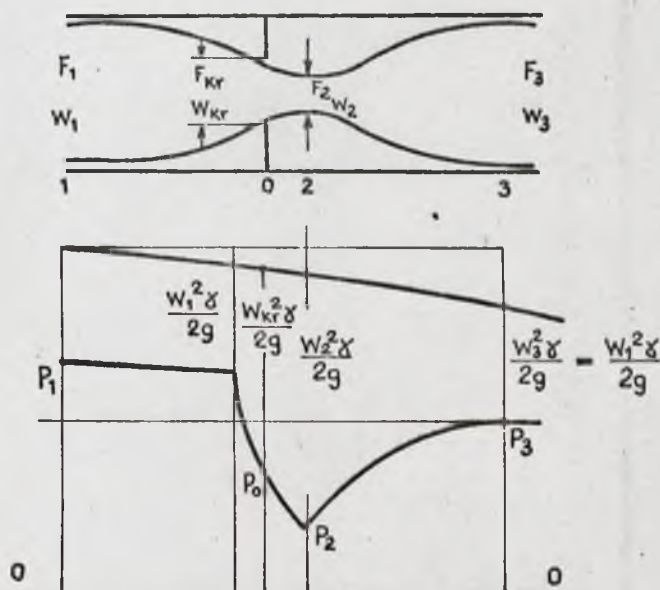
Rys. 15. Trójkąt przy dzieleniu się strumieni

2.5. C h a r a k t e r y s t y k i k r y z

Jednym z oporów miejscowych często występujących w sieci przewodów wentylacyjnych jest kryza dławiąca, którą zabudowuje się w przewody dla uzyskania żądanych wydatków powietrza. Wielkość strat ciśnienia na kryzie dławiącej określają wg /7/, /8/ następujące zależności:

$$\frac{v_3^2 \gamma}{2g} \zeta_{kr} = \frac{\gamma}{2g} /v_2 - v_3/2 = \frac{v_3^2 \gamma}{2g} / \frac{v_3}{v_2} - 1/2 = \frac{v_3^2 \gamma}{2g} / \frac{F_3}{F_2} - 1/2 \quad /46/$$

Oznaczenia jak na rys. 16.



Rys. 16. Kryza dławiąca

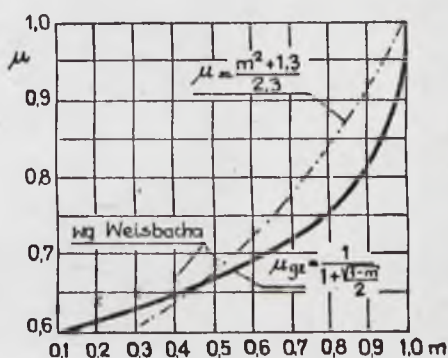
Z tej zależności można oznaczając $\frac{F_2}{F_1}$ przez μ określić

$$\xi_{kr} = \left(\frac{F_3}{\mu F_0} - 1 \right)^2 = \left(\frac{F_1}{\mu F_0} - 1 \right)^2 \quad /47/$$

Podstawowe założenie stwierdzające, że strata ciśnienia w kryzie równa jest różnicy ciśnień dynamicznych w przekroju 2 i 3, które posłużyło do budowy zależności /46/ i /47/ nie jest w pełni słuszne. Jak wykazały badania na wielkość strat ciśnienia ma ponadto wpływ wielkość liczby Re dla przekroju przewężonego.

O dokładności obliczenia ξ_{kr} w znacznym stopniu decyduje prawidłowe określenie wielkości współczynnika μ oraz ocena

wpływu liczby Re. Przeprowadzone w Katedrze Ogrzewnictwa i Wentylacji Politechniki Warszawskiej badania /8/ i porównanie wyników z wartościami podanymi przez Idelczika oraz Weisbacha rys. 17 pozwoliły na znalezienie następującej funkcji określającej wartość μ w spotykanym w wentylacji zakresie stosunków m.



Rys. 17. Wykres wartości współczynników zwężenia strumienia μ

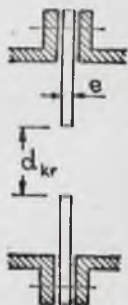
Jest to parabola o równaniu:

$$\mu = \frac{m^2 + 1,3}{2,3} \quad /48/$$

Powyższa zależność pozwoliła zapisać wzór /47/ określający ζ_{kr} w następującej postaci:

$$\zeta_{kr} = \left[\frac{2,3}{m^2 + 1,3/m} - 1 \right]^2 + \left(\frac{0,2}{m} \right)^2 \quad /49/$$

Wzory /48/ i /49/ słuszne są dla stosunku $e/d_{kr} \leq 0,015$ rys. 18



Rys. 18. Kryza

Warunek ten określa maksymalną grubość blachy z której wykonana jest kryza

$$e_{\max} = 0,015 d_{kr}$$

Jak podano uprzednio wielkością wywierającą wpływ na straty ciśnienia w kryzach jest liczba Reynoldsa określona dla warunków panujących w otworze kryzy

$$Re_{kr} = \frac{v_{kr} \cdot d_{kr}}{\nu} \quad /50/$$

Graniczną wartością powyżej której współczynniki ζ_{kr} mają stałą wartość jest $Re_{kr} = 10^5$ /7/, /8/.

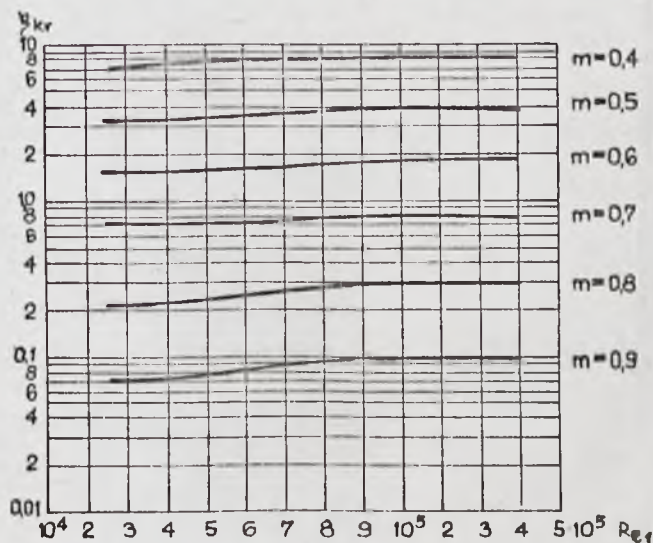
Ponieważ prędkość v_{kr} potrzebna do określenia liczby Reynoldsa Re_{kr} nie jest z góry znana, wygodniej jest przyjąć jako kryterium liczbę Reynoldsa dla warunków panujących w przewodzie przed kryzą.

$$Re_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu}$$

Stosunek tych liczb Reynoldsa jest równy

$$\frac{Re_1}{Re_{kr}} = \frac{\frac{v_1 d_1}{\nu}}{\frac{v_{kr} d_{kr}}{\nu}} = \frac{d_1}{d_{kr}} \quad /51/$$

stosunkowi średnicy przewodu do średnicy otworu kryzy.
Powyższe pozwala na znacznie prostsze odnoszenie wyników
do liczby Reynoldsa Re_1

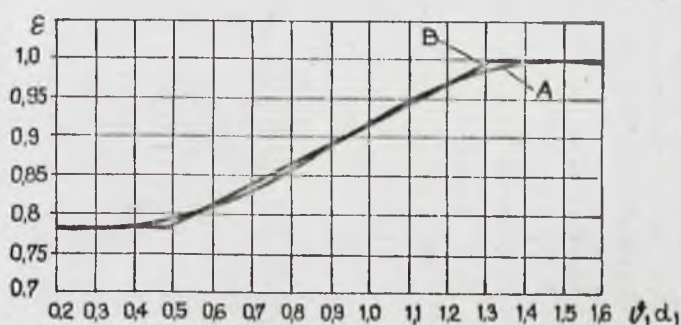


Rys. 19. Wykres zmienności współczynników ζ_{kr} w funkcji liczby Reynoldsa

Kryzowanie przewodów w zasadzie stosowane jest dopiero w przypadkach kiedy nie można wyrównać ciśnień przez właściwy dobór wymiarów odgałęzień. W związku z tym nadmiary ciśnień które należy dławić nie są duże.

Praktyka wykazała, że zakres wartości m spotykanych w wentylacji zawiera się w granicach od 0,5 do 0,1 co odpowiada stosunkowi średnic $\frac{d_{kr}}{d_1} = 0,7 \div 1$ lub $\frac{d_1}{d_{kr}} = 1 \div 1,45$

Dla określenia rzeczywistych wartości ξ_{kr} wg badań Katedry Ogrzewnictwa i Wentylacji P.W. rys. 20 krzywa A, należy wprowadzić do wzoru /49/ współczynnik korygujący ξ jako funkcję iloczynu $v_1 d_1$.



Rys. 20. Wykresy współczynników poprawkowych ξ w funkcji iloczynu $v_1 d_1$
 A - krzywa wg /2/
 B - krzywa wg autora pracy

Wartości tego współczynnika zmieniają się od 0,78 do 1, a więc w skrajnym przypadku różnią się o 30%.

Powyższe dane umożliwiają dokładne obliczenie ΔH_{kr} , wymagają jednak przy określeniu współczynnika poprawkowego ξ korzystania z funkcji $\xi = f/v_1 d_1$ zadanej w formie graficznej, co komplikuje obliczenia.

Z tego względu dla potrzeb niniejszej pracy, autor sformułował następujące zależności:

Krzywą A rys. 20 zastąpiono linią łamaną B, z której wynikają trzy przedziały wartości iloczynu $v_1 d_1$

dla $v_1 d_1 \leq 0,5$ przyjęto stałą wartość $\varepsilon = 0,78$

dla $0,5 \leq v_1 d_1 \leq 1,3$ określono ε jako funkcję $v_1 d_1$ to jest

$$\varepsilon = 0,45 /v_1 d_1/ + 0,5 \quad /52/$$

Uzależniając współczynnik ε od ilości przepływającego powietrza V wzór /52/ przyjmie postać:

$$\varepsilon = 1,58 \cdot 10^{-4} \frac{V}{d_1} + 0,5 \quad /53/$$

dla $v_1 d_1 \geq 1,30$ przyjęto stałą wartość $\varepsilon = 1,0$

Określając wielkość błędu wynikającego z zastosowania uproszczonego wzoru przeprowadzono obliczenia ujęte w tabl.16.

Tabl. 16.

Wartości współczynników ε dla $0,5 \leq v_1 d_1 \leq 1,30$ określone z krzywej A rys. 20 oraz obliczone ze wzoru /52/

$v_1 d_1$	odczytane z wykresu krzywa A rys. 20	wg wzoru /52/	% błędu
0,50	0,79	0,73	-7
0,60	0,80	0,77	-4
0,70	0,84	0,82	-2
0,80	0,87	0,86	-1
1,00	0,92	0,95	+3
1,10	0,95	0,99	+4
1,20	0,97	1,04	+6

Maksymalny błąd wynosi $\pm 7\%$ i może być uznany za nie mający znaczącego wpływu na dokładność określenia wartości ε , gdyż w końcowym efekcie może powodować w określeniu strat ciśnienia w kryzie odchyłkę nie przekraczającą $\pm 7\%$.

Do dalszych rozważań przyjęto zależność na obliczanie współczynnika oporu miejscowego ζ_{kr} w następującej postaci:

$$\zeta_{kr} = \zeta_{kr_1} \cdot \varepsilon = \left\{ \left[\frac{2,3}{/m^2 + 1,3/m} - 1 \right]^2 + \left(\frac{0,2}{m} \right)^2 \right\} \cdot \varepsilon \quad /54/$$

2.6. Określanie współczynników strat miejscowych w niektórych elementach instalacji

W analizowanych instalacjach wentylacyjnych występuje cały szereg elementów /poza omówionymi w pkt 2.2. ÷ 2.5./ dla których konieczne było określenie współczynników strat miejscowych. Wartości współczynników ζ dla elementów w których wielkości współczynników nie zależą od prędkości przepływającego powietrza, a tylko od wymiarów geometrycznych takich jak n.p. łuki, dyfuzory, konfuzory, itp. dobierano na podstawie tablic zamieszczonych w pracy /17/.

Natomiast w innych elementach dla których straty ciśnienia są funkcją ilości przepływającego powietrza trzeba było każdy przypadek rozpatrywać indywidualnie.

Na przykład jeśli w instalacji zamontowany jest filtr olejowy działkowy typ B ilość działek filtra 8.

Pojedyncza działka wykonana z siatki ciągnionej, zanurzona w oleju o wymiarach 490x490

Łączna powierzchnia filtru dla przepływającego powietrza będzie:

$$F = 8 \cdot 0,495 \cdot 0,495 = 1,96 \text{ m}^2$$

Przyjmując realne dla tej wielkości filtru ilości przepływającego powietrza oraz w oparciu o zależności graficzne /19/ można określić przybliżoną wartość oporu miejscowego ζ_F .

Wyniki przykładowego obliczenia przedstawiono w tabl. 17.

Tabl. 17.

$V \text{ m}^3/\text{h}$	$\frac{V}{8} \text{ m}^3/\text{h}$	$v \text{ m/s}$	$\frac{v^2 \gamma}{2g}$	Δh_F	ζ	przyjęta wartość ζ_F	Błąd dla przyj. wart. %
5730	716	0,81	0,040	4,1	102,5	102,0	-0,5
8051	1006	1,14	0,079	8,0	101,0	102,0	1,0
8409	1051	1,19	0,087	9,0	103,0	102,0	-1,0

Przyjęta stała wartość współczynnika oporu miejscowego $\zeta_F = 102$.

Błąd max wynikający z przyjęcia stałej wartości ζ_F w podanym zakresie nie przekraczał 1%. Podobnie postępując można również określić współczynnik strat miejscowych na innych filtrach np. filtrach zakładanych na nawiewniki o różnych materiałach filtracyjnych.

Innym z elementów wymagającym bliższego omówienia jest nagrzewnica. Dla omówienia sposobu postępowania przykładowo wybrano nagrzewnicę ramową typu P-III wielkość 5 o wymiarach $a \times b = 0,758 \times 0,550 = 0,417 \text{ m}^2$.

Wykorzystując wzór opracowany w C.O.B.R. "Instal" dla tego typu nagrzewnic

$$\Delta H = 0,7 / v \cdot \gamma^{1,8} \quad /55/$$

można obliczyć współczynnik straty miejscowej dla przepływających w rozpatrywanej instalacji ilości powietrza.

Wyniki obliczeń przedstawiono w tabl. 18.

Tabl. 18.

$V \text{ m}^3/\text{h}$	$v \text{ m/s}$	$\frac{v^2 \gamma}{2g}$	Δh_N wg wzoru /55/	ξ	Przyjęta wartość $\xi_N = 15,70$	Błąd dla przyjętej wartości ξ
5730	3,82	0,89	14,0	15,70	15,70	0
8051	5,36	1,76	28,0	15,90	15,70	-1,2
8409	5,60	1,92	30,0	15,62	15,70	0,6

Przyjęto wartość współczynnika oporu miejscowego $\xi_N = 15,70$, co powoduje max błąd w zakresie przepływających ilości powietrza mniejszy od 1,2%.

Podany wyżej sposób postępowania konieczny był do dokładnego opisanie instalacji przyjętej w przykładzie obliczeniowym jak również instalacji rzeczywistej na której przeprowadzono pomiary.

2.7. P r z e p ł y w y p o w i e t r z a p r z e z e l e m e n t y p r z e g r ó d b u d o w l a n y c h

Powietrze przepływające przez przegrody budowlane może w widocznym zakresie zmieniać warunki wewnętrzne w pomieszczeniu, np. nadmierna infiltracja powietrza zewnętrznego prowadzi do obniżenia temperatury jak również nierównomiernego jej rozkładu, co powoduje pogorszenie komfortu cieplnego.

W rozważaniach o przepływie powietrza przez przegrody budowlane ściany mogą być uznane za całkowicie szczelne, gdyż przepływ przez nie jest znikomo mały. O przepływie powietrza przez okna i drzwi decydować będzie ich szczelność i różnica ciśnień między powietrzem zewnętrznym oraz powietrzem wewnątrz pomieszczenia. Na wielkość ciśnienia po zewnętrznej stronie przegrody wpływać będzie oprócz ciśnienia atmosferycznego również oddziaływanie wiatru. Natomiast o przepływie powietrza przez przegrody wewnętrzne /drzwi/ decyduje różnica ciśnień między sąsiednimi pomieszczeniami lub pomieszczeniem i korytarzem. Rozkład ciśnień w pomieszczeniach i na korytarzu związany jest z rozkładem ciśnień wewnątrz jak i na zewnątrz budynku. Dla określenia dokładnych przepływów powietrza przez elementy przegród zewnętrznych i wewnętrznych trzeba rozpatrywać budynek jako całość, a ponadto uwzględnić zmienność parametrów zewnętrznych powietrza w ciągu roku. Istotny wpływ na ciśnienie w poszczególnych pomieszczeniach ma rozkład ciśnień w korytarzach i klatkach schodowych oraz ewentualne otwarcie poszczególnych okien i drzwi.

Zagadnienie należy zatem rozpatrywać kompleksowo uwzględniając usytuowanie pomieszczenia w budynku, rodzaj otworów okiennych i drzwiowych, przyjęty system wentylacji, parcie na przegrody wynikające z prędkości i kierunku wiatru, temperatury powietrza wewnętrznego i zewnętrznego.

a. Przepuszczalność powietrza przegród budowlanych

Wielkościami charakteryzującymi przepuszczalność przegrody są współczynniki ξ_F lub ξ_L . Pozwalają one określić ilość przepływającego powietrza wg następującego wzoru:

$$V_{inf} = \xi_F F \cdot \Delta p^n \quad m^3/h \quad /56/$$

Współczynnik przepuszczalności przegrody ξ_F określa ilość przepływającego powietrza w m^3 jaka w ciągu 1 godziny przepływa przez $1 m^2$ przegrody przy różnicy ciśnień po obu stronach $1 kG/m^2$. Równie często w literaturze podawany jest współczynnik ξ_L określający ilość powietrza w m^3 jaka w ciągu 1 godziny przepływa przez 1 mb szczeliny przy różnicy ciśnień po obu stronach $1 kG/m^2$.

Przykładowo wg badań radzieckich /18/ współczynnik odniesiony do $1 m^2$ okna wynosi $\xi_F = 3 \div 20 m^3/m^2 h \text{ mm H}_2O$.

Natomiast współczynnik przepuszczalności powietrza odniesiony do 1 m szczeliny dla różnych rodzajów okien i różnej dokładności ich uszczelnienia wg badań przeprowadzonych w Anglii/4/ wynosi $\xi_L = 0,1 \div 15 m^3/mh \text{ kG/m}^2$

Na podstawie dotychczasowych badań określone zostały /11/ przybliżone średnie wartości współczynnika ξ_F dla okien i drzwi tabl. 19.

Tabl. 19.

Wartości współczynnika przepuszczalności okien i drzwi ε_F

Element przegrody budowlanej	Współczynnik przepuszczalności powietrza ε_F w kg/m^2 przy różnicy ciśnień 1 kg/m^2
1. Okna dobrze uszczelnione	3
2. Okna nieuszczelnione	8
3. Drzwi uszczelnione	16
4. Drzwi nieuszczelnione	70

Wartości ε_F dla ścian są bardzo małe w stosunku do wartości dla okien i drzwi i na tej podstawie w dalszych rozważaniach przepływ powietrza przez ściany będzie pominięty.

Ilość powietrza infiltrująca lub eksfiltrująca do /z/ pomieszczenia będzie obliczona na podstawie przepływu przez szczeliny okien i drzwi.

b. Określenie ilości powietrza przepływającego przez przegrody budowlane

Ilość infiltrującego powietrza może być określona w oparciu o wyżej przytoczony wzór /56/, bądź przy oparciu się o długość szczelin ze wzoru:

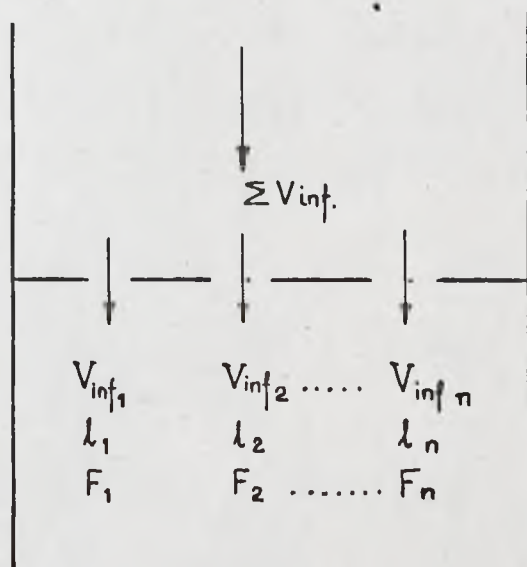
$$V_{\text{inf}} = \varepsilon_L \cdot l \cdot \Delta p^n \quad \text{m}^3/\text{h} \quad /57/$$

gdzie: ε_L - współczynnik przepuszczalności szczeliny w $\text{m}^3/\text{mh} / \text{kp/m}^2 /^{2/3}$
 l - długość szczeliny w m

Wartość wykładnika n podawana przez różne źródła waha się w zakresie 1,0 do 0,5.

Jako przeciętną wartość użyteczną można przyjąć $n = 2/3$

Przy równolegle występujących oporach przepływu jak pokazano na rys. 21.



Rys. 21. Infiltracja powietrza przez kilka różnego rodzaju otworów w przegrodzie budowlanej /równolegle występujące opory przepływu/

otrzymuje się wzór :

$$\sum_{i=1}^m V_{inf} = \sum_{i=1}^m \frac{1}{\epsilon_i \cdot l_i} \cdot \Delta p^n \quad /58/$$

lub

$$V_{inf} = \sum_{i=1}^m \frac{F_i}{\epsilon_F \cdot l_i} \cdot \Delta p^n \quad /59/$$

c. Wpływ oddziaływania wiatru na przepływ powietrza przez przegrody

Na wymianę powietrza przez przegrody istotny wpływ ma działanie wiatru. Działanie wiatru w znacznym stopniu wpływa na wielkość ciśnienia zewnętrznego. Ciśnienie to jest sumą zmiennego ciśnienia atmosferycznego oraz ciśnienia spowodowanego działaniem wiatru. Przyrost ciśnienia wynikający z działania wiatru w ogólnym przypadku może być wyrażony następującym wzorem /10/:

$$P_{st\ w} = C \frac{v_w^2 \gamma_z}{2g} \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \quad /60/$$

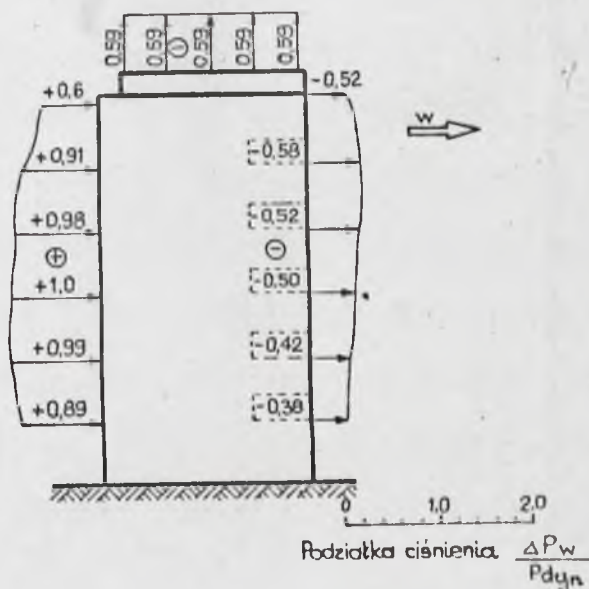
gdzie: C - współczynnik aerodynamiczny

v_w - prędkość strumienia wiatru, m/s
niezahamowanego przeszkodą

γ_z - ciężar właściwy powietrza zewnętrznego kg/m^3

Aerodynamiczny współczynnik C określa, jaka część energii kinetycznej wiatru zamienia się na energię ciśnienia statycznego /strona nawietrzna/ lub jaka część ciśnienia statycznego wiatru została zużyta na podwyższenie prędkości wiatru /strona odwietrzna/.

Ze względu na znaczne koszty i trudności techniczne badań w skali naturalnej wartości współczynników aerodynamicznych uzyskuje się w wyniku badań modelowych. Dla ilustracji na rys. 22 /1/ podany jest rozkład ciśnienia wiatru w płaszczyźnie poprzecznej w środku wysokiego budynku wg badań modelowych na podstawie Frimbergera



Rys. 22. Rozkład ciśnienia wiatru w płaszczyźnie poprzecznej w środku wysokiego budynku wg badań modelowych na podstawie Frimbergera

gdzie: ΔP_w - nadciśnienie wiatru

$$P_{dyn} = \frac{\rho v_w^2}{2} \quad \text{ciśnienie spiętrzenia wiatru}$$

ρ - gęstość

v_w - prędkość wiatru

$\frac{\Delta P_w}{P_{dyn}}$ - podziałka ciśnienia

Poza oddziaływaniem wiatru na rozkład ciśnień na ścianach zewnętrznych budynku również przepływ powietrza nad powierzchnią dachu może powodować określone zmiany wielkości ciśnienia zwłaszcza dla elementów zakończających przewody wentylacji mechanicznej wywiewnej i przewody wentylacji grawitacyjnej.

Założenie warunków obliczeniowych bez uwzględnienia wpływu wiatru można potraktować jako przyjęcie przybliżonej średniej w czasie wartości ciśnienia, ponieważ odchyłki ciśnienia spowodowane działaniem wiatru mogą zarówno zwiększać jak i zmniejszać wielkość przepływu powietrza /dodatnie lub ujemne wartości/. W rozważaniach przyjęto warunki okresu zimowego i przejściowego a zatem okna w budynku w zasadzie zamknięte z dopuszczeniem przypadków otwarcia poszczególnych okien. Odrzucono przypadek jednoczesnego otwarcia wszystkich okien we wszystkich pomieszczeniach bo wtedy trzeba by przyjąć, że $p_a = p_{xi}$

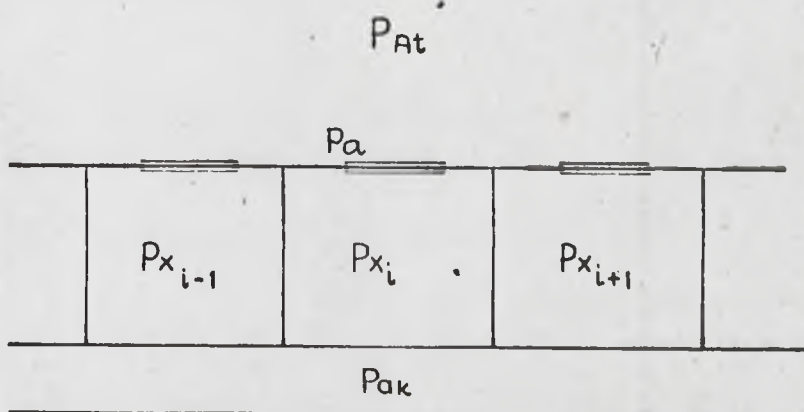
p_a - ciśnienie zewnętrzne

p_{xi} - ciśnienie wewnątrz rozpatrywanego pomieszczenia
i /stałe na całej wysokości pomieszczenia/

Ze względu na konieczność zastosowania określonych uproszczeń, /w związku z możliwościami maszyn cyfrowych/ jak również na fakt braku odpowiednio pewnych informacji o zmienności wielkości współczynników aerodynamicznych w dalszych rozważaniach - założono możliwość uwzględnienia wpływu wiatru przy stałych wartościach współczynników aerodynamicznych dla poszczególnych ścian budynku.

d. Przyjęta metoda obliczeniowa

Na podstawie omówionych wyżej zagadnień przyjęto do dalszych rozważań następującą metodę obliczania ilości infiltrującego powietrza zilustrowaną przykładowym układem pomieszczeń pokazanym na rys. 23.



Rys. 23. Przykładowy układ pomieszczeń z oznaczeniami ciśnień

Ciśnienie p_a jest ciśnieniem zewnętrznym i gdyby uwzględniono oddziaływanie na przegrody wiatru należałoby napisać:

$$p_a = p_{At} + \Delta p_w$$

gdzie: p_{At} - ciśnienie atmosferyczne

Δp_w - przyrost ciśnienia spowodowany działaniem wiatru

p_{ak} - ciśnienie w korytarzu wynikające z rozkładu ciśnień dla całego budynku

Trudności wyznaczenia wartości p_{ak} w budynkach wielokondygnacyjnych zmuszają do założenia /możliwego do realizacji/ o szczelności drzwi łączących poszczególne pomieszczenia z korytarzem.

Te same względy są powodem założenia o braku otworów drzwiowych między poszczególnymi pomieszczeniami.

Wobec przyjętego uprzednio założenia o stałości współczynnika aerodynamicznego ciśnienie zewnętrzne może być oznaczone symbolem p_a .

Przy przyjętych założeniach i oznaczeniach, ilość powietrza dostającego się do pomieszczenia przez nieszczelności otworów okiennych można określić

$$V_{inf_o} = \sum / \varepsilon_{f_o} \cdot F_o / / p_a - p_{xi} / ^n \quad /61/$$

gdzie: ε_{f_o} - współczynnik przepuszczalności okna w m^3/hm^2 przy różnicy ciśnień $\Delta p = 1 \text{ kG/m}^2$

F_o - powierzchnia szczelin okiennych

n - wykładnik potęgowy

Ilość powietrza dostającego się do pomieszczeń przez nieszczelności otworów drzwiowych można obliczyć:

$$V_{inf_d} = \sum / \varepsilon_{f_d} \cdot F_d / / p_{ak} - p_{xi} / ^n \quad /62/$$

wobec $p_{ak} = p_a$

będzie:

$$V_{inf_d} = \sum / \varepsilon_{f_d} \cdot F_d / / p_a - p_{xi} / ^n \quad /63/$$

A zatem całkowita ilość powietrza przepływającego przez nieszczelności okien i drzwi wyniesie

$$V_{inf} = / \sum \varepsilon_{f_o} \cdot F_o + \sum \varepsilon_{f_d} \cdot F_d / / p_a - p_{xi} / ^n \quad /64/$$

3. PODSTAWOWE RÓWNANIA OPISUJĄCE PRZEPŁYWY POWIETRZA W PRZYJĘTYM MODELU OBLICZENIOWYM

Przytoczona uprzednio ogólna postać równań /2, 2a, 3, 4/ opisujących analizowane w niniejszej pracy zjawiska, może być przy wykorzystaniu określonych w pkt 2 zależności doprowadzona do postaci umożliwiającej wykonanie odpowiednich obliczeń: I tak jednostkowy spadek ciśnienia, określony wzorem /10/ dla $\gamma = 1,2 \text{ kg/m}^3$ $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, przy określeniu wydatku V w m^3/h określa zależność:

$$R = 7,67 \cdot 10^{-9} \frac{V^2}{d^5} \kappa \quad /65/$$

Ciśnienie dynamiczne wynosi odpowiednio:

$$\frac{V^2 \gamma}{2g} = 7,67 \cdot 10^{-9} \frac{V^2}{d^4} \quad /66/$$

Uwzględniając κ ze wzoru /18/ dla przewodu blaszanego przy $k = 0,15$ i podstawiając do wzoru /65/ ostatecznie jednostkowy spadek ciśnienia wynosi /11/:

$$R = 0,709 \cdot 10^{-9} \frac{V^{1,815}}{d^{4,87}} \quad /67/$$

W związku z powyższym równanie /2/ określające straty ciśnienia w układzie wentylacji mechanicznej nawiewnej przyjmie postać:

$$\begin{aligned} 0,709 \cdot 10^{-9} \sum_1^n \frac{V_{ni}^{1,815}}{d_{ni}^{4,87}} l_{ni} + 7,67 \cdot 10^{-9} \sum_1^n \frac{V_{ni}^2}{d_{ni}^4} \zeta_{ni} = \\ = /A + BV_n + CV_n^m/ + \Delta p_1 + h_n / \gamma_z - \gamma_n / \end{aligned} \quad /68/$$

gdzie: $\Delta p_i = p_{xi} - p_a$

p_{xi} - ciśnienie w pomieszczeniu

p_a - ciśnienie zewnętrzne

$A + BV_n + CV_n^m = H_{wn}$ - spręż wentylatora nawiewnego

V_n - ilość powietrza tłoczona przez wentylator nawiewny m^3/h

V_{ni} - ilość powietrza płynąca przez działkę i m^3/h

d_{ni} - średnica działki i m

l_{ni} - długość działki i m

h_w - wysokość pionowych odcinków przewodu nawiewnego m

Dla układu wentylacji mechanicznej wywiewnej równanie /2a/ przybierze analogiczną postać:

$$0,709 \cdot 10^{-9} \sum_1^n \frac{V_{wi}^{1,815}}{d_{wi}^{4,87}} l_{wi} + 7,67 \cdot 10^{-9} \sum_1^n \frac{V_{wi}^2}{d_{wi}^4} \sum_{wi} =$$

$$= /A + BV_w + CV_w^m/ - \Delta p_i + h_w / \gamma_z - \gamma_w / \quad /69/$$

gdzie: $A + BV_w + CV_w^m = H_{ww}$ - spręż wentylatora wywiewnego

Jednostkowe straty ciśnienia w kanale grawitacyjnym przy współczynniku $k = 2,0$ dla kanału betonowego lub murowanego otynkowanego w oparciu o wzór /19/ można określić:

$$R_g = 0,23 \cdot 10^{-9} \frac{V_g^{1,961}}{d^{5,3}} \quad /70/$$

Uwzględniając zależność /70/ równanie /3/ można zapisać następująco:

$$0,23 \cdot 10^{-9} \frac{V_g^{1,961}}{d_g^{5,3}} l_g + 7,67 \cdot 10^{-9} \sum_1^n \frac{V_g^2}{d_g^4} \zeta_g =$$

$$= h_g / \gamma_z - \gamma_w / + \Delta p_i \quad /71/$$

gdzie: V_g - ilość powietrza przepływająca w kanale grawitacyjnym m^3/h

l_g - długość kanału m

d_g - średnica zastępcza kanału m

h_g - wysokość kanału m

Ilość powietrza przepływającego przez nieszczelności okien i drzwi przy założeniu $p_k = p_a$ określi się wg zależności przyjmując $n = 0,67$

$$V_{inf} = \sum / \varepsilon_{F_o} \cdot F_o / \Delta p_i^{0,67} + \sum / \varepsilon_{F_d} \cdot F_d / \Delta p_i^{0,67} \quad /72/$$

gdzie: p_k - ciśnienie w korytarzu

p_{xi} - ciśnienie w pomieszczeniu

p_a - ciśnienie zewnętrzne

$$\Delta p_i = p_{xi} - p_a, \text{ lub } \Delta p_i = p_{xi} - p_k$$

$\varepsilon_{F_o}, \varepsilon_{F_d}$ współczynniki przepuszczalności odniesione odpowiednio do powierzchni okien F_o i drzwi F_d

3.1. Ogólna organizacja obliczeń / algorytm /

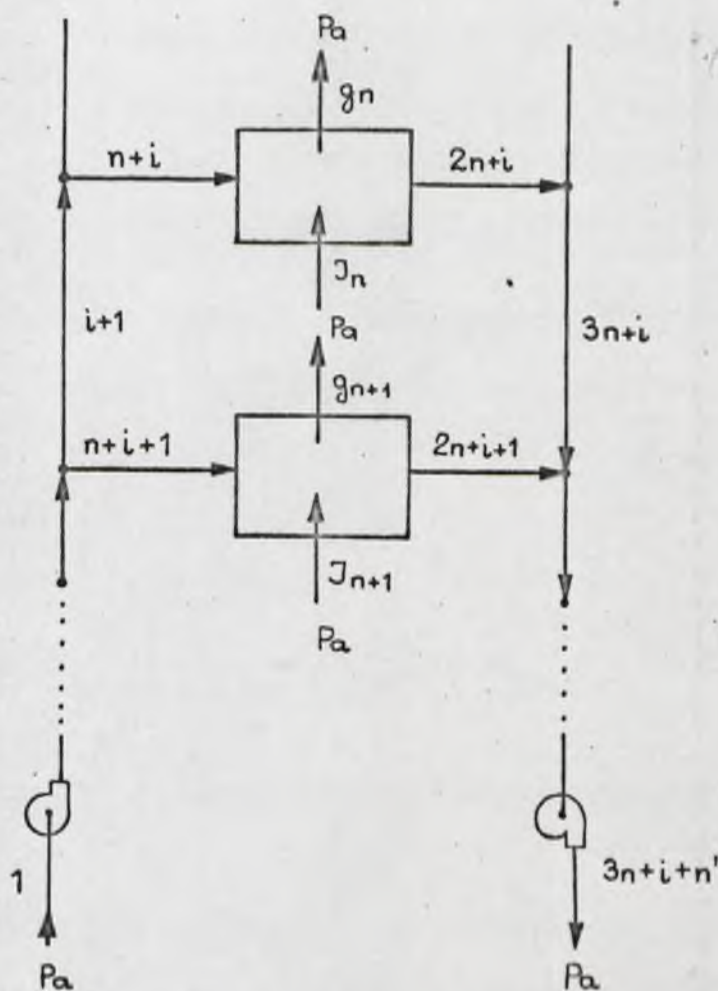
Podstawowym założeniem przy formułowaniu organizacji obliczeń było dostosowanie jej do potrzeb ETO. Z tego względu

przytoczone w pkt 3 równania w postaci ogólnej muszą być dostosowane do przyjętej organizacji obliczeń. Zespół pomieszczeń wraz z przewodami wentylacji mechanicznej i grawitacyjnej oraz nieuszczelniościami przegród tworzy wielopierscieniową sieć. Dla każdego dowolnie wyodrębnionego z tej sieci obiegu suma strat ciśnienia musi być równa zeru, a w każdym trójkniku jak też i pomieszczeniu suma powietrza dopływającego musi być równa sumie powietrza odpływającego. Przekształcony w oparciu o powyższe układ równań będzie rozwiązany metodą iteracyjną. Jako pierwsze przybliżenie przyjmuje się założone w projekcie wentylacji ilości powietrza. Dla zilustrowania omawianego sposobu postępowania rozpatrzony zostanie fragment układu pokazany na rys. 24.

Dla określenia sumy strat ciśnienia obiegów zamkniętych w zależności od rodzaju obiegu wykorzystywano poszczególne elementy równań /68/, /69/, /71/, /72/.

Na przykład dla obiegu przez wentylator nawiewny, część odcinków przewodu zbiorczego od 1 do $i+1$ instalacji nawiewnej wraz z odgałęzieniem $n+i$ oraz przez infiltrację I_n /rys. 24/ można napisać:

$$\begin{aligned} & \left[\left(0,709 \cdot 10^{-9} \frac{V_{n1}^{1,815}}{d_{n1}^{4,87}} l_{n1} + 7,67 \cdot 10^{-9} \frac{V_{n1}^2}{d_{n1}^4} \sum \xi_{n1} \right) + \dots + \right. \\ & + \left(0,709 \cdot 10^{-9} \frac{V_{ni+1}^{1,815}}{d_{ni+1}^{4,87}} l_{ni+1} + 7,67 \cdot 10^{-9} \frac{V_{ni+1}^2}{d_{ni+1}^4} \sum \xi_{ni+1} \right) + \\ & \left. + \left(0,709 \cdot 10^{-9} \frac{V_{n_{n+1}}^{1,815}}{d_{n_{n+1}}^{4,87}} l_{n_{n+1}} + 7,67 \cdot 10^{-9} \frac{V_{n_{n+1}}^2}{d_{n_{n+1}}^4} \sum \xi_{n_{n+1}} \right) \right] + \\ & - \Delta p_i - /A + BV_n + CV_n^m / = 0 \end{aligned}$$



Rys. 24. Schemat fragmentu układu pomieszczeń wyposażonych w instalacje wentylacji mechanicznej oraz kanały grawitacyjne

Oznaczając stratę lub zysk ciśnienia dla poszczególnych elementów obiegu przez H z odpowiednim indeksem zależność /73/ może być zapisana następująco:

$$H_1 + \dots + H_{i+1} + H_{n+1} - H_{Jn} - H_N = 0$$

gdzie: H_1 - suma strat ciśnienia na odcinku 1
 H_{i+1} - suma strat ciśnienia na odcinku $i+1$
 H_{n+i} - suma strat ciśnienia na odcinku $n+i$
 H_{In} - strata ciśnienia przy przepływie powietrza
przez nieszczelności przegród budowlanych
 H_N - spręż wentylatora nawiewnego

Wykorzystując powyższy sposób zapisu, dla niektórych dalszych obiegów równania będą miały postać:

$$H_{n+i} + H_{2n+i} + H_{3n+i} - H_{i+1} - H_{n+i+1} - H_{2n+i+1} = 0$$

$$H_{In} - H_{n+1} - H_{i+1} + H_{n+i+1} - H_{In+1} = 0$$

$$H_1 + \dots + H_{i+1} + H_{n+i} + H_{2n+i} + H_{3n+i} + \dots + H_{3n+i+n} - H_N - H_w = 0$$

gdzie:

H_N, H_w - spręż wentylatorów nawiewnego i wywiewnego

itp.

W rzeczywistych warunkach obliczeniowych przy wstępnie założonych przepływach suma strat ciśnienia w każdym z obiegów najczęściej nie będzie równa 0 a równać się będzie określonej wartości x .

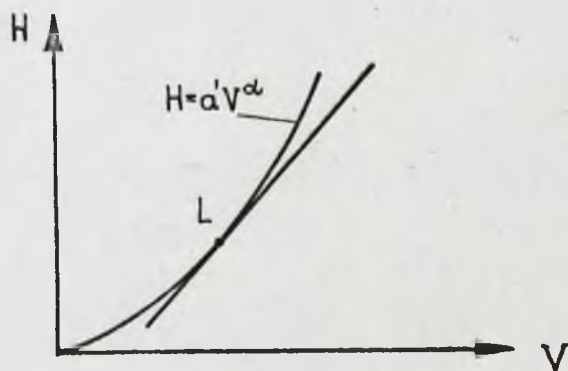
Przyjmując dopuszczalną odchyłkę niedomknięcia obiegu jako równą ε możemy uznać obieg za domknięty gdy: $x < \varepsilon$

Jeżeli natomiast $x > \varepsilon$ wtedy przepływy w poszczególnych obiegach muszą ulec zmianie, aż do osiągnięcia wartości $x < \varepsilon$. Korekta wstępnie założonych przepływów powinna być dokonywana zależnie od tego, czy w skład obiegu wchodzi czy też nie wchodzi wentylatory.

Dla pierwszego przypadku:

$$x = H_{n+1} + H_{2n+1} + H_{3n+1} - H_{i+1} - H_{n+i+1} - H_{2n+i+1} \quad /74/$$

Opisując rozpatrywany obieg charakterystyką hydrauliczną jak na rys. 25 jeden z punktów tej charakterystyki jest punktem określającym pracę tego elementu w rozpatrywanych warunkach /L/.



Rys. 25. Charakterystyka przewodu $H = f/V$

Krzywą na rys. 25 opisuje równanie ogólne:

$$H = a' V^{\alpha} \quad /75/$$

Prowadząc styczną do krzywej w punkcie L i różniczkując funkcję /75/, otrzymuje się:

$$\frac{dH}{dV} = \alpha \cdot a' \cdot V^{\alpha-1} \quad /76/$$

co po przekształceniu można zapisać następująco:

$$\frac{dH}{dV} = \frac{\alpha \cdot a \cdot V^{\alpha}}{V} \quad /77/$$

Wstawiając do /77/ zależność /75/ otrzymuje się

$$\frac{dH}{dV} = \alpha \frac{H}{V} \quad /78/$$

lub zmieniając na iloraz różnicowy

$$\frac{\Delta H}{\Delta V} \approx \alpha \frac{H}{V} \quad /79/$$

Dla poszczególnych działek rozpatrywanego obiegu zależność ta przybierze postać:

$$\Delta H_j = \alpha \frac{H}{V_j} \Delta V_j \quad /80/$$

Dla likwidacji występującego w rozpatrywanym obiegu niedomknięcia:

$$x + \sum \Delta H_j = 0 \quad /81/$$

wobec czego

$$\sum \Delta H_j = -x$$

$$\sum \Delta H_j = \alpha \sum \frac{H}{V_j} \Delta V_j \quad /82/$$

ΔV_j przyjmuje jednakową wartość dla wszystkich działek obiegu ale z odpowiednim znakiem, który zapewni spełnienie bilansu pomieszczenia.

$$\sum \Delta H_j = \alpha \Delta v \sum \frac{H_j}{v_j} \quad /83/$$

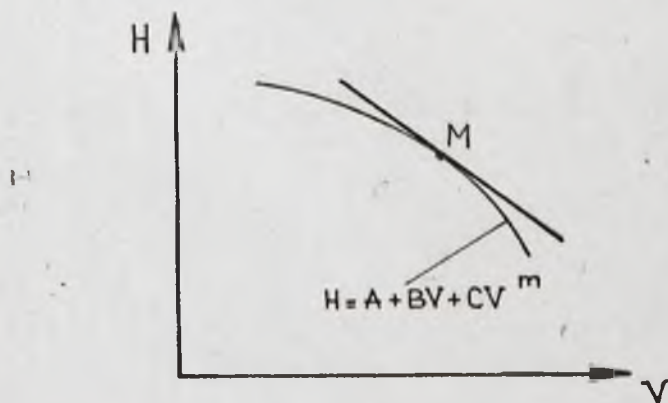
$$-x = \alpha \Delta v \sum \frac{H_j}{v_j}$$

$$\Delta v = \frac{-x}{\alpha \sum \frac{H_j}{v_j}} \quad /84/$$

Dla przypadku drugiego tj. gdy w skład obiegu wchodzi jeden lub dwa wentylatory - niedomknięcie x wynosić będzie:

$$x = H_1 + \dots + H_{i+1} + H_{n+i} + H_{2n+i} + H_{3n+i} + \dots + H_{3n+i+n} - H_N - H_w \quad /85/$$

W obieg ten również wchodzi wentylatory nawiewny i wywiewny, konieczne zatem jest przy określeniu wielkości niezbędnej korekty przepływu V - uwzględnienie skutków zmiany punktu pracy wentylatora /rys. 26/



Rys. 26. Charakterystyka wentylatora $H = f/V$

Równanie opisujące charakterystykę wentylatorów FK /5/ ma dla wentylatora nawiewnego postać:

$$H_N = A_{1n} + B_{1n} V_n + C_{1n} V_n^m \quad /86/$$

różniczkując je mamy:

$$\frac{dH_N}{dV} = B_{1n} + m_{1n} C_{1n} V_n^{m-1} \quad /87/$$

jeżeli /88/ zastąpimy ilorazem różnicowym będzie:

$$\Delta H_n = [B_{1n} + m_{1n} C_{1n} V_n^{m-1}] / \Delta V \quad /88/$$

podobne zależności dotyczą wentylatora wywiewnego

$$H_w = A_{1w} + B_{1w} V_w + C_{1w} V_w^m \quad /89/$$

$$\frac{dH_w}{dV} = B_{1w} + m_{1w} C_{1w} V_w^{m-1} \quad /90/$$

$$\Delta H_w = [B_{1w} + m_{1w} C_{1w} V_w^{m-1}] / \Delta V \quad /91/$$

Jeżeli rozpatrywany obieg jest niedomknięty

$$x > \varepsilon$$

to dla domknięcia obiegu wprowadzona poprawka musi spełniać zależność:

$$x + \sum \Delta H_j = 0$$

$$\sum \Delta H_j = -x$$

Uwzględniając /80/ wielkość poprawki przepływu ΔV dla rozpatrywanego obiegu, zapewniającej jego zamknięcie określić można następująco:

$$\Delta V = \frac{-x}{\alpha \sum \frac{H_j}{V_j} + /B_{1n} + m_{1n} C_{1n} V_{1n}^{m_{1n}-1} / + /B_{1w} + m_{1w} C_{1w} V_{1w}^{m_{1w}-1} /} \quad /92/$$

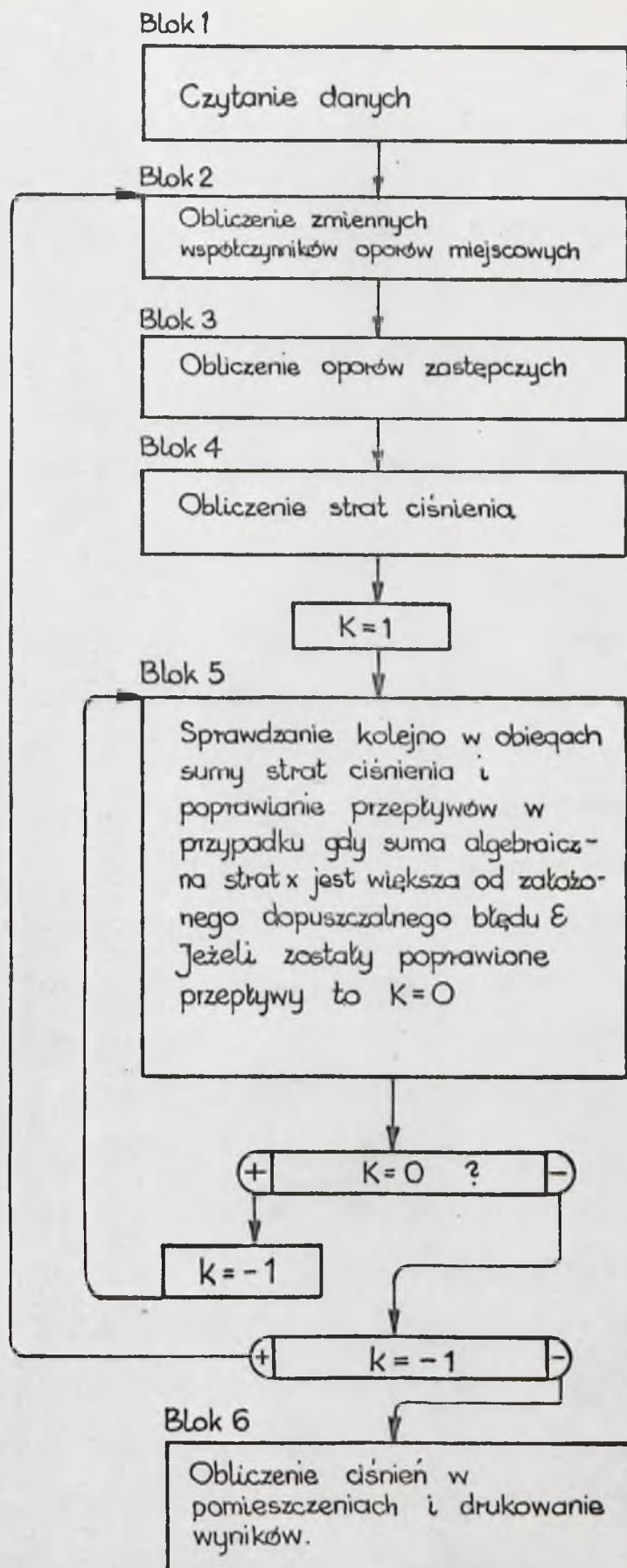
Zmieniony o ΔV przepływ powietrza w obiegu spowoduje zmianę oporów miejscowych w niektórych odcinkach co z kolei zmieni straty ciśnienia w tych odcinkach, a zatem musi być następne sprawdzenie czy straty ciśnienia w odcinkach dadzą domknięcie obiegu, jeżeli nie to oblicza się następną poprawkę aż do osiągnięcia $x < \varepsilon$.

Wprowadzanie poprawek przepływów i sprawdzanie domknięć we wszystkich obiegach danego układu następuje tak długo, aż ustalą się takie przepływy powietrza dla których we wszystkich rozpatrywanych obiegach wielkość niedomknięcia x będzie mniejsza od przyjętej dopuszczalnej odchyłki ε .

Ogólną kolejność obliczeń zilustrowano na rys. 27.

Wykorzystując wyżej przedstawione zależności można następująco opisać kolejność postępowania w przeprowadzanych przy pomocy ETO obliczeniach:

- a/ wprowadzenie do systemu obliczeniowego danych charakteryzujących rozpatrywany układ /Blok 1 rys. 27/
- b/ obliczenie zmiennych współczynników oporów miejscowych według zależności określonych w pkt 2 /Blok 2 i 3 rys. 27/
- c/ obliczanie strat ciśnienia na podstawie danych o przepływach w poszczególnych działkach /Blok 4 rys. 27/
- d/ dla określonego obiegu i, obliczenie sumy strat ciśnienia z uwzględnieniem ciśnień czynnych w pionowych odcinkach instalacji oraz ewentualnie sprężu wentylatora jeżeli



Rys. 27. Schemat ogólnej organizacji obliczeń.

znajduje się w rozpatrywanym obiegu, a następnie sprawdzenie czy niedomknięcie x w obiegu jest większe od założonej dopuszczalnej odchyłki ε . Jeżeli nie to obieg jest zamknięty, jeżeli tak to wprowadzona jest poprawka przepływów w odcinkach tworzących i -ty obieg. Wielkość poprawki określana według zasad opisanych powyżej.

Nowy przepływ z uwzględnieniem poprawki będzie wynosił:

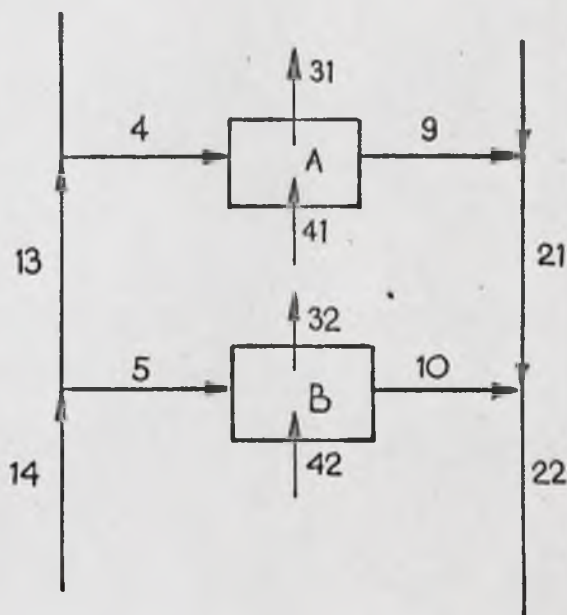
$$V_j' = V_j + \Delta V_j$$

przy czym zmiana przepływu o ΔV we wszystkich działkach określonego obiegu nie zachwieje bilansu powietrza w trójkach ponieważ do jednego obiegu mogą wejść tylko dwa ramiona trójkąta w których straty ciśnienia będą z odmiennymi znakami a wielkość poprawki ΔV w jednym ramieniu będzie dodawana a w drugim odejmowana. Również w przypadku obiegu przez pojedyncze pomieszczenie bilans powietrza zostanie zachowany ponieważ zawsze do obiegu wchodzi przepływ o różnych kierunkach w stosunku do pomieszczenia. Odjęcie zatem lub dodanie tej samej wartości ΔV do sumy powietrza dopływającego i odpływającego z pomieszczenia zmieni przepływy w poszczególnych działkach, nie spowoduje jednak zachwiania bilansu w pomieszczeniu. Dla przykładu można rozpatrzeć dowolnie wybrany element układu dla którego przyjęto konkretne oznaczenia numerów działek jak pokazano na rys. 28.

Przyjmując obieg według numerów działek z zachowaniem kierunku przepływu /oznaczając + lub -/ dla obiegu będzie

$$42; -5; 13; 4; -41$$

można sprawdzić jak zmiana przepływu ΔV w tym obiegu wpłynie na bilans powietrza w pomieszczeniu A.



Rys. 28. Dowolnie przyjęty element układu z oznaczeniami
działek

Przed wprowadzeniem poprawki ΔV bilans powietrza w pomiesz-
czeniu A był następujący

$$V_4 + V_{41} = V_9 + V_{31}$$

Po wprowadzeniu poprawki ΔV można napisać:

$$/V_4 + \Delta V/ + /V_{41} - \Delta V/ = V_9 + V_{31}$$

$$V_4 + V_{41} + \Delta V - \Delta V = V_9 + V_{31}$$

a więc widać, że bilans powietrza w pomieszczeniu został
zachowany.

Podobnie będzie jeżeli rozpatrzymy na przykład obieg

$$-5; 13; 4; 9; 21; -10$$

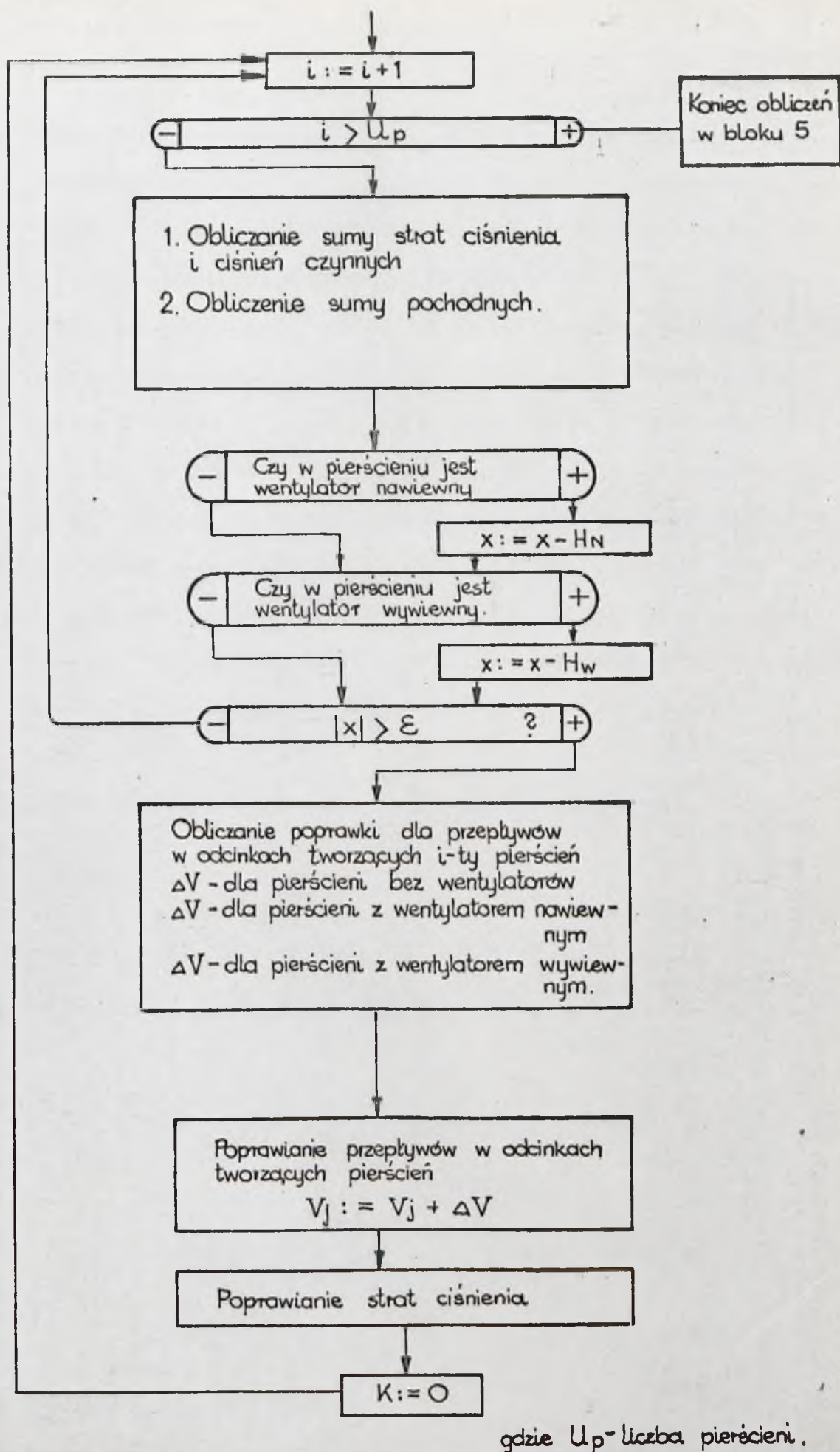
po wprowadzeniu poprawki w tym obiegu bilans w pomieszczeniu A będzie następujący:

$$/V_4 + \Delta V/ + V_{41} = /V_9 + \Delta V/ + V_{31}$$

$$V_4 + V_{41} + \Delta V = V_9 + V_{31} + \Delta V$$

czyli bilans powietrza w tym pomieszczeniu nie uległ zmianie. Można zatem stwierdzić, że wprowadzenie stałej poprawki we wszystkich działkach danego obiegu nie zachwieje bilansu powietrza w pomieszczeniu.

Końcowym efektem na tym etapie obliczeń będzie dla rozpatrywanego obiegu określenie nowych przepływów w działkach, zwiększonych lub zmniejszonych o ΔV przy niezmiennych współczynnikach strat miejscowych. Dla nowych przepływów następuje obliczenie strat ciśnienia. Z kolei do obliczeń przyjmowany jest następny obieg i+1, a obliczenia przebiegają jak poprzednio. Tak postępując oblicza się wszystkie obiegi i po obliczeniu ostatniego obiegu jest sprawdzenie czy w którymkolwiek z obiegów był poprawiony przepływ, jeżeli tak to obliczenia rozpoczynane są według kolejności zawartej w pkt d /Blok 5 rys. 27 oraz rys. 29/ Ponawianie obliczeń w punkcie d trwa aż do stwierdzenia, że przepływy w żadnym z obiegów nie były poprawiane. Jeżeli przepływy w obiegach nie były poprawiane, to proces obliczeń wraca do pkt b /Blok 2 rys. 27/ i dla określonych wcześniej poprawionych przepływów obliczone są nowe wartości współczynników oporów miejscowych i dalej kolejno wg punktów c,d przeprowadzone są obliczenia aż do momentu kiedy przejście obliczeń od punktu b do d /Blok 2 do Blok 5 rys. 27/ nie spowoduje jakichkolwiek poprawek.



Rys.29. Schemat organizacji obliczeń w bloku 5 rys.27.

e/ Jeżeli dwukrotne przejście obliczeń od pkt b do d nie wprowadzi poprawek, to znaczy, że proces obliczeń dobiegł końca i mogą być określone ciśnienia w pomieszczeniach. Ostatnim elementem procesu obliczeniowego jest drukowanie wyników /Blok 6 rys. 27/. Program na maszynę cyfrową Odra 1204 realizujący opisany powyżej sposób określania ilości powietrza dopływającego i odpływającego z grupy pomieszczeń połączonych układem wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej, nieszczelnościami w przegrodzie i kanałem grawitacyjnym, podano w załączniku 1. Program jest tak skonstruowany, że można w nim eliminować poszczególne części układu i w ten sposób przystosować go do określonych warunków.

4. PRZYKŁAD OBLICZENIOWY

Przykład obliczeniowy przygotowano na podstawie projektu oraz inwentaryzacji instalacji wentylacji mechanicznej pomieszczeń apteki w Instytucie Reumatologicznym w Warszawie. Przygotowanie przykładu obliczeniowego na podstawie obiektu rzeczywistego wynikało z konieczności weryfikacji przyjętej metody obliczeniowej poprzez pomiary w warunkach rzeczywistych. Przyjęto zespół pięciu pomieszczeń usytuowanych na jednej kondygnacji wyposażony w instalację wentylacji mechanicznej nawiewnej oraz instalację wentylacji mechanicznej wywiewnej /kanałów wentylacji grawitacyjnej w pomieszczeniach nie posiadały/. Zakończenia przewodów instalacji nawiewnej wprowadzonych do pomieszczeń, uzbrojone były w filtry ligninowe za wyjątkiem odgałęzienia w pomieszczeniu 2. Przegrody między pomieszczeniami przyjęto za całkiem szczelne a zatem nie uwzględniono przepływów przez przegrody wewnętrzne.

Dla określenia przepływów powietrza przez przegrody zewnętrzne pomieszczeń założono, że ciśnienie zewnętrzne p_a jest równe ciśnieniu atmosferycznemu oraz że z pewnym przybliżeniem równe ciśnieniu w korytarzu. Wartość bezwzględna ciśnienia p_a przyjęto jako równą 10000 kg/m^2 . Takie założenia znacznie uprościły obliczenia nie zniekształcając rozpatrywanego problemu.

Część odcinków instalacji nawiewnej jak i wywiewnej prowadzona była pionowo, uwzględniono zatem występujące w nich ciśnienie grawitacyjne.

Dane wyjściowe do obliczeń zestawiono w tabl. 20, 21.

Tabl. 20.

Dane do obliczeń instalacji wentylacji mechanicznej
nawiewnej oraz wywiewnej

Nr działki	l	d _r	$\sum \zeta_{st.}$	d _{kr}	d _N
	m	m		m	m
1	6.00	0.247	5.46	0.154	0.564
2	10.00	0.270	5.37	-	0.374
3	4.50	0.180	8.80	0.085	0.356
4	9.00	0.247	9.85	0.154	0.504
5	10.00	0.330	4.40	0.264	0.713
6	5.00	0.220	2.65	0.170	0.282
7	14.50	0.292	5.08	-	0.451
8	7.00	0.150	2.75	0.104	0.150
9	5.00	0.190	1.99	0.123	0.240
10	12.50	0.355	3.89	0.244	0.586
11	3.00	0.333	0.90		
12	2.50	0.355	0.00		
13	1.00	0.355	0.00		
14	31.00	0.490	3.70		
15	0.00	0.728	15.70		
16	0.00	1.580	102.00		
17	10.00	0.660	6.00		
18	4.00	0.355	1.28		
19	0.50	0.355	0.35		
20	8.00	0.415	0.17		
21	25.00	0.490	3.34		
22	15.00	0.550	4.90		

$\sum \zeta_{st}$ obejmuje tylko współczynniki strat miejscowych stałe,
natomiast współczynniki strat miejscowych zmienne /zależne
od przepływu powietrza/ obliczono wg odpowiednich zależności.

- l - długość działki, m
- d_r - średnica zastępcza przewodu, m
- $\sum \zeta_{st}$ - suma współczynników strat miejscowych
stałych w działce
- d_{kr} - średnica kryzy, m
- d_N - średnica zastępcza nawiewnika, m

Tabl. 21.

Dane do obliczeń w przykładzie

Nr pom.	$\Sigma(\epsilon_f F)_o + \Sigma(\epsilon_f F)_d$	n	t_p °C	t_N °C	t_z °C
1	99,2	0,67	18	8	6
2	144,7	0,67	18	8	6
3	42,0	0,67	18	8	6
4	130,1	0,67	18	8	6
5	246,8	0,67	18	8	6

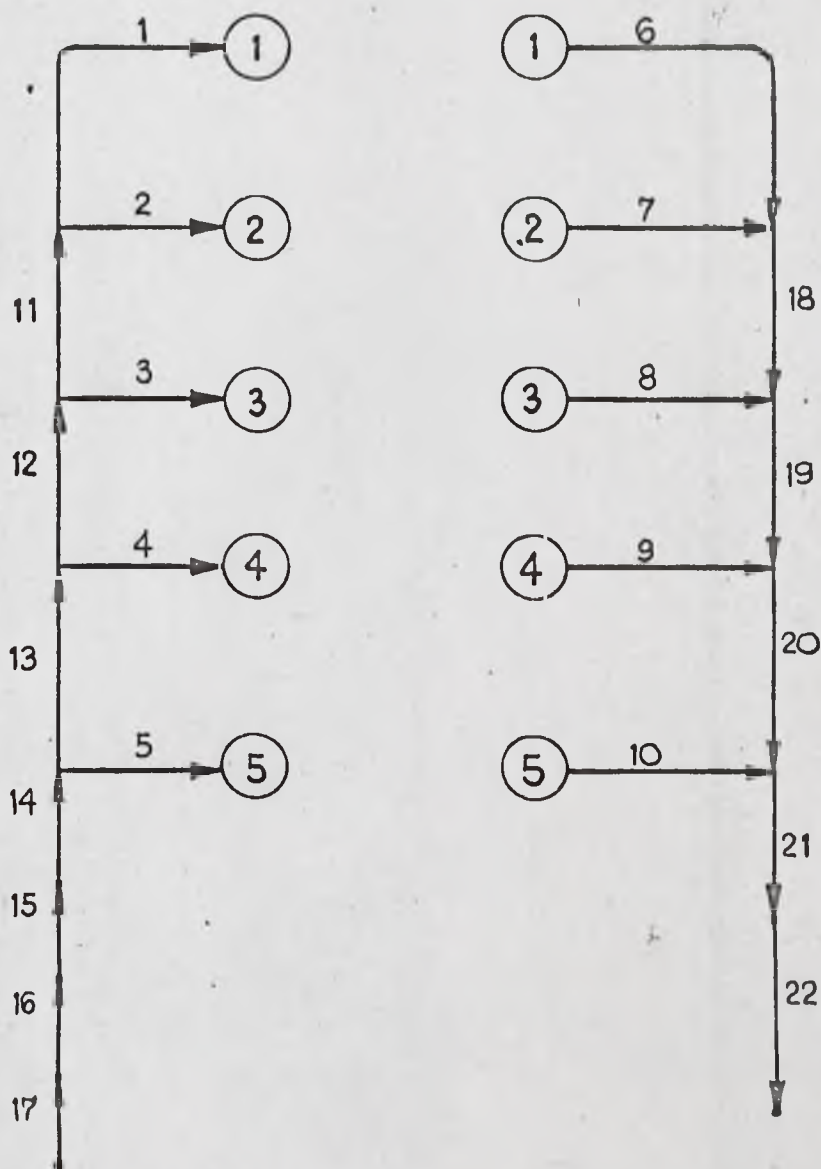
Obliczenia przeprowadzono przy różnych zakłóceniach w pracy układu. Przyjęcie szeregu wariantów pracy pozwoliło na przeanalizowanie pracy instalacji wentylacji mechanicznej w różnych warunkach.

Wariant 1

Układ pracuje w warunkach zakładanych, w praktyce projektowej to znaczy, że panujące w pomieszczeniach ciśnienie p_{xi} jest równe ciśnieniu zewnętrznemu p_a .

Instalacje wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej traktuje się tak jakby usytuowane były w wolnej przestrzeni rys. 30 przy czym odgałęzienia 1, 3, 4, 5 zakończone są filtrami ligninowymi $\xi = 400$, a współczynnik ten odniesiony jest do całkowitej powierzchni materiału filtracyjnego.

Wyniki obliczeń zestawiono w tabl. 22.



Rys. 30. Wariant 1 przepływu przez wszystkie odgałęzienia
w pomieszczeniach $p_{x1} = p_a$

Następnie przeprowadzono obliczenia dla wariantu 1 przy
zdejętych filtrach ligninowych. Wyniki zestawiono w tabl. 23.

Tabl. 22.

Wyniki obliczeń dla wariantu 1 /nawiewniki z filtrami/

Nr	Px	Vnaw	Vwyw
1	10000.00	860.38	1016.69
2	10000.00	2002.59	1632.35
3	10000.00	320.29	409.76
4	10000.00	770.74	649.61
5	10000.00	1798.42	2237.36

Nr	Dzzm	Vj	DelH	DelHl	DelHm
1	10.293	860.38	47.35	.82	46.53
2	1.831	2002.59	47.35	4.10	43.25
3	36.297	320.29	53.92	.48	53.45
4	10.773	770.74	54.57	1.01	53.56
5	2.899	1798.42	55.03	1.27	53.76
6	3.184	1016.69	21.37	1.62	19.74
7	1.526	1632.35	21.37	2.80	18.57
8	6.612	409.76	26.63	2.82	23.82
9	9.025	649.61	28.83	1.47	27.36
10	8.279	2237.36	31.07	1.65	29.42
11	.221	2862.97	6.58	.85	5.73
12	.002	3183.26	.64	.63	.01
13	.011	3954.00	.45	.37	.08
14	.058	5752.42	21.28	4.73	16.55
15	.000	5752.42	14.19	.00	14.19
16	.000	5752.42	4.15	.00	4.15
17	.000	5752.42	8.38	.36	8.03
18	.061	2649.04	5.26	.72	4.55
19	.108	3058.80	2.19	.12	2.07
20	.113	3708.40	2.24	1.24	1.01
21	.231	5945.76	20.85	4.05	16.79
22	.000	5945.76	15.90	1.38	14.52

Hn = 102.89

Hw = 68.44

gdzie:

Dzzm - suma współczynników oporów zmiennych w działce

DelHl - liniowe straty ciśnienia w działce, kg/m^2

DelHm - miejscowe straty ciśnienia w działce, kg/m^2

DelH - całkowite straty ciśnienia w działce, kg/m^2

Px - ciśnienie w pomieszczeniu, kg/m^2

Hn - spręż wentylatora nawiewnego, kg/m^2

Hw - spręż wentylatora wywiewnego, kg/m^2

Vj - ilość powietrza w działce, m^3/h

Tabl. 23.

Wyniki obliczeń dla wariantu 1 /nawiewniki bez filtrów/

Nr	P	Vnaw	Vwyw
1	10000.00	969.35	1020.64
2	10000.00	1674.54	1639.37
3	10000.00	336.38	411.40
4	10000.00	918.55	651.95
5	10000.00	2675.08	2245.27

Nr	Dzzm	V	DelH	DelHl	DelHm
1	10.973	969.35	32.91	1.02	31.89
2	1.758	1674.54	32.91	2.96	29.95
3	36.937	336.38	38.39	.52	37.87
4	11.702	918.55	38.95	1.38	37.57
5	3.513	2675.08	39.44	2.61	36.84
6	3.189	1020.64	21.55	1.63	19.92
7	1.526	1639.37	21.55	2.82	18.73
8	6.618	411.40	26.86	2.84	24.02
9	9.039	651.95	29.07	1.48	27.59
10	8.296	2245.27	31.33	1.66	29.67
11	.187	2643.88	5.47	.73	4.74
12	.003	2980.26	.57	.56	.01
13	.017	3898.81	.49	.36	.13
14	.090	6573.89	27.82	6.03	21.79
15	.000	6573.89	18.53	.00	18.53
16	.000	6573.89	5.43	.00	5.43
17	.000	6573.89	10.94	.46	10.48
18	.061	2660.00	5.31	.72	4.58
19	.108	3071.40	2.21	.12	2.09
20	.113	3723.36	2.26	1.24	1.02
21	.231	5968.63	21.00	4.08	16.92
22	.000	5968.63	16.03	1.39	14.63

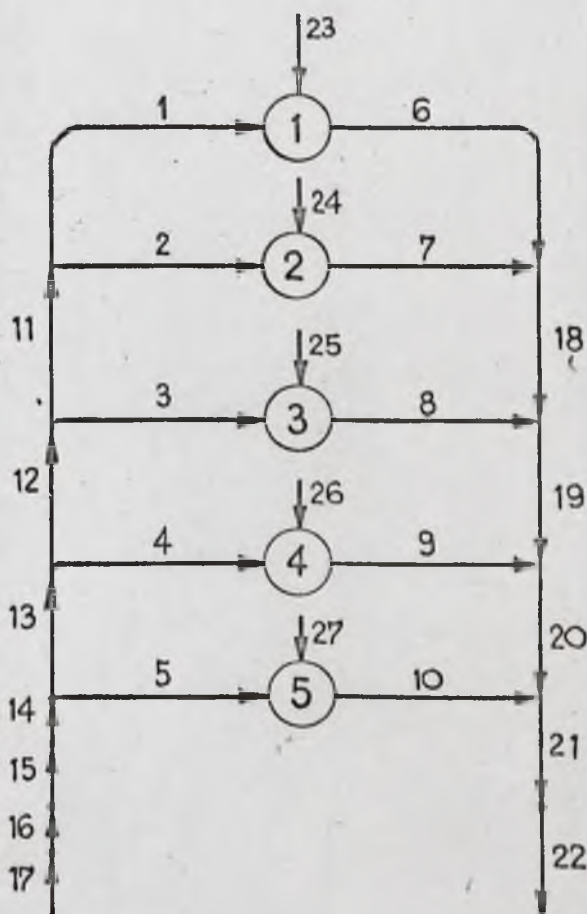
Hn = 102.15

Hw = 68.35

Wariant 2

Układ pracuje w warunkach rzeczywistych, okna i drzwi zamknięte, w pomieszczeniach występują różne ciśnienia p_{xi} jako wynik wyrównania ciśnień w instalacji nawiewnej i wywiewnej z uwzględnieniem strat ciśnienia przy przepływie przez nieszczelności okien i drzwi /rys. 31/. Odgałęzienia 1, 3, 4, 5 zakończono filtrami ligninowymi. Wyniki zestawiono w tabl. 24.

Wyniki obliczeń dla wariantu 2 przy zdjętych filtrach ligninowych zestawiono w tabl. 25.



Rys. 31. Wariant 2. Przepływy przez wszystkie odgałęzienia, w pomieszczeniach ciśnienia p_{xi}

Tabl. 24.

Wyniki obliczeń dla wariantu 2 /nawiewniki z filtrami/

Nr	Px	Vnaw	Vwyw.	Vinf.
1	9998.75	872.43	987.77	115.35
2	10002.26	1959.12	1709.05	-250.07
3	9997.90	326.09	395.21	69.12
4	10000.76	765.83	657.28	-108.54
5	9998.23	1826.84	2188.12	361.28

Nr	Dzzm	Vj	DelH	DelHl	DelHm
1	10.368	872.43	48.80	.84	47.96
2	1.823	1959.12	45.28	3.94	41.35
3	36.527	326.09	56.07	.49	55.58
4	10.743	765.83	53.84	.99	52.84
5	2.920	1826.84	56.82	1.30	55.52
6	3.145	987.77	20.05	1.54	18.51
7	1.579	1709.05	23.56	3.04	20.52
8	6.498	395.21	24.52	2.64	21.89
9	9.075	657.28	29.64	1.50	28.14
10	8.137	2188.12	29.39	1.59	27.81
11	.217	2831.55	6.42	.83	5.59
12	.003	3157.64	.63	.62	.01
13	.011	3923.47	.45	.37	.08
14	.060	5750.31	21.27	4.73	16.54
15	.000	5750.31	14.18	.00	14.18
16	.000	5750.31	4.15	.00	4.15
17	.000	5750.31	8.38	.36	8.02
18	.029	2696.83	5.34	.74	4.60
19	.110	3092.04	2.24	.12	2.13
20	.113	3749.32	2.29	1.26	1.03
21	.236	5937.44	20.82	4.04	16.77
22	.000	5937.44	15.86	1.38	14.48

Hn = 102.89

Hw = 68.47

Tab. 25.

Wyniki obliczeń dla wariantu 2 /nawiewniki bez filtrów/

Nr	Px	Vnaw	Vwyw	Vinf
1	9999.85	978.80	1006.36	27.57
2	10000.24	1684.15	1628.49	-55.67
3	9998.60	344.24	396.98	52.73
4	10002.39	900.47	666.90	-233.56
5	10001.79	2640.80	2275.99	-364.81

Nr	Dzzm	Vj	DelH	DelH1	DelHm
1	11.032	978.80	33.67	1.03	32.63
2	1.758	1684.15	33.28	2.99	30.29
3	37.249	344.24	40.47	.54	39.93
4	11.588	900.47	37.25	1.33	35.92
5	3.489	2640.80	38.33	2.55	35.79
6	3.170	1006.36	20.89	1.59	19.30
7	1.531	1628.49	21.28	2.79	18.50
8	6.536	396.98	24.83	2.66	22.17
9	9.184	666.90	30.79	1.54	29.25
10	8.384	2275.99	32.41	1.70	30.70
11	.187	2662.95	5.55	.74	4.81
12	.003	3007.19	.58	.56	.01
13	.016	3907.66	.48	.36	.12
14	.089	6548.45	27.60	5.98	21.62
15	.000	6548.45	18.38	.00	18.38
16	.000	6548.45	5.38	.00	5.38
17	.000	6548.45	10.85	.45	10.40
18	.058	2634.85	5.20	.71	4.49
19	.109	3031.83	2.15	.11	2.04
20	.109	3698.73	2.22	1.23	.99
21	.227	5974.72	21.03	4.09	16.94
22	.000	5974.72	16.06	1.40	14.66

Hn = 102.21

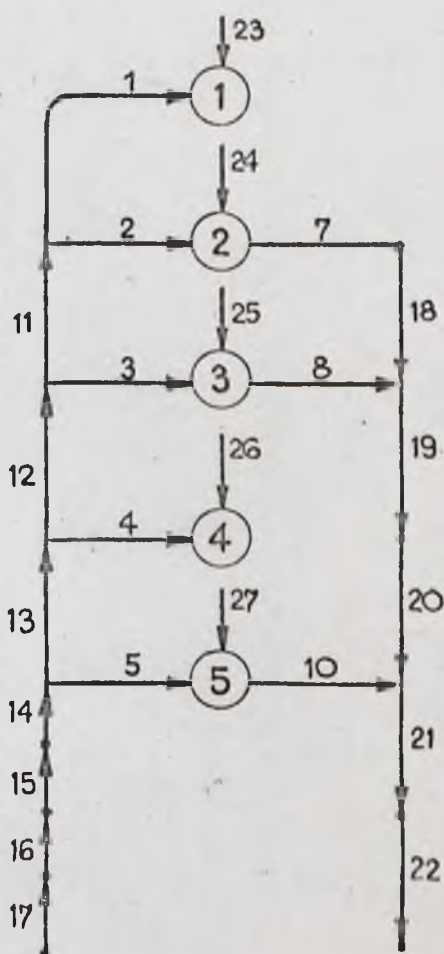
Hw = 68.33

Wariant 3

Pracę układu zakłócono poprzez wyłączenie odgałęzień 6 i 9 w instalacji wentylacji mechanicznej wywiewnej rys. 32. Odgałęzienia 1, 3, 4, 5 instalacji nawiewnej zakończone filtrami ligninowymi.

Wyniki zestawiono w tabl. 26.

Wyniki przeprowadzonych obliczeń przy zdjętych filtrach podano w tabl. 27.



Rys. 32. Wariant 3. Wyłączony wywiew w pomieszczeniach 1,4.

Tabl. 26.

Wyniki obliczeń dla wariantu 3 /z filtrami na nawiewnikach/

Nr	Px	Vnaw	Vwyw	Vinf
1	10018.60	703.30	.00	-703.30
2	9999.66	2043.27	2113.75	70.48
3	9994.83	337.94	464.24	126.30
4	10012.18	694.54	.00	-694.54
5	9996.39	1876.75	2460.37	583.62

Nr	Dzzm	Vj	DelH	DelHl	DelHm
1	9.312	703.30	30.66	.57	30.09
2	1.887	2043.27	49.61	4.25	45.36
3	36.997	337.94	60.61	.53	60.08
4	10.297	694.54	43.85	.83	43.02
5	2.958	1876.75	60.05	1.37	58.68
6	.934	.00	.00	.00	.00
7	2.516	2113.75	40.28	4.47	35.81
8	7.302	464.24	36.36	3.53	32.82
9	2.811	.00	.00	.00	.00
10	9.223	2460.37	40.30	1.96	38.33
11	.245	2746.57	6.17	.78	5.39
12	.003	3084.50	.60	.59	.01
13	.010	3779.05	.41	.34	.07
14	.064	5655.79	20.61	4.59	16.02
15	.000	5655.79	13.71	.00	13.71
16	.000	5655.79	4.02	.00	4.02
17	.000	5655.79	8.11	.35	7.76
18	-1.084	2113.75	.90	.48	.42
19	.072	2577.99	1.44	.09	1.35
20	.000	2577.99	.93	.64	.29
21	.098	5038.36	14.61	3.00	11.61
22	.000	5038.36	11.45	1.03	10.43

Hn = 102.75
Hw = 70.60

Tabl. 27.

Wyniki obliczeń dla wariantu 3 /bez filtrów na nawiewnikach/

Nr	Px	Vnaw	Vwyw	Vinf
1	10019.54	726.87	.00	-726.87
2	9997.73	1806.65	2056.93	250.28
3	9996.02	362.60	468.62	106.02
4	10014.65	786.11	.00	-786.11
5	10000.69	2746.98	2553.72	-193.26

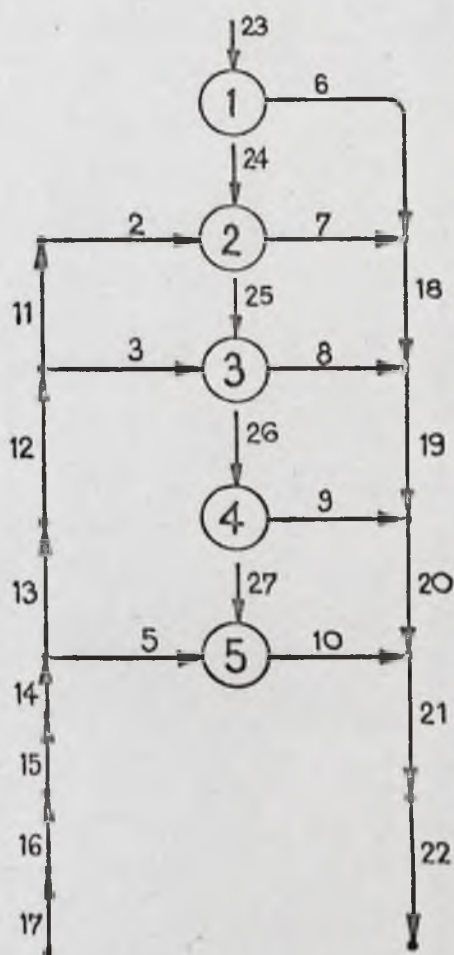
Nr	Dzxm	Vj	DelH	DelHl	DelHm
1	9.459	726.87	16.89	.60	16.28
2	1.850	1806.65	38.69	3.40	35.29
3	37.980	362.60	45.60	.60	45.00
4	10.870	786.11	27.50	1.04	26.46
5	3.575	2746.98	41.88	2.74	39.14
6	.934	.00	.00	.00	.00
7	2.515	2056.93	38.16	4.26	33.90
8	7.382	468.62	37.31	3.60	33.71
9	2.811	.00	.00	.00	.00
10	9.490	2553.72	44.24	2.10	42.14
11	.228	2533.52	5.19	.68	4.52
12	.004	2896.12	.54	.53	.02
13	.014	3682.23	.42	.33	.09
14	.098	6429.21	26.67	5.79	20.88
15	.000	6429.21	17.72	.00	17.72
16	.000	6429.21	5.19	.00	5.19
17	.000	6429.21	10.46	.44	10.03
18	-1.084	2056.93	.85	.45	.40
19	.065	2525.55	1.36	.08	1.28
20	.000	2525.55	.90	.62	.28
21	.074	5079.27	14.76	3.04	11.72
22	.000	5079.27	11.64	1.04	10.60

Hn = 102.48
Hw = 70.56

Wariant 4

W instalacji wentylacji mechanicznej nawiewnej wyłączono odgałęzienia 1, 4 rys. 33. Odgałęzienia 3, 5 zakończono filtrami ligninowymi. Wyniki zestawiono w tabl. 28.

Natomiast wyniki obliczeń bez filtrów ligninowych podano w tab.29.



Rys. 33. Wariant 4. Wyłączony nawiew w pomieszczeniach 1, 4.

Tabl. 28.

Wyniki obliczeń dla wariantu 4 /z filtrami na nawiewnikach/

Nr	Px	Vnaw	Vwyw	Vinf
1	9982.81	.00	666.98	666.98
2	10002.70	2125.87	1844.53	-281.34
3	9998.03	349.69	415.87	66.19
4	9990.61	.00	583.49	583.49
5	9998.56	1953.66	2268.22	314.57

Nr	Dzzm	Vj	DelH	DelHl	DelHm
1	4.867	.00	.00	.00	.00
2	2.320	2125.87	56.49	4.56	51.93
3	37.481	349.69	65.32	.56	64.76
4	4.867	.00	.00	.00	.00
5	3.081	1953.66	65.36	1.47	63.89
6	2.683	666.98	8.52	.75	7.77
7	1.862	1844.53	28.41	3.49	24.92
8	6.716	415.87	27.70	2.89	24.80
9	8.516	583.49	22.26	1.21	21.05
10	8.412	2268.22	32.26	1.69	30.57
11	.400	2125.87	4.16	.49	3.66
12	.005	2475.56	.41	.40	.02
13	.000	2475.56	.16	.16	.00
14	.103	4429.21	12.87	2.94	9.93
15	.000	4429.21	8.41	.00	8.41
16	.000	4429.21	2.46	.00	2.46
17	.000	4429.21	4.98	.22	4.76
18	-.195	2511.51	3.96	.65	3.31
19	.105	2927.38	1.99	.11	1.88
20	.119	3510.87	2.04	1.12	.92
21	.217	5779.09	19.65	3.85	15.81
22	.000	5779.09	15.03	1.32	13.72

Hn = 92.52

Hw = 69.01

Tabl. 29 .

Wyniki obliczeń dla wariantu 4 /bez filtrów na nawiewnikach/

Nr	Px	Vnaw	Vwyw	Vinf
1	9983.22	.00	656.24	656.24
2	10002.06	2035.10	1800.33	-234.77
3	9999.71	402.25	420.73	18.48
4	9990.81	.00	575.09	575.09
5	10004.36	3059.55	2398.10	-661.45

Nr	Dzzm	Vj	DelH	DelHl	DelHm
1	4.867	.00	.00	.00	.00
2	2.322	2035.10	51.82	4.22	47.60
3	39.581	402.25	58.00	.72	57.27
4	4.867	.00	.00	.00	.00
5	3.909	3059.55	53.91	3.33	50.58
6	2.667	656.24	8.23	.73	7.50
7	1.857	1800.33	27.06	3.34	23.72
8	6.777	420.73	28.51	2.96	25.55
9	8.465	575.09	21.53	1.18	20.35
10	8.773	2398.10	37.04	1.87	35.17
11	.400	2035.10	3.81	.46	3.36
12	.008	2437.35	.41	.39	.02
13	.0000	2437.35	.15	.15	.00
14	.151	5496.91	19.84	4.36	15.48
15	.000	5496.91	12.95	.00	12.95
16	.000	5496.91	3.79	.00	3.79
17	.000	5496.91	7.66	.33	7.33
18	-.191	2456.57	3.80	.63	3.17
19	.102	2877.30	1.91	.10	1.81
20	.119	3452.39	1.98	1.09	.89
21	.200	5850.50	20.06	3.93	16.12
22	.000	5850.50	15.40	1.34	14.06

Hn = 102.37

Hw = 68.77

4.1. W y n i k i o b l i c z e ń

W celu określenia zmian w pracy układu na podstawie wyników obliczeń sporządzono zestawienie zbiorcze dla różnych wariantów.

Dla instalacji wentylacji mechanicznej nawiewnej pracującej z założonymi w odgałęzieniach 1, 3, 4, 5 filtrami ligninowymi wyniki przedstawia tabl. 30.

Z porównania wartości rozpyłów powietrza w odgałęzieniach wynika, że wywołane w pracy instalacji zakłócenia w wyraźny sposób zmieniają ilości powietrza w poszczególnych odgałęzieniach jak również powodują zmiany ciśnień w pomieszczeniach związane z innymi niż zakładano w wariancie projektowym przepływami powietrza przez nieszczelności w przegrodach. W przeprowadzanej analizie wyników obliczeń szczególnie interesowano się pomieszczeniami w których zmiany warunków były skutkiem zakłóceń w innych pomieszczeniach.

W tabl. 30 kolejne warianty 2, 3, 4 porównywano z wariantem 1. Wartości odchylenia w ilościach powietrza w stosunku do wariantu podstawowego podano w %.

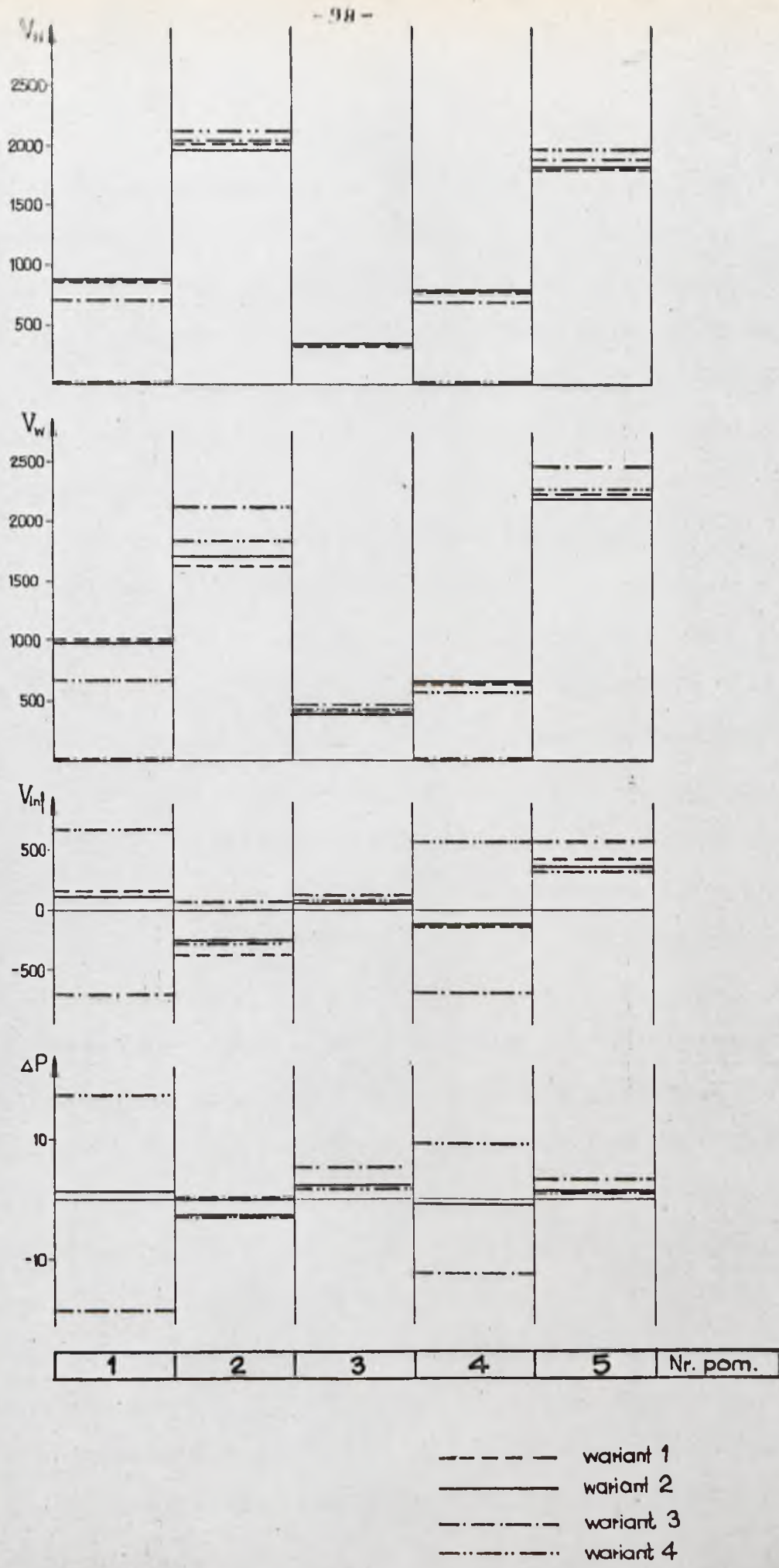
Maksymalne odchylenia dla instalacji nawiewnej /poza pomieszczeniami w których powstało zakłócenie/ wystąpiły w pomieszczeniu 5 przy wariancie 4; 9,6% a dla instalacji wywiewnej w pomieszczeniu 2 przy wariancie 3; 30,1%.

Na sporządzonych w oparciu o tabl. 30 wykresach rys. 34 podano zmiany przepływów powietrza dla nawiewu, wywiewu, infiltracji oraz zmiany ciśnień w pomieszczeniach w zależności od występujących zakłóceń wg wariantów 2, 3, 4.

Tabl. 30

Zestawienie wyników obliczeń /przy założonych filtrach na nawiewnikach/

Nr pom	V_{ON1} m^3/h	V_{ON2} m^3/h	ΔV_N m^3/h	$\frac{\Delta V_{N2-1}}{V_{ON1}} \cdot 100$ %	V_{OW1} m^3/h	V_{OW2} m^3/h	ΔV_{OW2-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{ON2-1}}{V_{OW1}} \cdot 100$ %	V_{inf1} m^3/h	V_{inf2} m^3/h	ΔV_{inf} m^3/h	Δp_2 kg/m^2
1	860	872	12	1,39	1016	987	-29	-2,9	156	115	-41	1,25
2	2003	1959	-43	-2,14	1632	1709	77	4,7	-370	-250	-120	-2,26
3	320	326	6	1,9	409	395	-14	-3,4	89	69	-20	2,10
4	770	765	-5	-0,6	649	657	8	1,2	-121	-108	-13	-0,76
5	1798	1826	28	1,5	2237	2188	-49	-2,2	439	361	-79	1,77
Nr pom	V_{ON1} m^3/h	V_{ON3} m^3/h	ΔV_N m^3/h	$\frac{\Delta V_{N3-1}}{V_{ON1}} \cdot 100$ %	V_{OW1} m^3/h	V_{OW3} m^3/h	ΔV_{OW3-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{ON3-1}}{V_{OW1}} \cdot 100$ %	V_{inf1} m^3/h	V_{inf3} m^3/h	ΔV_{inf} m^3/h	Δp_3 kg/m^2
1	860	703	-157	-19,2	1016	-	-1016	-100,0	156	-703	959	-18,60
2	2002	2043	41	2,0	1632	2113	491	30,1	-370	70	440	0,34
3	320	337	17	5,3	409	464	55	13,4	89	126	37	5,17
4	770	694	-76	-9,8	649	-	-649	-100,0	-121	-694	-573	-12,18
5	1798	1876	79	4,4	2237	2460	223	9,9	439	583	144	3,61
Nr pom	V_{ON1} m^3/h	V_{ON4} m^3/h	ΔV_N m^3/h	$\frac{\Delta V_{N4-1}}{V_{ON1}} \cdot 100$ %	V_{OW1} m^3/h	V_{OW4} m^3/h	ΔV_{OW4-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{ON4-1}}{V_{OW1}} \cdot 100$ %	V_{inf1} m^3/h	V_{inf4} m^3/h	ΔV_{inf} m^3/h	Δp_4 kg/m^2
1	860	-	-860	-100,0	1016	666	-350	-34,4	156	666	510	17,19
2	2002	2125	123	6,1	1632	1844	212	12,9	-370	-281	89	-2,70
3	320	349	29	9,0	409	415	6	1,4	89	66	-23	1,93
4	770	-	-770	-100,0	649	583	-66	-10,1	-121	583	704	9,39
5	1798	1953	155	9,6	2237	2268	31	1,4	439	314	-125	1,44



Rys. 34. Zmiany V_m, V_w, V_{int}, P_x w pomieszczeniach w zależności od warunków określonych wariantami 1,2,3,4 przy założonych

Dla układu pracującego z instalacją wentylacji mechanicznej nawiewnej bez filtrów na zakończeniach przewodów odgałęźnych wyniki obliczeń podano w tabl. 31. Kolejne warianty zakłóceń 2, 3, 4 porównano z wariantem 1. Maksymalne odchylenia dla instalacji nawiewnej /poza pomieszczeniami w których powstało zakłócenie/ wystąpiły w pomieszczeniu 2 przy wariancie 4 i wynosiły 21,5% a dla instalacji wywiewnej w pomieszczeniu 2 przy wariancie 3 wyniosły 26,0%. Dokładny przebieg zmian przedstawiono graficznie na rys. 35.

Analizując wyniki obliczeń można stwierdzić, że dla układu z instalacją nawiewną bez filtrów odchylenia w ilościach przepływającego w odgałęzieniach powietrza zarówno dla instalacji nawiewnej jak i wywiewnej były większe. Na przykład przy wariancie 4 w pomieszczeniach 2, 3, 5 dla krutek nawiewnych z filtrem odchylenia odpowiednio wynosiły: 6,1%; 9,0%; 9,6% a przy zdjętych filtrach wartości dla pomieszczeń 2, 3, 5 były następujące: 21,5%; 19,6%; 14,3%.

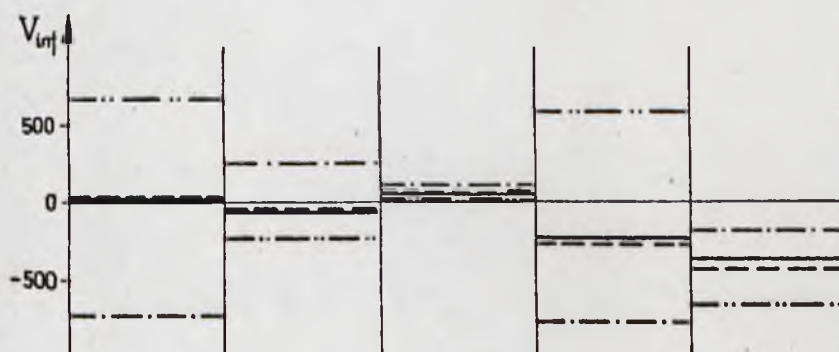
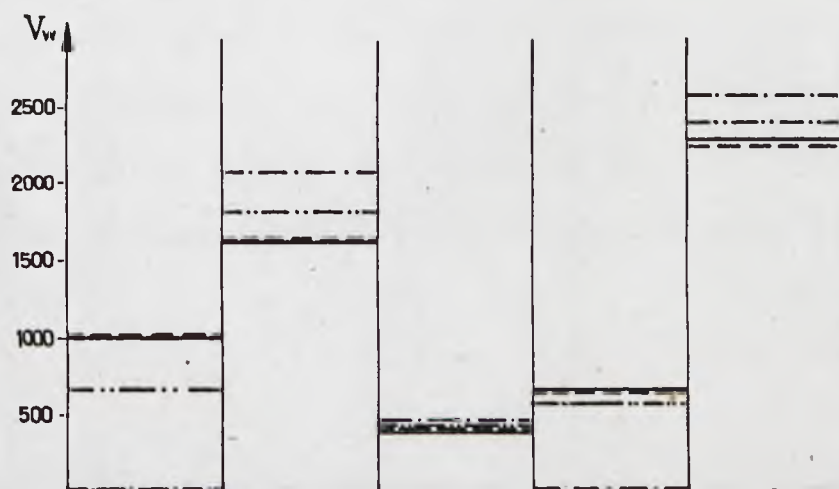
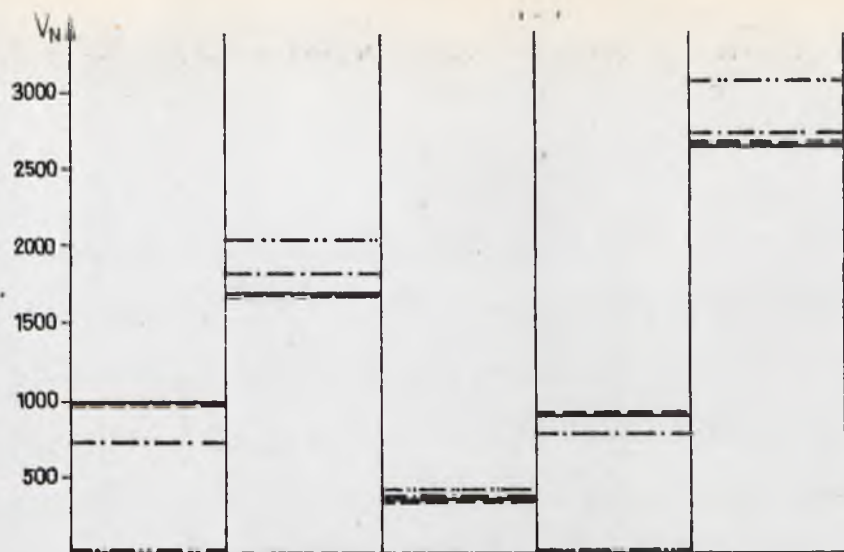
Wyraźną ilustracją przebiegu zmian przepływów powietrza w omawianym układzie, spowodowanych występującymi zakłóceniami są wielkości ciśnień w poszczególnych pomieszczeniach.

Różnice ciśnień między ciśnieniem w pomieszczeniu a ciśnieniem zewnętrznym dla różnych wariantów zakłóceń przybierały różne wartości np. w pomieszczeniu 5 z tabl. 31 dla kolejnych wariantów zakłóceń 2, 3, 4 wielkości różnicy ciśnień były następujące -1,79; -0,69; -4,36, a dla omawianego pomieszczenia 5 założenie filtrów ligninowych w odgałęzieniach nawiewnych spowodowało przy zakłóceniu /wariant 4/ zmianę różnicy ciśnień z -4,36 na 1,44.

Tabl. 31

Zestawienie wyników obliczeń /bez filtrów na nawiewnikach/

Nr pom.	V_{ON1} m^3/h	V_{ON2} m^3/h	ΔV_{N2-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{N2-1}}{V_{ON1}} \cdot 100$ %	V_{OW1} m^3/h	V_{OW2} m^3/h	ΔV_{OW2-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{OW2-1}}{V_{OW1}} \cdot 100$ %	V_{inf1} m^3/h	V_{inf2} m^3/h	ΔV_{inf2-1} m^3/h	Δp_2 kg/m^2
1	969	978	9	0,9	1016	1006	-10	-1,0	47	27	-20	0,15
2	1675	1684	9	0,5	1632	1628	-4	-0,2	-43	-55	-12	0,24
3	336	344	8	2,4	409	396	-13	3,2	73	52	-21	1,40
4	919	900	-19	-2,1	649	666	17	2,6	-270	-233	37	-2,39
5	2676	2640	-36	-1,3	2237	2275	38	1,7	-439	-364	75	-1,79
Nr pom.	V_{ON1} m^3/h	V_{ON3} m^3/h	ΔV_{N3-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{N3-1}}{V_{ON1}} \cdot 100$ %	V_{OW1} m^3/h	V_{OW3} m^3/h	ΔV_{OW3-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{OW3-1}}{V_{OW1}} \cdot 100$ %	V_{inf1} m^3/h	V_{inf3} m^3/h	ΔV_{inf3-1} m^3/h	Δp_3 kg/m^2
1	969	726	-243	-25,1	1016	-	-1016	-100,0	47	-726	-773	-19,54
2	1675	1806	131	7,8	1632	2056	424	26,0	-43	250	293	2,27
3	336	362	26	7,7	409	468	59	14,4	73	106	33	3,98
4	919	786	-133	-14,5	649	-	-649	-100,0	-270	-786	516	-14,65
5	2676	2746	70	2,6	2237	2553	316	14,1	-439	-193	246	-0,69
Nr pom.	V_{ON1} m^3/h	V_{ON4} m^3/h	ΔV_{N4-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{N4-1}}{V_{ON1}} \cdot 100$ %	V_{OW1} m^3/h	V_{OW4} m^3/h	ΔV_{OW4-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{OW4-1}}{V_{OW1}} \cdot 100$ %	V_{inf1} m^3/h	V_{inf4} m^3/h	ΔV_{inf4-1} m^3/h	Δp_4 kg/m^2
1	969	-	-969	-100,0	1016	656	-360	-35,4	47	656	609	16,78
2	1675	2035	360	21,5	1632	1800	168	10,3	-43	-234	191	-2,06
3	336	402	66	19,6	409	420	11	2,7	73	18	-55	0,29
4	919	-	-919	-100,0	649	575	-74	-11,4	-270	575	845	9,19
5	2676	3059	383	14,3	2237	2398	161	7,2	-439	-661	222	-4,36



1	2	3	4	5	Nr. pom.
---	---	---	---	---	----------

----- wariant 1
 ————— wariant 2

----- wariant 3
 wariant 4

Rys. 35. Zmiany V_N , V_w , V_{int} , P_x w pomieszczeniach w zależności od warunków określonych wariantami 1,2,3,4 przy nawiewnikach bez filtrów /w przykładzie obliczeniowym/.

Omawiane różnice ciśnień Δp mają bezpośredni związek z ilościami przepływającego przez nieszczelności przegród powietrza a w przypadku zmiany znaku Δp również z kierunkiem przepływu powietrza. Przykładowo w pomieszczeniu 5 przy zakłóceniach wariant 4 z filtrami na kratkach nawiewnych powietrze w ilości $314 \text{ m}^3/\text{h}$ infiltrowało przez przegrody, natomiast po zdjęciu filtrów z krutek nawiewnych powietrze eksfiltrowało z pomieszczenia w ilości $-661 \text{ m}^3/\text{h}$. Jak widać z powyższego zmiany te mogą w widoczny sposób wpływać na kształtowanie się warunków wewnątrz pomieszczenia.

5. POMIARY KONTROLNE

Dla sprawdzenia prawidłowości przyjętej metody obliczeniowej wykorzystanej w przykładzie pkt 4 konieczne było przeprowadzenie pomiarów w warunkach rzeczywistych.

Do pomiarów wytypowano zespół pomieszczeń apteki w Instytucie Reumatologicznym w Warszawie. Wszystkie pomieszczenia usytuowane były na parterze budynku, a korytarz prowadzący do omawianego zespołu pomieszczeń połączony był z holem wejściowym. Pomieszczenia wyposażono w instalacje wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej. Istniejący w pomieszczeniu 1 kanał grzewczy wyeliminowano przez dokładne jego uszczelnienie, konieczne to było dla uproszczenia pomiarów oraz do możliwie dokładnego zbliżenia warunków układu pomiarowego i układu przyjętego w przykładzie obliczeniowym.

Dla porównania wyników pomiarów z wynikami obliczeń, pomiary przeprowadzono dla warunków pracy układu takich jakie były określone wariantami 1, 2, 3, 4 w przykładzie obliczeniowym pkt 4 przy założonych filtrach na nawiewnikach w pomieszczeniach 1, 3, 4, 5 oraz bez nawiewników.

Wariant 1 - otwarte okna i drzwi we wszystkich pomieszczeniach, a zatem stworzono warunki takie, jakby instalacje wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej usytuowane były w wolnej przestrzeni. Opory przepływu przez otwarte okna i drzwi były bardzo małe i dawały różnicę ciśnień między ciśnieniem w pomieszczeniu a ciśnieniem zewnętrznym nie przekraczającą $0,1 \text{ kg/m}^2$, co upoważniało do pominięcia tej wartości

Wariant 2 - według opisu w pkt 4.

Wariant 3 - według opisu w pkt 4 przy czym odpływ powietrza przez odgałęzienia instalacji wywiewnej w pomieszczeniach 1 i 4 odcięto przy pomocy zamontowanych w przewodzie przepustnic.

Wariant 4 - według opisu w pkt 4 z tym, że dopływ powietrza przez odgałęzienia instalacji nawiewnej w pomieszczeniach 1 i 4 odcięto przy pomocy zamontowanych w przewodzie przepustnic.

Dla każdego z wymienionych wariantów przeprowadzono serię pomiarów obejmującą:

- a. pomiar ciśnienia dynamicznego w przewodach,
- b. pomiar ciśnienia wewnątrz pomieszczeń,
- c. pomiar ciśnienia zewnętrznego,
- d. pomiar temperatury powietrza w pomieszczeniach,
- e. pomiar temperatury powietrza zewnętrznego,
- f. pomiar temperatury w przewodach zbiorczych nawiewnym i wywiewnym .

Pomiary przeprowadzono z uwzględnieniem czasu potrzebnego do ustalenia się poszczególnych parametrów jak również wybierano charakterystyczne dla danych warunków miejsca pomiarowe.

5.1. U k ł a d p o m i a r o w y

Przewody instalacji wentylacyjnych o przekroju prostokątnym wykonane były z blachy. Z czerpni zlokalizowanej na zewnątrz budynku powietrze przepływało kanałem do komory

kurzowej, następnie przez filtr olejowy i nagrzewnicę podawane było wentylatorem FK-50 przez odgałęzienia do poszczególnych pomieszczeń. Kratki nawiewne w pomieszczeniach 1, 3, 4, 5 uzbrojone były w filtry ligninowe o konstrukcji pozwalającej na łatwe ich zdejmowanie. Z pomieszczenia przez kratki wywiewne usytuowane na wysokości 0,3 m od sufitu powietrze usuwano odgałęzieniami do przewodu zbiorczego i przez wentylator FK-50, a następnie przewód pionowy i wyrzutnię usuwano do atmosfery. Przewody odgałęźne zarówno w instalacji nawiewnej jak i wywiewnej zaopatrzone były w przepustnice co umożliwiała zamykanie poszczególnych odgałęzień. Rzut aksonometryczny przewodów instalacji nawiewnej przedstawiono na rys. 36, a rzut aksonometryczny przewodów instalacji wywiewnej przedstawiono na rys. 37. Pomieszczenia ograniczone były przegrodami, w których znajdowały się okna oraz drzwi. Okna w przegrodach zewnętrznych zamontowano o jednakowych wymiarach w świetle muru wynoszących 1,10x2,10 m.

W pomieszczeniu 1 znajdowało się jedno okno oraz drzwi o wymiarach 0,70x2,0 m.

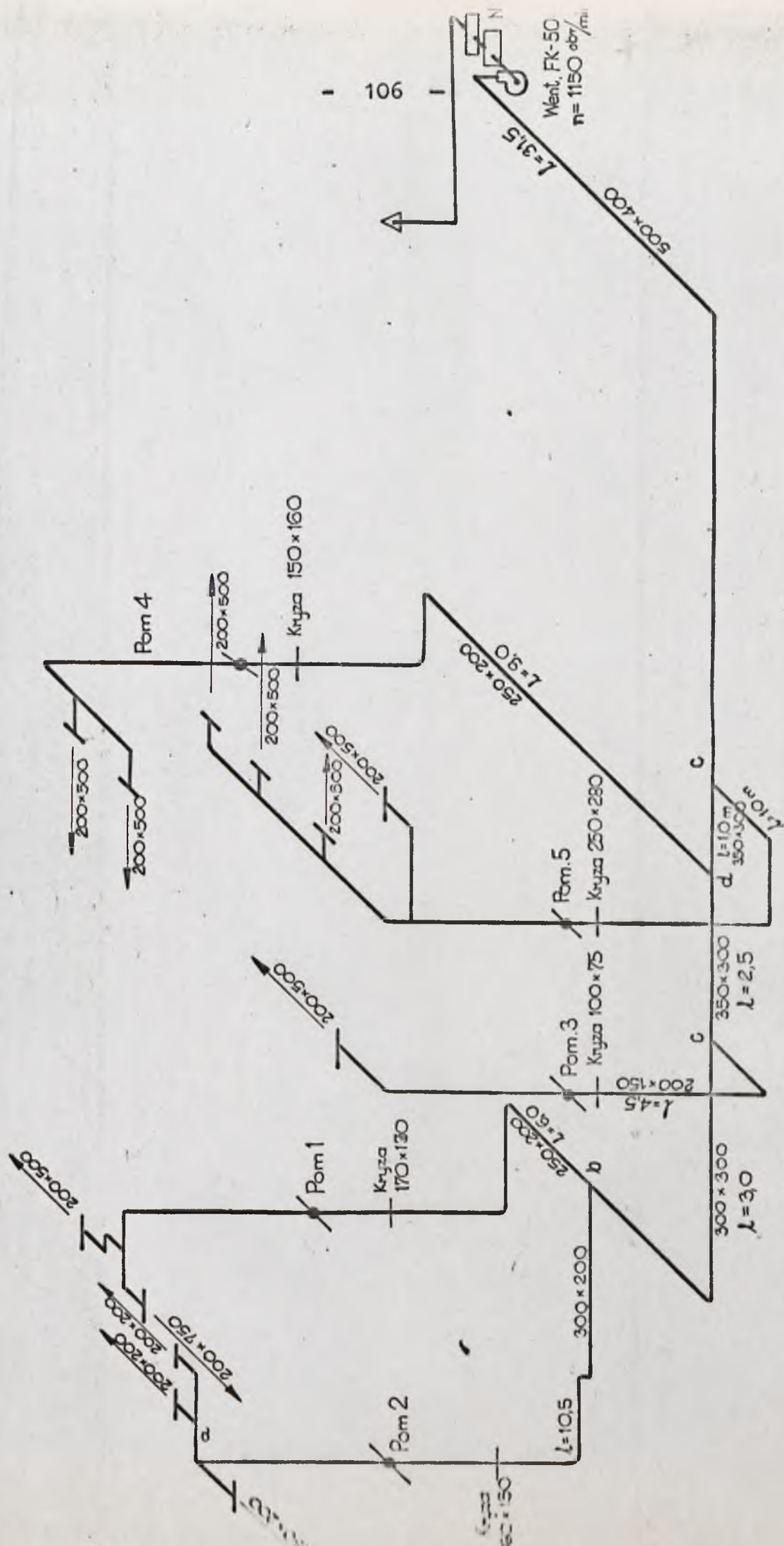
W pomieszczeniu 2 były okna oraz drzwi 0,8x2,0 m.

W pomieszczeniu 3 tylko drzwi o wymiarach 0,7x2,0 m.

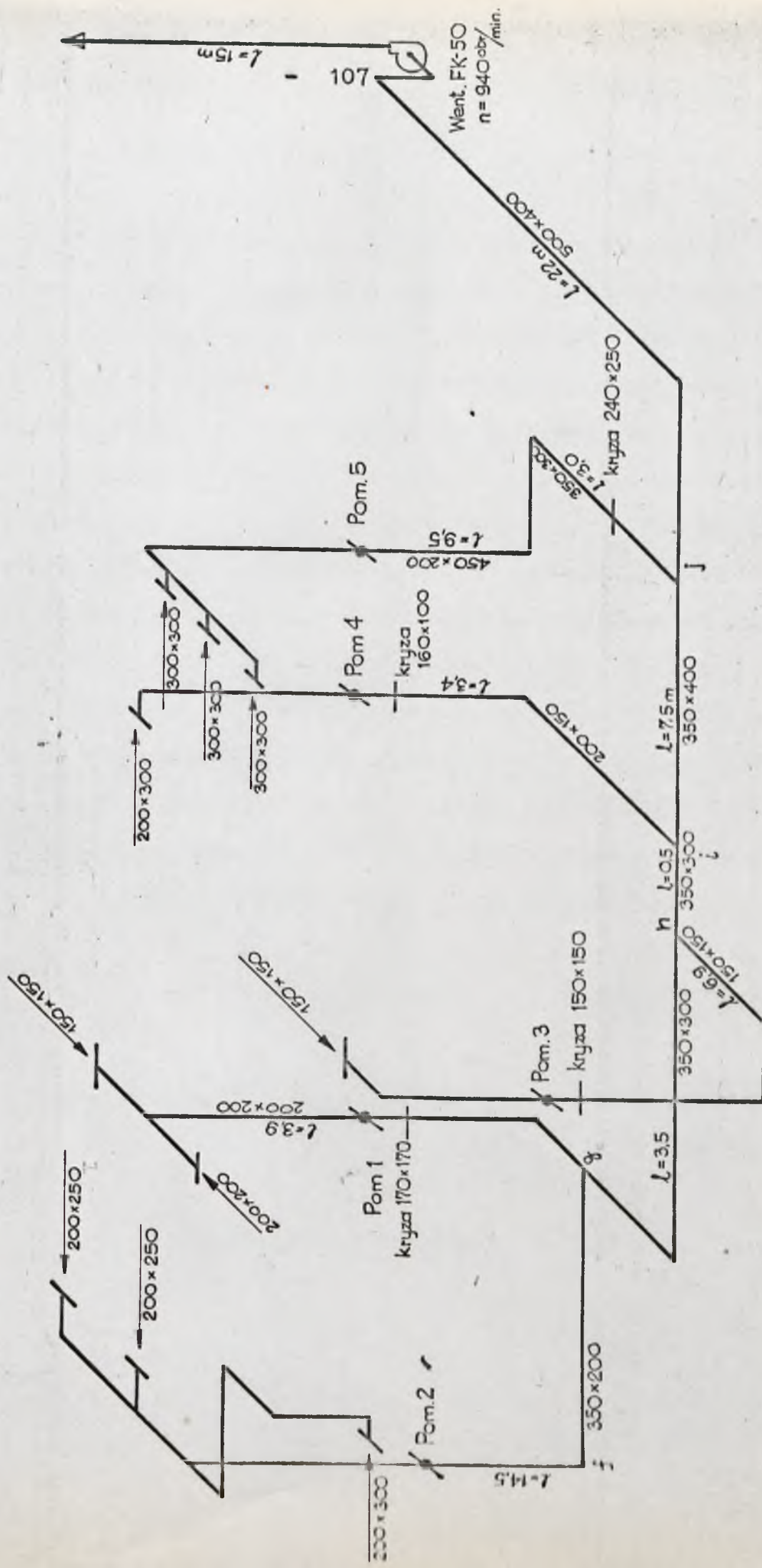
W pomieszczeniu 4, 2 okna o wymiarach podstawowych oraz jedno okno o wymiarach 0,7x0,9 m.

W pomieszczeniu 5, 2 okna oraz drzwi 0,9x2,10 m.

Istniejące między niektórymi pomieszczeniami drzwi w przegrodach wewnętrznych bardzo dokładnie uszczelniono eliminując przepływy powietrza między pomieszczeniami.



Rys. 36. Rzut aksonometryczny przewodów instalacji nawiewnej



Rys. 37. Rzut aksometryczny przewodów instalacji wywiewnej

5.2. Przyjęta metoda pomiarów

a/ Ilość powietrza doprowadzona przez nawiewniki do rozpa-trywanego pomieszczenia określana była na podstawie pomiaru przepływu powietrza w przewodzie odgałęźnym doprowadzającym powietrze do wszystkich nawiewników danego pomieszczenia. Podobnie określano ilość powietrza wywiewanego.

Dla ustalenia prędkości powietrza w przewodzie mierzono ciśnienie dynamiczne za pomocą mikromanometru Engler'a, połączonego przewodami gumowymi z rurką Prandtla. Odczytane na skali mikromanometru ciśnienie dynamiczne było różnicą między przekazywanym przez rurkę Prandtla ciśnieniem całkowitym a ciśnieniem statycznym. Dokładność pomiaru wynosiła $0,1 \text{ kg/m}^2$.

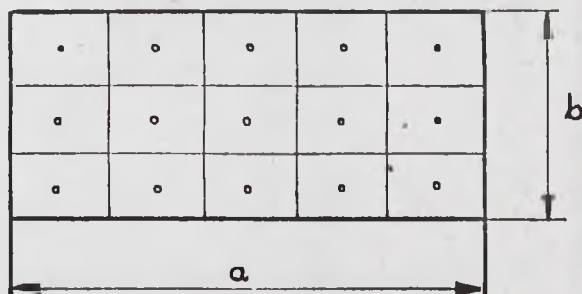
W celu możliwie dokładnego określenia średniej prędkości powietrza w przekroju przewodu, pomiary wykonywano w wielu punktach przekroju rys. 38, a następnie obliczano średnią wartość ciśnienia dynamicznego według zależności:

$$p_d = \left(\frac{\sqrt{p_{d1}} + \sqrt{p_{d2}} + \dots + \sqrt{p_{dn}}}{n} \right)^2 \quad \text{mm H}_2\text{O} \quad /93/$$

gdzie: p_d - średnie ciśnienie dynamiczne w przekroju kg/m^2

$p_{d1}, p_{d2}, \dots, p_{dn}$ - ciśnienie dynamiczne w punktach pomiarowych kg/m^2

n - ilość punktów pomiarowych



• - punkt pomiarowy

a, b - wymiary boków przewodu

Rys. 38. Rozkład punktów pomiarowych w dowolnie przyjętym przekroju przewodu

Sprowadzając średnią wartość ciśnienia dynamicznego do warunków normalnych wykorzystano zależność:

$$p_{do} = p_d \frac{T}{293} \quad /94/$$

gdzie: p_{do} - obliczeniowa wartość ciśnienia dynamicznego, kg/m^2

T - bezwzględna temperatura powietrza, $^{\circ}\text{K}$

Średnią prędkość powietrza w przekroju poprzecznym przewodu

v_{sr} można zatem obliczyć:

$$v_{\text{sr}} = \sqrt{\frac{2g p_{do}}{\gamma}} \quad \text{m/s} \quad /95/$$

gdzie: v_{sr} - średnia prędkość powietrza w przekroju, m/s
 g - przyspieszenie ziemskie, m/s^2
 γ - ciężar właściwy powietrza, kG/m^3

Ilość powietrza przepływającego w odgałęzieniach określał związek:

$$V = v_{sr} \cdot F_p \cdot 3600 \quad m^3/h \quad /96/$$

gdzie: V - ilość powietrza, m^3/h
 F_p - powierzchnia przekroju poprzecznego przewodu, m^2

b/ Pomiaru ciśnienia wewnątrz pomieszczenia dokonywano na wysokości 1,20 m nad powierzchnią podłogi, w środku pomieszczenia. Ciśnienie zewnętrzne mierzono na tej samej wysokości co ciśnienie wewnętrzne przy czym punkty pomiarowe usytuowane były w odległości 0,5 m od zewnętrznej powierzchni przegrody. Pomiaru ciśnień bezwzględnych dokonywano przy pomocy barometru /aneroid/ firmy Mechanism Limited produkcji angielskiej o dokładności odczytu 0,01 mb to znaczy $0,1 \text{ kG/m}^2$. Znajomość wartości ciśnienia bezwzględnego na zewnątrz i wewnątrz pomieszczenia pozwalała na określenie różnicy ciśnień po obu stronach rozpatrywanej przegrody Δp w następstwie czego można było określić przepływy przez infiltrację lub eksfiltrację.

c/ Pomiaru temperatur powietrza w pomieszczeniach, temperatur powietrza zewnętrznego oraz temperatur powietrza w przewodach zbiorczych nawiewnym i wywiewnym dokonywano przy pomocy termometrów rtęciowych o zakresie od $0^\circ C$ do $+50^\circ C$

wycechowanych z dokładnością odczytu $0,1^{\circ}\text{C}$.

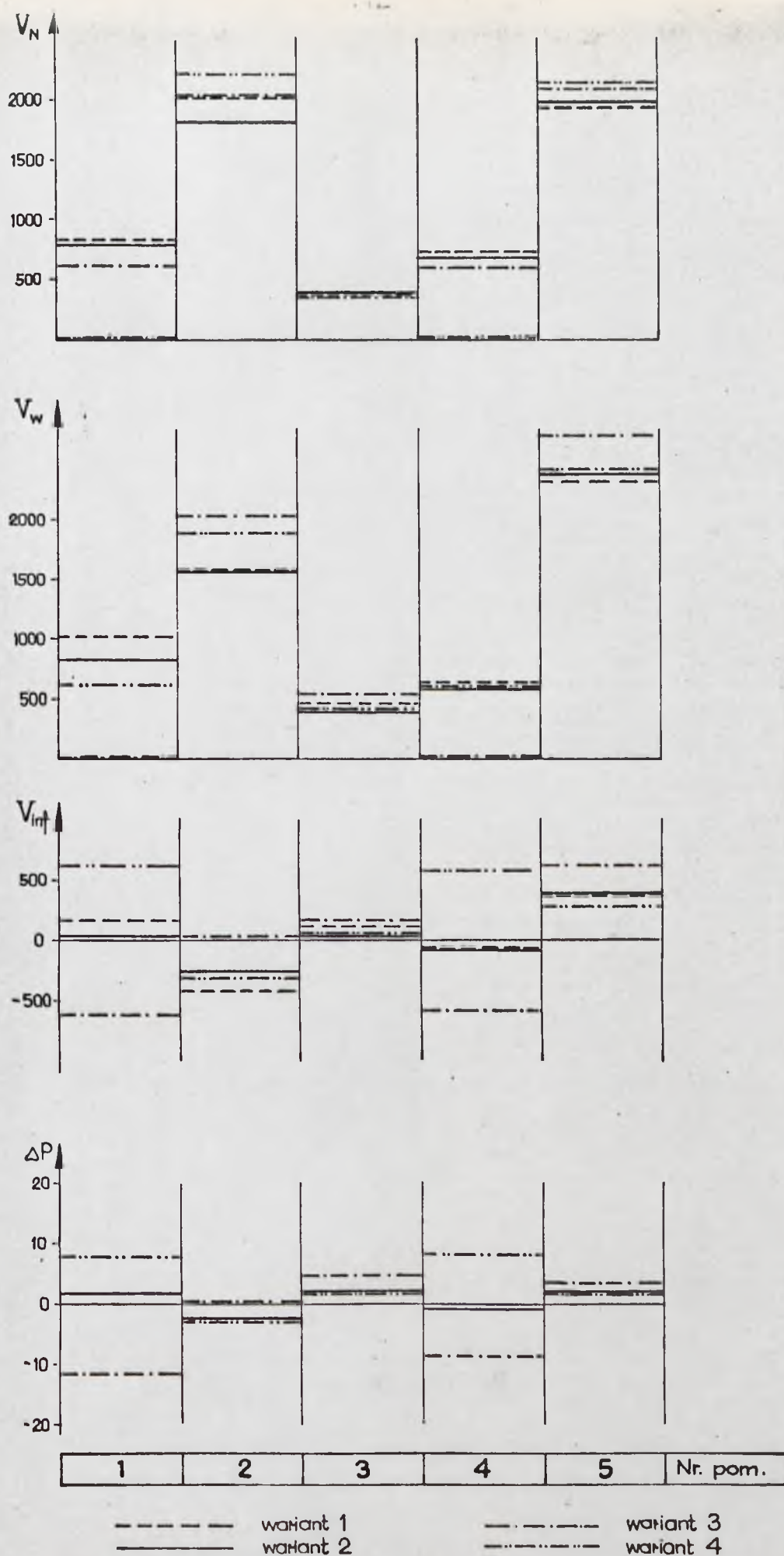
Temperatury w pomieszczeniach i na zewnątrz mierzono w punktach określonych dla pomiaru ciśnienia a w przewodach temperatury mierzono w osi przewodu.

5.3. W y n i k i p o m i a r ó w

Wyniki pomiarów dla wariantów 1, 2, 3, 4 analogicznych jak przyjęto w przykładzie obliczeniowym przy założonych filtrach na nawiewnikach w pomieszczeniach 1, 3, 4, 5 podano w tabl. 32.

Na podstawie wyników pomiarów przedstawionych w tabl. 32 przeprowadzono obliczenie i zestawienie porównujące kolejne warianty 2, 3, 4 z wariantem 1 zamieszczono jako tabl. 33. Wartości maksymalnych odchyień w ilościach powietrza w stosunku do wariantu podstawowego podano w %, maksymalne odchylenia w ilościach przepływającego powietrza /poza pomieszczeniami w których powstało zakłócenie/ wystąpiły dla instalacji nawiewnej w pomieszczeniu 5 przy wariancie 4; 11,8%, a dla instalacji wywiewnej w pomieszczeniu 2 przy wariancie 3; 28,0%. Dla ilustracji przebiegu zmian w ilościach powietrza oraz ciśnieniach w pomieszczeniu sporządzono w oparciu o tabl. 33 wykresy przedstawione na rys. 39.

Dla instalacji nawiewnej pracującej bez filtrów na nawiewnikach wyniki pomiarów podano w tabl. 32. W oparciu o dane zawarte w tabl. 32 dokonano porównania wariantów 2, 3, 4 z wariantem 1 i zestawienie zbiorcze zamieszczono jako tabl. 34.



Rys. 39. Zmiany V_N, V_w, V_{inf}, P_x w pomieszczeniach w zależności od warunków określonych wariantami 1,2,3,4 przy założonych filtrach na nawiewniki /dla pomiarów/

Tabl. 32.

Wyniki pomiarów

Nawiew										Wywiew						
P_{dNo}	v_{srM}	F	t_N	γ_N	V_N	P_{dW}	v_{srW}	F	t_p	γ_w	V_w	P_{pom}	P_{zew}	Δp	t_z	
kg/m ²	m/s	m ²	°C	kg/m ³	m ³ /h	kg/m ²	m/s	m ²	°C	kg/m ³	m ³ /h	kg/m ²	kg/m ²	kg/m ²	°C	
3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
1,36	4,62	0,05			832	3,02	6,99	0,04	17,6	1,215	1007					
5,48	9,26	0,06			2002	3,33	7,33	0,06	17,6	1,215	1584					
0,73	3,37	0,03	8,5	1,254	363	2,50	6,35	0,0225	17,6	1,215	464	10084,9	10085,0	0,1	6,8	
1,00	3,96	0,05			714	2,19	5,94	0,03	17,6	1,215	641					
2,24	5,92	0,09			1919	2,29	6,09	0,105	17,6	1,215	2302					
1,24	4,39	0,05			790	2,07	5,75	0,04	14,4	1,228	828			1,8		
4,53	8,40	0,06			1816	3,23	7,19	0,06	15,1	1,226	1554			-2,4		
0,76	3,44	0,03	7,3	1,259	371	1,49	4,88	0,0225	14,3	1,228	395	9984,6	9986,6	2,0	4,4	
0,90	3,74	0,05			673	1,86	5,45	0,03	14,4	1,228	588			-1,0		
2,39	6,10	0,09			1977	2,46	6,27	0,105	14,5	1,228	2370			2,0		
0,73	3,39	0,05			610				19,1	1,209		10080,1		-11,6		
5,47	9,29	0,06			2008	5,42	9,39	0,06	19,8	1,206	2028	10068,4		0,1		
0,78	3,50	0,03	10,8	1,244	378	2,79	6,73	0,0225	19,7	1,206	545	10063,7	10068,5	4,8	6,5	
0,38	2,44	0,05			589				19,9	1,205		10077,4		-8,9		
2,65	6,46	0,09			2093	3,14	7,14	0,105	19,7	1,206	2698	10064,6		3,9		
-	-	-			-	1,10	4,22	0,04	17,0	1,217	609	10066,8		11,0		
7,92	11,14	0,06			2206	2,92	6,86	0,06	17,6	1,215	1881	10081,0		-3,2	6,1	
0,71	3,33	0,03	8,9	1,252	360	1,62	5,11	0,0225	17,5	1,215	413	10076,1	10077,8	1,7		
-	-	-			-	1,81	5,40	0,03	17,8	1,214	583	10064,8		8,0		
2,29	6,84	0,09			2146	2,51	6,37	0,105	17,6	1,215	2405	10075,9		1,9		

c.d. tabl. 32.

[illegible]

Tabl. 33

Zestawienie wyników pomiarów /przy założonych filtrach na nawiewnikach/

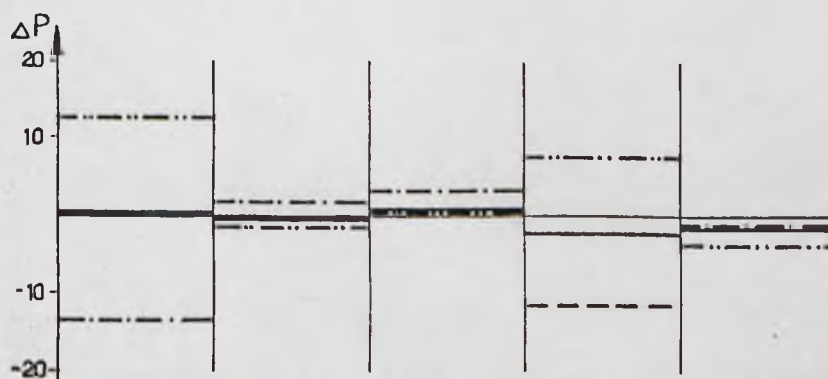
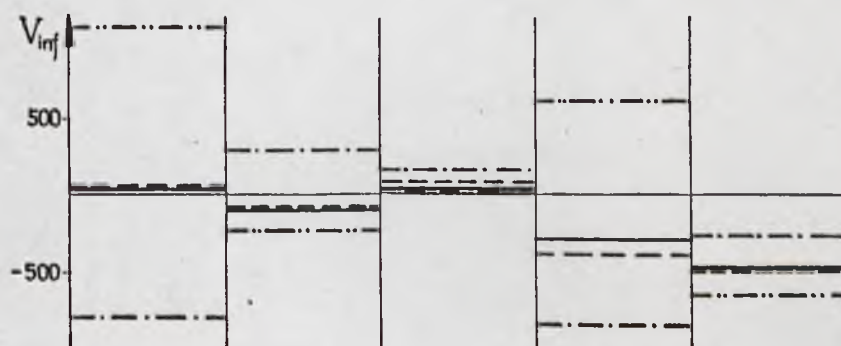
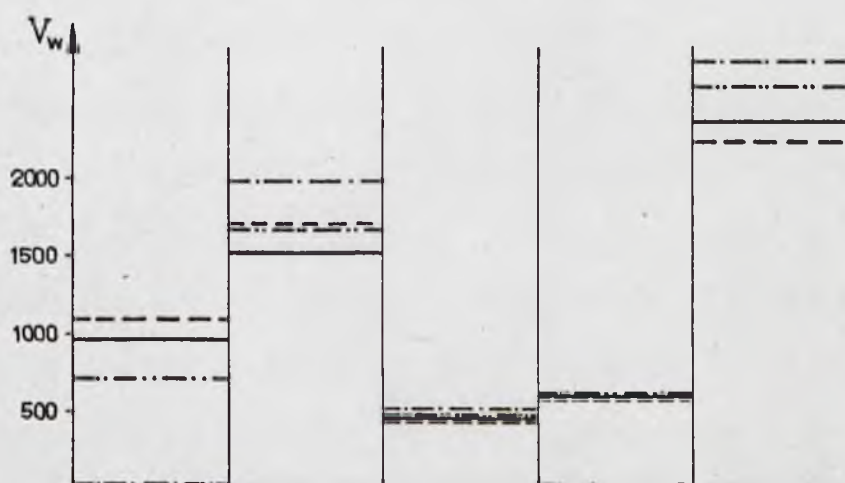
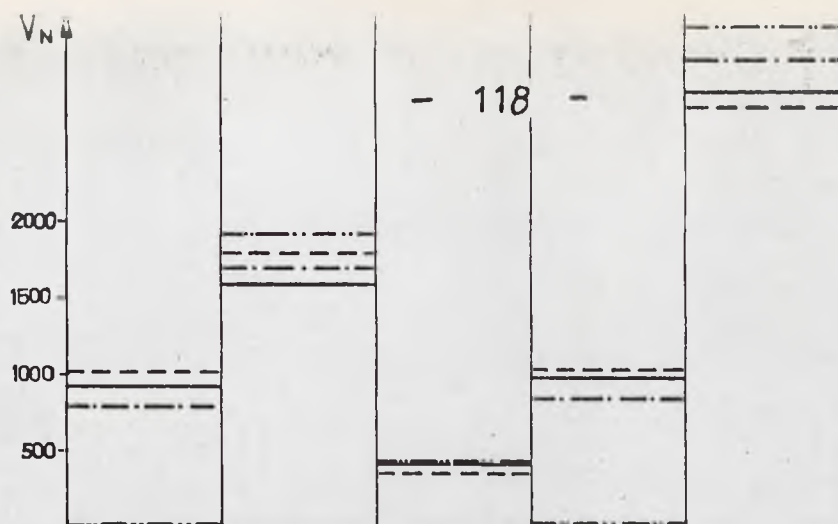
Nr pom	V_{ON1} m^3/h	V_{ON2} m^3/h	ΔV_{N2-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{N2-1}}{V_{ON1}} \cdot 100$ %	V_{OW1} m^3/h	V_{OW2} m^3/h	ΔV_{OW2-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{OW2-1}}{V_{OW1}} \cdot 100$ %	V_{inf1} m^3/h	V_{inf2} m^3/h	ΔV_{inf2-1} m^3/h	Δp_2 kg/m^2
1	832	790	-42	-5,0	1007	828	-179	-17,8	175	38	-137	1,8
2	2002	1816	-186	-9,3	1584	1554	-30	-1,9	-418	-262	156	-2,4
3	363	371	8	2,2	464	395	-69	-14,8	101	24	-77	2,0
4	714	673	-41	-5,7	641	588	-53	-8,3	-73	-85	12	-1,0
5	1919	1977	58	3,0	2302	2370	68	2,9	383	393	10	2,0
Nr pom	V_{ON1} m^3/h	V_{ON3} m^3/h	ΔV_{N3-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{N3-1}}{V_{ON1}} \cdot 100$ %	V_{OW1} m^3/h	V_{OW3} m^3/h	ΔV_{OW3-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{OW3-1}}{V_{OW1}} \cdot 100$ %	V_{inf1} m^3/h	V_{inf3} m^3/h	ΔV_{inf3-1} m^3/h	Δp_3 kg/m^2
1	832	610	-222	-26,7	1007	-	-1007	-100,0	175	-610	795	-11,6
2	2002	2008	6	0,3	1584	2028	444	28,0	-418	20	438	0,1
3	363	378	15	4,1	464	545	81	17,5	101	167	66	4,8
4	714	589	-125	-17,5	641	-	-641	-100,0	-73	-589	-516	-8,9
5	1919	2093	174	9,1	2302	2698	396	17,2	383	605	222	3,9
Nr pom	V_{ON1} m^3/h	V_{ON4} m^3/h	ΔV_{N4-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{N4-1}}{V_{ON1}} \cdot 100$ %	V_{OW1} m^3/h	V_{OW4} m^3/h	ΔV_{OW4-1} m^3/h	$\frac{\Delta V_{OW4-1}}{V_{OW1}} \cdot 100$ %	V_{inf1} m^3/h	V_{inf4} m^3/h	ΔV_{inf4-1} m^3/h	Δp_4 kg/m^2
1	832	-	-832	-100,0	1007	609	-398	-39,5	175	609	434	11,0
2	2002	2206	204	10,2	1584	1881	297	18,7	-418	-325	-93	-3,2
3	363	360	3	-0,8	464	413	51	-11,0	101	53	-49	1,7
4	714	-	-714	-100,0	641	583	-58	-9,0	-73	583	656	8,0
5	1919	2146	227	11,8	2302	2405	103	4,4	383	259	-124	1,9

Tabl. 34.

Zestawienie wyników pomiarów /bez filtrów na nawiewnikach

nr pom	V_{ON1}	V_{ON2}	ΔV_{N2-1}	$\frac{\Delta V_{N2-1} \cdot 100}{V_{ON1}}$	V_{OW1}	V_{OW2}	ΔV_{OW2-1}	$\frac{\Delta V_{OW2-1} \cdot 100}{V_{OW1}}$	V_{inf1}	V_{inf2}	ΔV_{inf2-1}	Δp_2
1	1021	932	-89	-8,7	1092	971	-121	-11,1	71	39	-32	0,5
2	1792	1584	-208	-11,6	1711	1502	-209	-12,2	-81	-82	-1	-0,1
3	351	404	53	15,1	438	443	5	1,1	87	39	-48	0,9
4	1017	978	-39	-3,8	637	690	53	8,3	-380	-288	92	-2,1
5	2740	2834	94	3,4	2242	2355	113	5,0	-498	-479	19	-1,5
nr pom	V_{ON1}	V_{ON3}	ΔV_{N3-1}	$\frac{\Delta V_{N3-1} \cdot 100}{V_{ON1}}$	V_{OW1}	V_{OW3}	ΔV_{OW3-1}	$\frac{\Delta V_{OW3-1} \cdot 100}{V_{OW1}}$	V_{inf1}	V_{inf3}	ΔV_{inf3-1}	Δp_3
1	1021	797	-224	-21,9	1092	-	-1092	-100,0	71	-797	-969	-13,4
2	1792	1692	-100	-5,6	1711	1986	275	16,1	-81	294	-375	1,8
3	351	403	52	14,8	438	512	74	16,9	87	161	74	3,1
4	1017	839	-178	-17,5	637	-	-637	-100,0	-380	-839	-459	-11,3
5	2740	3011	271	9,9	2242	2750	508	22,6	-498	-261	-237	-1,0
nr pom	V_{ON1}	V_{ON4}	ΔV_{N4-1}	$\frac{\Delta V_{N4-1} \cdot 100}{V_{ON1}}$	V_{OW1}	V_{OW4}	ΔV_{OW4-1}	$\frac{\Delta V_{OW4-1} \cdot 100}{V_{OW1}}$	V_{inf1}	V_{inf4}	ΔV_{inf4-1}	Δp_4
1	1021	-	-1021	-100,0	1092	703	-389	-35,6	71	1092	1021	12,7
2	1792	1912	120	6,7	1711	1673	-38	-2,2	-81	-239	-159	-1,7
3	351	434	83	23,6	438	461	23	5,2	87	27	-60	0,2
4	1017	-	-1017	-100,0	637	605	-32	-5,0	-380	605	985	7,8
5	2740	3225	485	17,7	2242	2590	348	15,5	-498	-635	-137	-3,6

Maksymalne wartości odchyłeń w ilościach powietrza w stosunku do wariantu podstawowego /poza pomieszczeniami w których powstało zakłócenie/ odpowiednio wynosiły dla instalacji nawiewnej w pomieszczeniu 3 przy wariancie 4; 23,6% oraz dla instalacji wywiewnej w pomieszczeniu 5 przy wariancie 3 - 22,6%. Przebieg zmian w ilościach powietrza oraz ciśnień w pomieszczeniach przedstawiono na rys. 40.



1	2	3	4	5	Nr. pom.
---	---	---	---	---	----------

--- wariant 1
 — wariant 2

- · - · wariant 3
 · · · wariant 4

Rys. 40. Zmiany V_N, V_w, V_{inf}, P_x w pomieszczeniach w zależności od warunków określonych wariantami 1,2,3,4 bez filtrów na nawiewnikach /dla pomiarów/.

6. PORÓWNANIE WYNIKÓW OBLICZEŃ I POMIARÓW

Dla przeprowadzenia analizy porównawczej, wyniki z przykładu obliczeniowego oraz wyniki z przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym pomiarów/dla dwóch pomieszczeń, w których nie występowało bezpośrednie zakłócenie/zestawiono w tabl. 35.

Dokonanie porównania wyników dla pomieszczenia 2 oraz pomieszczenia 5 pozwalało na określenie poprawności przyjętej metody obliczeniowej.

Ilości powietrza nawiewanego oraz wywiewanego dla pomieszczeń 2,5; z filtrami na nawiewnikach oraz bez filtrów przy różnych wariantach zakłóceń, porównano i określono wielkości odchylenia, które wynoszą:

$$\text{dla nawiewu} \quad \frac{V_{n \text{ oblicz}} - V_{n \text{ pom}}}{V_{n \text{ oblicz}}} \cdot 100\%$$

$$\text{dla wywiewu} \quad \frac{V_{w \text{ oblicz}} - V_{w \text{ pom}}}{V_{w \text{ oblicz}}} \cdot 100\%$$

gdzie:

$V_{n,w \text{ oblicz.}}$ - ilości powietrza w przykładzie obliczeniowym

$V_{n,w \text{ pom.}}$ - ilości powietrza pomierzone w pomiarach rzeczywistych

Analizując tak określone odchyłki w instalacji nawiewnej z nawiewnikami zaopatrzonymi w filtry przy różnych wariantach zakłóceń dla pomieszczenia 2, stwierdzono że wartości odchyłek

Tabl. 35.

Zestawienie porównawcze wyników obliczeń z przykładu oraz wyników pomiarów

Nr pomiesz- czenia	Wariant	określający warunki pracy	V_N pom.	V_N oblicz	ΔV_N m^3/h	$\frac{\Delta V_N \cdot 100}{V_N \text{ oblicz.}}$ %	V_w pom.	V_w oblicz	ΔV_w m^3/h	$\frac{\Delta V_w \cdot 100}{V_{\text{pom.}}}$ %	Δp_p pom. kg/m^2	Δp_o oblicz kg/m^2	$\Delta p_p - \Delta p_o$
Pomieszczenie 2 /z filtrami na nawiewnikach/	1		2002	2003	1	0	1584	1632	49	3,0	-	-	-
	2		1816	1959	143	7,9	1554	1709	155	9,8	-2,4	-2,26	-0,16
	3		2008	2043	35	1,7	2028	2113	95	4,2	0,1	0,34	0,24
	4		2206	2125	-81	-3,6	1881	1844	-37	-1,9	-3,2	-2,70	-0,50
Pomieszczenie 5 /z filtrami na nawiewnikach/	1		1919	1798	-121	-6,3	2302	2237	-65	-2,9	-	-	-
	2		1977	1826	-151	-7,6	2370	2188	-192	-7,6	2,0	1,77	-0,23
	3		2093	1876	-217	-10,3	2698	2460	-238	-9,9	3,9	3,61	-0,29
	4		2146	1953	-193	-8,9	2405	2268	-137	-5,7	1,9	1,44	-0,46
Pomieszczenie 2 /bez filtrów na nawiewnikach/	1		1972	1675	-117	-6,5	1711	1632	-79	-4,6	-	-	-
	2		1584	1684	100	6,3	1502	1628	126	9,3	-0,1	-0,24	-0,14
	3		1692	1806	114	6,7	1986	2056	70	3,5	1,8	2,27	0,47
	4		1912	2035	123	6,4	1673	1800	127	7,6	-1,7	-2,06	-0,36
Pomieszczenie 5 /bez filtrów na nawiewnikach/	1		2740	2676	-64	-2,3	2242	2237	-5	-0,2	-	-	-
	2		2834	2640	-194	-6,9	2355	2275	-90	-3,4	-1,5	-1,79	-0,29
	3		3011	2746	-265	-9,9	2750	2553	-197	-7,1	-1,0	-0,69	-0,31
	4		3225	3059	-166	-5,1	2590	2398	-192	-7,4	-3,6	-4,36	-0,76

wachwały się od -3,6 do 7,9% a ilości powietrza wywiewanego różniły się od -1,9 do 9,8%.

W pomieszczeniu 5 odchyłki dla nawiewu wynosiły od -10,3% do 0%, a dla powietrza wywiewanego od -9,9% do -5,7%.

Jeżeli nawiewniki w instalacji nawiewnej nie były uzbrojone w filtry to wartości odchyłek odpowiednio wynosiły:

w pomieszczeniu 2 dla powietrza nawiewanego od 6,3% do 6,7%, natomiast powietrze wywiewane od 3,5% do 9,3%. W pomieszczeniu 5 dla powietrza nawiewanego od -9,9% do -5,1% a dla powietrza wywiewanego od -7,4% do -3,4%.

Oceniając przedstawione wyżej wielkości odchyłek określono, że maksymalna odchyłka dla powietrza nawiewanego wystąpiła w pomieszczeniu 5 przy zakłóceniu jak w wariancie 3 z założonymi na nawiewnikach filtrami i wynosiła -10,3%. Natomiast dla powietrza wywiewanego maksymalna odchyłka wystąpiła w pomieszczeniu 5 przy zakłóceniu /wariant 3/ o nawiewnikach zaopatrzonych w filtry i wynosiła - 9,9%. Jak wynika z przedstawionych rozważań bezwzględna wielkość maksymalnej odchyłki między ilościami powietrza zarówno nawiewanego jak i wywiewanego nie przekroczyła $| 10,3\% |$

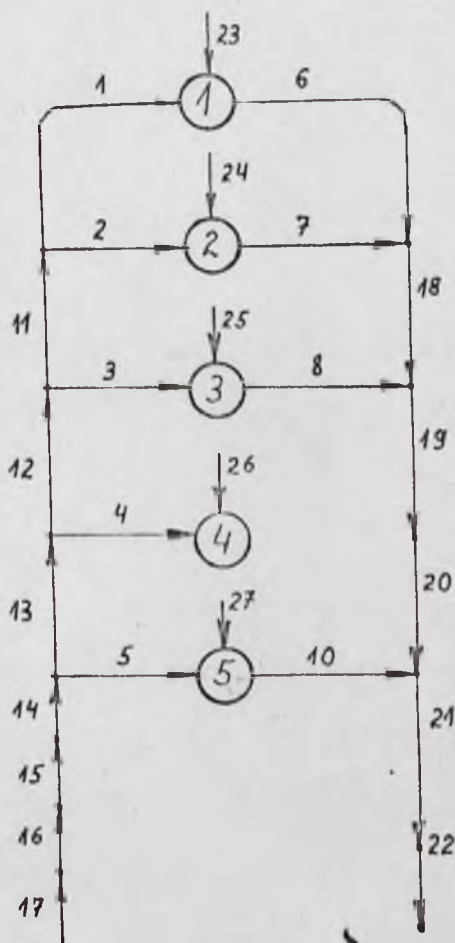
Z porównania wielkości różnic ciśnień między ciśnieniem w pomieszczeniu i ciśnieniem zewnętrznym dla przykładu obliczeniowego i przeprowadzonych pomiarów wynika, że wielkość tej różnicy nie przekroczyła bezwzględnej wartości $0,76 \text{ kg/m}^2$. Można zatem stwierdzić, że przyjęta metoda obliczeniowa w dostatecznym stopniu potwierdzona została przez pomiary w warunkach rzeczywistych.

Przyjęty zatem model obliczeniowy może być wykorzystany do przeprowadzenia analiz określających przedstawione w niniejszej pracy zjawisko.

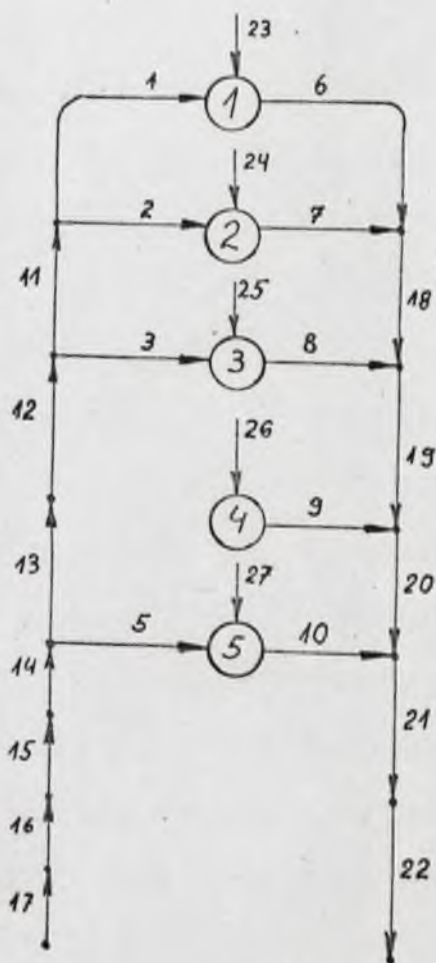
7. ANALIZA PRACY INSTALACJI WENTYLACJI MECHANICZNEJ NAWIEWNEJ WSPÓŁPRACUJĄCEJ Z SIECIĄ WENTYLACJI WYWIEWNEJ ORAZ ZESPOŁEM POMIESZCZEN.

W oparciu o zweryfikowaną pomiarami rzeczywistymi metodę obliczeniową przeprowadzono analizę warunków pracy przykładowego układu opisanego w pkt 4.

Przeprowadzone dla omawianego układu obliczenia przy wariantach pracy układu oznaczonymi w pkt 4 jako 1; 2; 3; 4 uzupełniono dodatkowymi wariantami przedstawionymi na rys. 41 i 42 i oznaczonymi odpowiednio jako 5 i 6.



Rys. 41. Wariant 5.



Rys. 42. Wariant 6.

Tabele zestawieniowe wyników obliczeń dla wariantów 5 i 6 zamieszczono w pracy jako załącznik nr 2.

Rozpatrzone warianty określające różne warunki funkcjonowania układu można podzielić na dwie grupy. Jedną to grupę obejmującą warianty 2; 3; 5 związane z zakłóceniami w pracy instalacji wywiewnej oraz zmianą szczelności pomieszczeń.

Druga grupa obejmuje bezpośrednie zakłócenia w rozpatrywanej instalacji wentylacji mechanicznej nawiewnej i określona jest wariantami 4; 6. Podział na dwie grupy zakłóceń uzasadniony jest ze względu na różnice w reakcji układu.

Zakłócenie może występować bezpośrednio w rozpatrywanej instalacji lub też poza nią i przenosi się wtedy poprzez pomieszczenie na drugą z współpracujących instalacji.

Poza wariantem 1 charakteryzującym pracę instalacji wentylacyjnych usytuowanych w wolnej przestrzeni, pozostałe warianty określają pracę układu w warunkach hydraulicznego połączenia wszystkich elementów. Tak określony układ można scharakteryzować zależnością stosunku ilości powietrza nawiewanego do wywiewanego przez instalacje wentylacji mechanicznej w funkcji różnicy ciśnień między pomieszczeniami a przestrzenią zewnętrzną /z wyłączeniem pomieszczeń w których występowało zakłócenie polegające na odcięciu nawiewu bądź wywiewu/. Ilości powietrza i wartości ciśnień dla poszczególnych pomieszczeń oraz różnych wariantów zakłóceń zestawiono w tabl. 36.

Na podstawie wyników zawartych w tabl. 36 określono zależność

$$\frac{V_N}{V_W} = f/\Delta p/, \text{ którą graficznie przedstawiono na rys. 43.}$$

Przebieg krzywych oznaczonych literami a, b, c jest podobny.

Najwyżej położona jest krzywa "a" dla nawiewników bez filtrów a następnie krzywe "b" i "c" wraz ze wzrostem oporu na nawiewnikach przesuwają się coraz niżej.

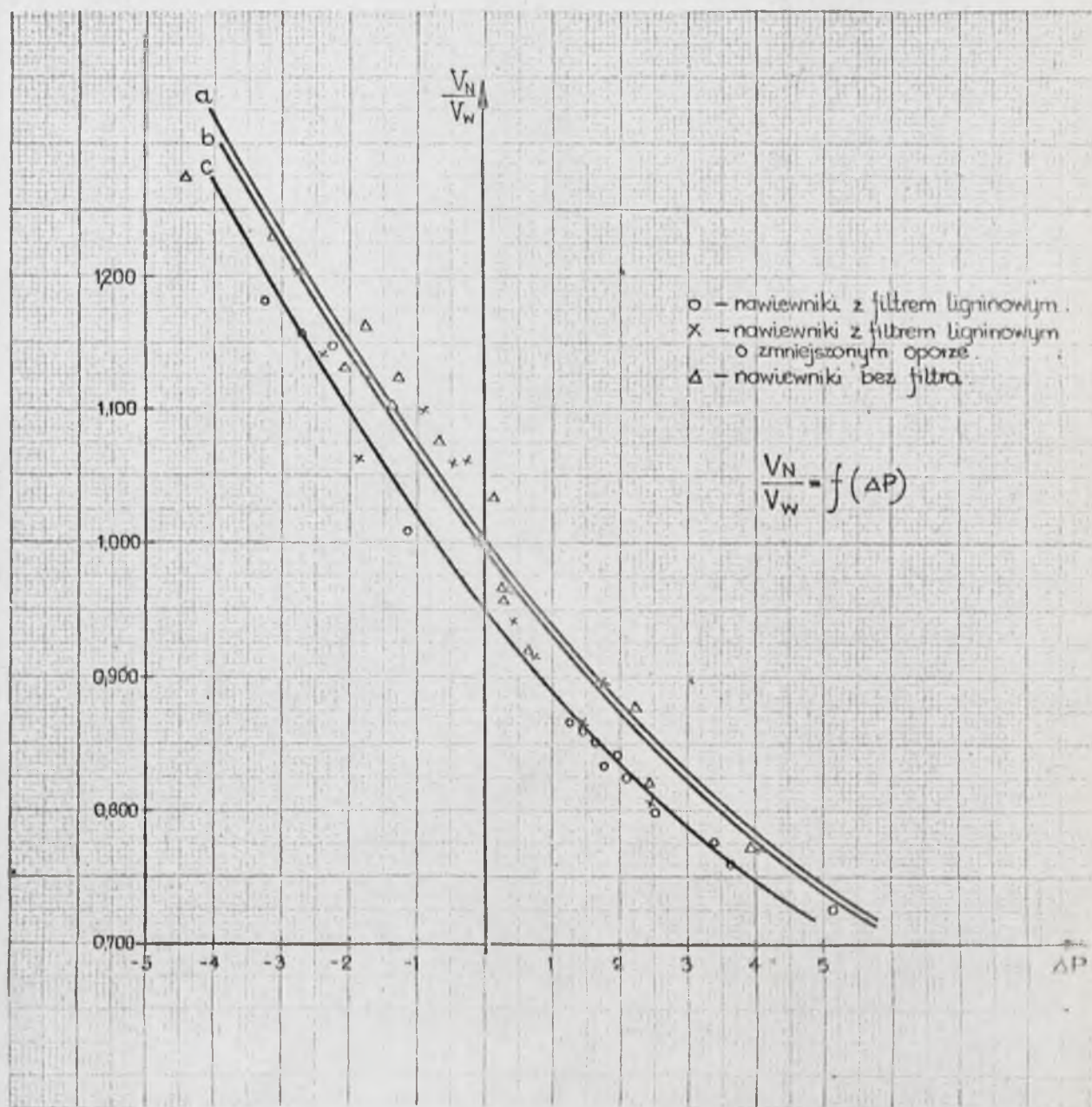
Tabl. 36.

Zestawienie ilości powietrza oraz wartości ciśnień przy pracy układu w różnych wariantach

Pomieszczenie		wariant	V_N	V_w	$\frac{V_N}{V_w}$	p_w	p_z	Δp
nr			m^3/h	m^3/h	-	kg/m^2		kg/m^2
1		2	3	4	5	6	7	8
nawiewniki z filtrem	2	2	1959	1709	1,146	10002,26	10000,0	-2,26
		3	2043	2113	0,966	9999,66		0,34
		4	2125	1844	1,152	10002,70		-2,70
		5	1986	1831	1,084	10001,11		-1,11
		6	2063	1745	1,182	10003,24		-3,24
	3	2	326	395	0,825	9997,90	10000,0	2,10
		3	337	464	0,726	9994,83		5,17
		4	349	415	0,841	9998,03		1,97
		5	330	425	0,776	9996,62		3,38
		6	341	400	0,852	9998,36		1,64
	5	2	1826	2188	0,834	9998,23	10000,0	1,77
		3	1876	2460	0,762	9996,39		3,61
		4	1953	2268	0,861	9998,56		1,44
		5	1843	2302	0,800	9997,48		2,52
		6	1917	2210	0,867	9998,71		1,29
nawiewniki bez filtru	2	2	1684	1628	1,034	9999,85	10000,0	0,15
		3	1806	2056	0,878	9997,73		2,27
		4	2035	1800	1,130	10002,06		-2,06
		5	1712	1770	0,967	9999,75		0,25
		6	1840	1667	1,104	10001,31		-1,31
	3	2	344	396	0,868	9998,60	10000,0	1,40
		3	362	468	0,773	9996,02		3,98
		4	402	420	0,957	9999,71		0,29
		5	351	427	0,822	9997,56		2,44
		6	371	403	0,920	9999,33		0,67
	5	2	2640	2275	1,160	10001,79	10000,0	-1,79
		3	2746	2553	1,075	10000,69		-0,69
		4	3059	2398	1,275	10004,36		-4,36
		5	2680	2387	1,122	10001,29		-1,29
		6	2845	2318	1,227	10003,11		-3,11

c.d. tabl. 36.

	1	2	3	4	5	6	7	8
nawiewniki z filtrem o zmniejszonym oporze	2	2	1741	1642	1,060	10000,56	10000,0	-0,56
		3	1856	2069	0,897	9998,22		1,78
		4	2070	1814	1,141	10002,34		-2,34
		5	1770	1781	0,993	9999,98		0,02
		6	1890	1684	1,122	10001,70		-1,70
	3	2	344	397	0,866	9998,58	10000,0	1,42
		3	361	468	0,771	9995,98		4,02
		4	397	421	0,943	9999,58		0,42
		5	350	428	0,817	9997,52		2,48
		6	370	404	0,915	9999,27		0,73
	5	2	2471	2252	1,097	10000,84	10000,0	-0,84
		3	2556	2538	1,007	10000,02		-0,02
		4	2844	2361	1,204	10002,72		-2,72
		5	2503	2367	1,057	10000,41		-0,41
		6	2657	2287	1,161	10001,83		-1,83



Rys. 43. Zależność $\frac{V_N}{V_W}$ od różnicy ciśnień Δp

Dla zbioru punktów wyznaczających odpowiednio krzywe "a", "b", "c" błąd maksymalny wynikający z usytuowania skrajnych punktów dla poszczególnych krzywych wynosił jak podano w tabl. 37 od -5,9% do +4,9%.

Tabl. 37.

Wartości błędu dla krzywych a, b, c z rys. 43.

krzywa	Δp	$\frac{V_N}{V_w}$ z krzywej	$\frac{V_N}{V_w}$ dla punktu	Błąd %
"a"	0,15	0,993	1,033	+4,0
	1,40	0,915	0,867	-5,2
"b"	-1,85	1,130	1,063	-5,9
	-0,25	1,010	1,060	+4,9
"c"	1,75	0,847	0,833	-1,6
	0,35	0,926	0,967	+4,4

Funkcje określające krzywe "a", "b", "c" można zapisać w następującej ogólnej postaci:

$$\Delta p = A_p + B_p \frac{V_N}{V_w} + C_p \left(\frac{V_N}{V_w} \right)^m \quad \text{497/}$$

gdzie:

Δp - różnica ciśnień między ciśnieniem zewnętrznym p_a a ciśnieniem wewnętrznym p_{xi} kg/m^2

A_p, B_p, C_p, m - współczynniki

V_N - ilość powietrza nawiewanego do pomieszczenia przez instalację nawiewną, m^3/h

V_w - ilość powietrza wywiewanego z pomieszczenia przez instalację wywiewną, m^3/h

Zakres zmian wartości stosunku $\frac{V_N}{V_w}$ dla warunków obliczeniowych wahał się od 0,74 do 1,32. Punkty przecięcia krzywych z osią

rzędnych określającą stosunek $\frac{V_N}{V_w}$ dla $\Delta p = 0$ były przesunięte. Dla krzywej "a" punkt przecięcia leżał nieco powyżej wartości 1, a dla krzywych "b" i "c" wartości odpowiednio wynosiły 0,993 oraz 0,950. Oznacza to, że zwiększenie oporu w odgałęzieniu nawiewnym w danym pomieszczeniu przy zachowaniu niezmięnionej wartości oporu odgałęzienia wywiewnego w określonych warunkach powodowało zmniejszenie stosunku $\frac{V_N}{V_w}$.

W oparciu o wyniki obliczeń, znaleziono wartości stałych dla krzywych "a", "b", "c". Praktyczne zastosowanie otrzymanych zależności jest ograniczone ze względu na konkretne warunki rozpatrywanego układu.

Dla innego układu stałe A_p , B_p , C_p , m przyjmą inne wartości liczbowe. Tym niemniej porównanie wartości wyznaczonych stałych pozwala na określenie charakteru zmian funkcji /97/ przy różnych oporach odgałęzienia nawiewnego.

Dla krzywej "a" /nawiewniki bez filtrów/ równanie 97 przyjmuje postać:

$$\Delta p = 8,21 - 9,75 \frac{V_N}{V_w} + 1,57 \left(\frac{V_N}{V_w} \right)^{-3,226} \quad /98/$$

Dla zakresu wartości stosunku $\frac{V_N}{V_w}$ od 0,78 do 1,32 bezwzględny błąd maksymalny nie przekroczył 2%.

Dla krzywej "b" /nawiewniki z filtrami o małym oporze/ wstawiając wartości współczynników do równania otrzymano:

$$\Delta p = 9,62 - 10,6 \frac{V_N}{V_w} + 0,96 \left(\frac{V_N}{V_w} \right)^{-4,162} \quad /99/$$

W zakresie wartości stosunku $\frac{V_N}{V_W}$ od 0,78 do 1,30 bezwzględny

błąd maksymalny wynosił 2% .

Dla krzywej "c" /nawiewniki z filtrem/ otrzymano:

$$\Delta p = 6,76 - 9,07 \frac{V_N}{V_W} + 1,55 \left(\frac{V_N}{V_W} \right)^{-3,259} \quad /100/$$

Przy zmianie wartości stosunku $\frac{V_N}{V_W}$ od 0,74 do 1,26 bezwzględny

błąd maksymalny nie przekroczył wartości 1% .

Można zatem stwierdzić, że jednym z elementów charakteryzujących układ pomieszczeń wyposażony w instalację wentylacji mechanicznej nawiewnej oraz wywiewnej jest zależność stosunku ilości powietrza nawiewanego mechanicznie do wywiewanego od wartości różnicy ciśnień zewnętrznego i w pomieszczeniu. Równania 98, 99, 100 nie mają zastosowania dla pomieszczeń w których bezpośrednio wystąpiło zakłócenie polegające na odcięciu odgałęzienia wentylacji mechanicznej.

Zmiany przepływów powietrza w odgałęzieniach instalacji wentylacji mechanicznej nawiewnej dla poszczególnych pomieszczeń układu przy wszystkich występujących zakłóceniach związane są z oporem rozpatrywanego odgałęzienia jak również z jego odległością od wentylatora. Dla pomieszczeń 3 i 5 w oparciu o zestawienie wartości w tabl. 38 przedstawiono charakterystyki /rys. 44/ oznaczając je a_0 , b_0 , c_0 dla pomieszczenia 3 oraz d_0 , e_0 , f_0 dla pomieszczenia 5.

Tabl. 38.

Wartości strat ciśnienia oraz przepływów w instalacji wentylacji nawiewnej

Pomieszczenie	nr	wariant	ΔH_{odg} kG/m ²	$\Delta H_{całk}$ kG/m ²	$\frac{\Delta H_{odg}}{\Delta H_{całk}}$ -	V_{odg} m ³ /h	ΔV m ³ /h	$\frac{\Delta V}{V_{odg}}$ -
nawiewniki z filtrem	3	1	53,92	103,02	0,523	320	0	0
		2	56,07		0,544	326	6	0,019
		3	60,61		0,588	337	17	0,053
		4	65,32		0,634	349	29	0,091
		5	57,65		0,559	330	10	0,031
		6	62,18		0,600	341	21	0,066
	5	1	55,03	103,02	0,534	1798	0	0
		2	56,82		0,551	1826	28	0,015
		3	60,05		0,583	1876	78	0,043
		4	65,36		0,634	1953	155	0,086
		5	57,86		0,560	1843	45	0,025
		6	62,79		0,609	1917	119	0,066
nawiewniki bez filtrów	3	1	38,44	102,27	0,376	336	0	0
		2	40,47		0,395	344	8	0,0233
		3	45,60		0,446	362	26	0,0718
		4	58,00		0,567	402	66	0,1642
		5	42,34		0,413	351	15	0,043
		6	48,27		0,471	371	35	0,094
	5	1	39,49	102,27	0,386	2676	0	0
		2	38,33		0,375	2640	-36	-0,0136
		3	41,88		0,409	2746	70	0,0255
		4	53,91		0,527	3059	383	0,1252
		5	39,64		0,387	2680	4	0,0014
		6	45,44		0,442	2845	169	0,059
nawiewniki z filtrami o zmniejszonym oporze	3	1	41,56	102,61	0,402	338	0	0
		2	43,38		0,422	344	6	0,017
		3	48,50		0,470	361	23	0,068
		4	60,33		0,585	397	59	0,174
		5	45,22		0,439	350	12	0,035
		6	51,13		0,497	370	32	0,094
	5	1	42,63	102,61	0,412	2483	0	0
		2	42,20		0,399	2471	-12	-0,005
		3	45,44		0,441	2556	73	0,029
		4	57,77		0,559	2844	361	0,145
		5	43,38		0,421	2503	20	0,008
		6	49,52		0,481	2657	174	0,070

Dla nawiewników wyposażonych w filtry określono krzywe a_o , d_o , przy nawiewnikach wyposażonych w filtry o zmniejszonym oporze krzywe b_o , e_o , a dla nawiewników bez filtrów krzywe c_o , f_o . Analitycznym odzwierciedleniem krzywych przedstawionych na rys. 44 jest ogólna postać równania:

$$\frac{H_o}{H_c} = A_o e^{c_o \frac{\Delta V}{V_o}} \quad /101/$$

gdzie: e - podstawa logarytmu naturalnego

A_o - stała charakteryzująca położenie krzywej

c_o - stała określająca charakter krzywej

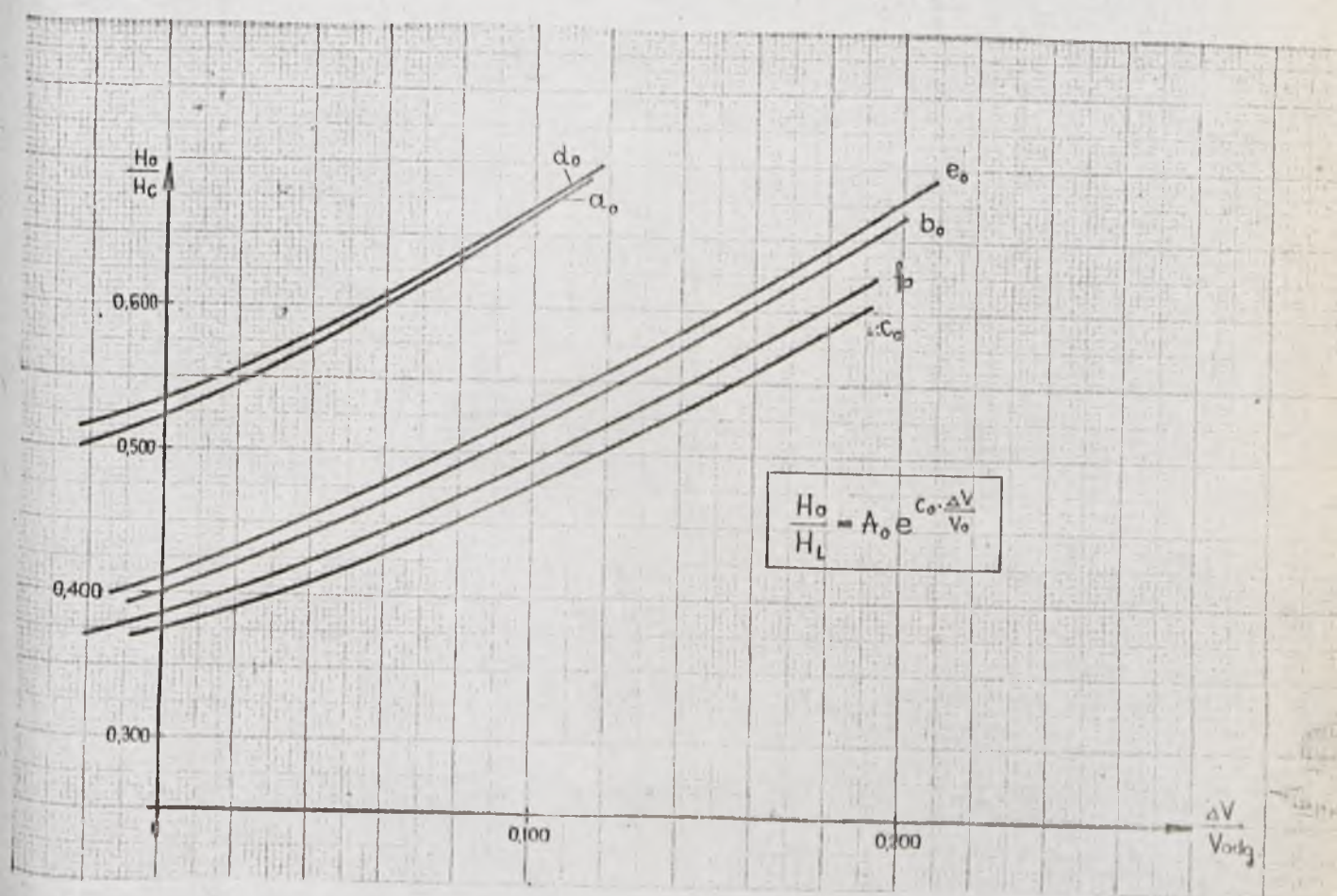
Przykładowe wartości współczynników A_o i c_o dla pomieszczeń 3 i 5 przy nawiewnikach zaopatrzonych w filtry oraz przy zdjętych nawiewnikach podano w tabl. 39.

Tabl. 39.

Wartości współczynników A_o i c_o dla pomieszczeń 3 i 5

	Pom nr	A_o	c_o	Równanie
z filtrami na nawiew- nikach	3	0,52	2,33	$\frac{H_o}{H_c} = 0,52^{2,33 \frac{\Delta V}{V_o}}$
	5	0,53	2,14	$\frac{H_o}{H_c} = 0,53^{2,14 \frac{\Delta V}{V_o}}$
bez filtrów na nawiew- nikach	3	0,76	2,45	$\frac{H_o}{H_c} = 0,76^{2,45 \frac{\Delta V}{V_o}}$
	5	0,38	2,49	$\frac{H_o}{H_c} = 0,38^{2,49 \frac{\Delta V}{V_o}}$

Porównanie ułożenia krzywych na rys. 44, gdzie krzywe d_o , e_o , f_o dla pomieszczenia 5 odpowiednio dla każdego z zakłóceń położone są wyżej niż krzywe a_o , b_o , c_o dla pomieszczenia 3 pozwala stwierdzić, że dla wszystkich z występujących współczynników strat miejscowych w odgałęzieniu stosunek oporu odgałęzienia H_o do oporu całkowitego instalacji H_c będzie większy dla odgałęzienia położonego bliżej wentylatora to znaczy w omawianym przypadku dla odgałęzienia w pomieszczeniu 5. Stwierdzenie to ma istotne znaczenie dla oceny wrażliwości odgałęzienia na występujące zakłócenia



Rys. 44. Zmiany strat ciśnienia w odgałęzieniu na skutek zmian przepływów powietrza

Analizując wyniki obliczeń można dla różnych rodzajów zakłóceń pracy układu określić wielkości odchyłek w ilościach nawiewanego oraz wywiewanego powietrza.

W niniejszej pracy szczególną uwagę zwrócono na wpływ oporu odgałęzienia instalacji nawiewnej na wielkości zmian przepływu powietrza nawiewanego, przyjmując dla warunków analizy stałą określoną wartość współczynnika oporu miejscowego w odgałęzieniach instalacji wywiewnej.

Na podstawie obliczeń zawartych w pkt 4 oraz załączniku 2 dla dwóch przykładowo wybranych pomieszczeń 3 i 5 przy różnych warunkach pracy układu, sporządzono zestawienie zawarte w tabl.38. Obrazem graficznym tego zestawienia jest rys. 45, który przedstawia zależność stosunku oporu odgałęzienia do oporu całej instalacji nawiewnej od stosunku przyrostu ilości powietrza w odgałęzieniu do całkowitej ilości powietrza jaka przepływała w odgałęzieniu w warunkach niezakłóconej pracy instalacji /jak w wariancie 1/.

Funkcję $\frac{H_o}{H_c} = f / \frac{\Delta V}{V_o}$ / przedstawioną na rys. 45 można określić równaniem prostej o postaci:

$$\frac{H_o}{H_c} = A_a - B_a \frac{\Delta V}{V_o} \quad /102/$$

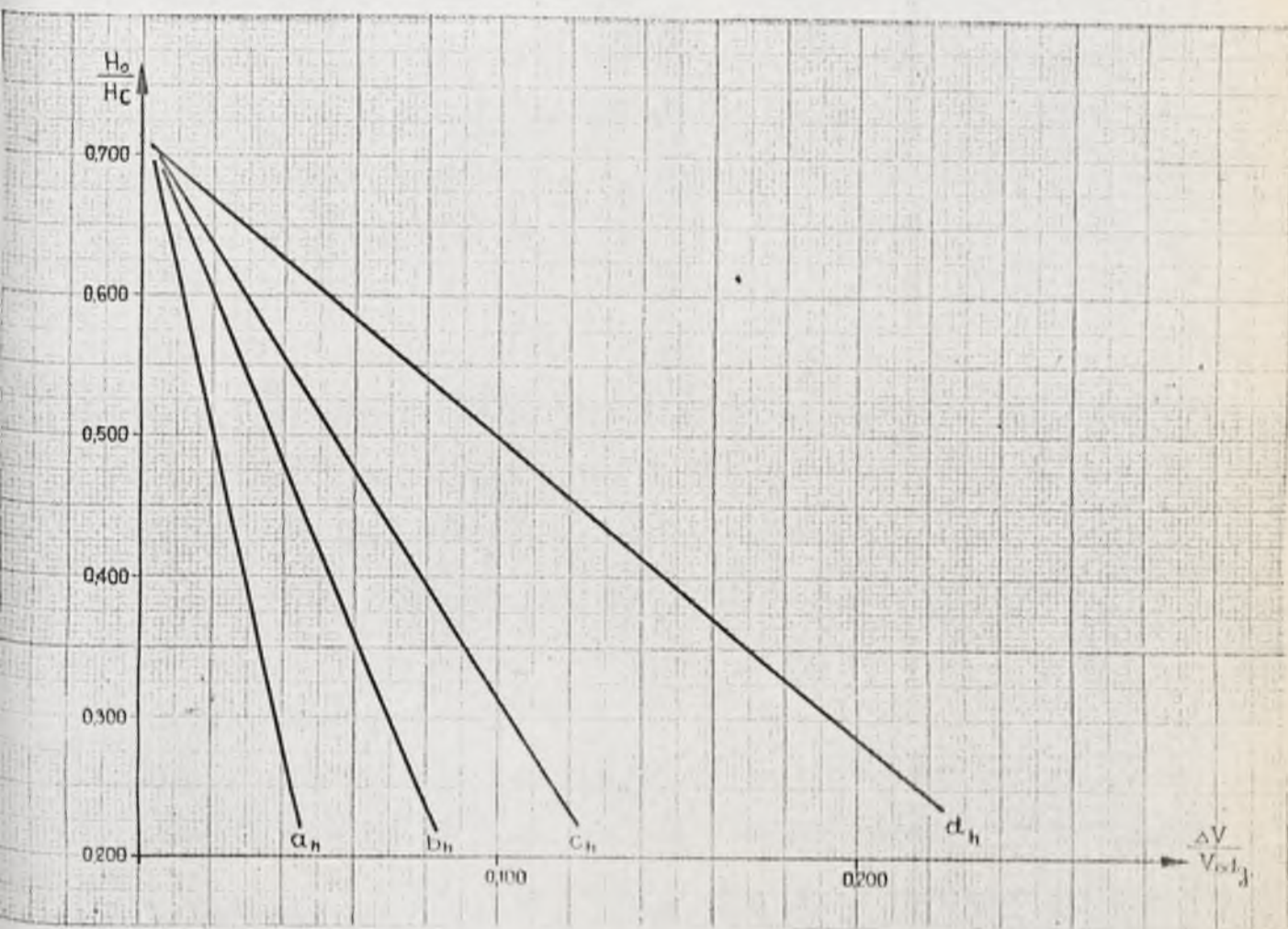
gdzie: ΔV - przyrost ilości powietrza w wyniku zmiany warunków pracy określony odpowiednim wariantem w stosunku do ilości powietrza jak w wariancie 1, m^3/h

V_o - ilość powietrza przepływająca w odgałęzieniu w warunkach pracy jak w wariancie 1, m^3/h

H_o - strata ciśnienia w odgałęzieniu, kg/m^2

H_c - strata ciśnienia całkowita w instalacji, kg/m^2

A_a, B_a - współczynniki określające funkcję $\frac{\Delta V}{V_o} = f / \frac{H_o}{H_c} /$



Rys. 45. Wielkość odchyłki przepływającego powietrza w odgałęzieniu w zależności od stosunku $\frac{H_o}{H_c}$

Warunki pracy układu określone wariantem 2 różnią się tym od wariantu 1 /wariant 1 instalacje nawiewna i wywiewna usytuowane w przestrzeni nieograniczonej/, że nawiew i wywiew powietrza następuje do pomieszczeń ograniczonych przegrodami o ustalonej szczelności.

Następuje połączenie układu nawiewnego z układem wywiewnym poprzez pomieszczenie i wzajemne oddziaływanie obu instalacji z uwzględnieniem strat ciśnienia przy przepływie przez nieszczelności przegród. Zmienione warunki pracy układu powodują ustalenie się ciśnień w pomieszczeniach przy innym niż dla wariantu 1 rozkładzie ciśnień w instalacjach określającym nowe przepływy powietrza w odgałęzieniach. Rozpatrując dla wariantu 2 wyniki obliczeń stwierdzono, że największa odchyłka wystąpiła w pomieszczeniu 3 przy pracy nawiewu bez filtrów i wynosiła 0,023 /2,3%/ . Wielkości odchyłek dla wariantu 2 przyjmowały wartości zarówno dodatnie jak również ujemne i wynikało to z ustalenia się określonych wartości ciśnień w całym układzie jako wynik zrównoważenia przepływów powietrza we wszystkich elementach układu.

Następnie w analogiczny sposób przeanalizowano pracę układu przy występujących zakłóceniach w pracy instalacji wywiewnej warianty 3, 5 oraz w instalacji nawiewnej warianty 4, 6 poprzez zamknięcie przepływu w odpowiednich odgałęzieniach jak pokazano dla wymienionych wariantów na rys. 32, 41, 33, 42.

Dla zakłócenia w pracy układu oznaczonego wariantem 5 funkcję /102/ przedstawia krzywa a_h rys. 45, która może być zapisana następująco:

$$\frac{H_o}{H_c} = 0,727 - 11,1 \frac{\Delta V}{V_o} \quad /103/$$

Krzywa b_h dla zakłócenia wariant 3 wyznacza równanie:

$$\frac{H_o}{H_c} = 0,716 - 5,90 \frac{\Delta V}{V_o} \quad /104/$$

Dla krzywej c_h wariant 6 równanie /102/ przyjmie postać:

$$\frac{H_o}{H_c} = 0,713 - 3,95 \frac{\Delta V}{V_o} \quad /105/$$

Krzywa d_h dla wariantu 4 określona jest równaniem:

$$\frac{H_o}{H_c} = 0,710 - 2,10 \frac{\Delta V}{V_o} \quad /106/$$

Zmiany wartości współczynnika A_o od 0,710 do 0,727 wynikają ze zmiany punktu pracy wentylatora oraz związanej z tym zmiany stosunku straty ciśnienia po stronie tłocznej do całkowitej straty ciśnienia w instalacji.

Jak wynika ze zmian wartości współczynnika B_o nachylenie krzywej dla zakłóceń wariantu 3 i 5 jest większe. Oznacza to, że dławienie przepływu w instalacji wywiewnej ma mniejszy wpływ na zmiany przepływów w instalacji nawiewnej. Natomiast mniejsze nachylenie krzywych c_h i d_h powoduje przy takich samych zmianach $\frac{H_o}{H_c}$ znacznie większe odchyłki w ilości przepływającego powietrza ΔV . Wynika stąd spostrzeżenie, że dla zakłóceń w instalacji nawiewnej /wariant 4 i 6/ reakcja tej instalacji jest wyraźnie większa niż przy zakłóceniach w instalacji wywiewnej.

Ze względu na wymagania odnośnie stabilności pracy instalacji możliwe jest określenie minimalnego stosunku $\frac{H_o}{H_c}$ dla którego spełniony będzie warunek nieprzekroczenia dopuszczalnej odchyłki w ilości przepływającego powietrza ΔV . W tabl. 40 zestawiono wartości stosunków $\frac{H_o}{H_c}$ przy przyjętych wartościach dopuszczalnych odchyłek 4, 8, 12, 16%.

Tabl. 40.

Wartości stosunku $\frac{H_o}{H_c}$ dla odchyłek 4, 8, 12, 16%

Rodzaj zakłócenia	Dopuszczalna odchyłka $\frac{\Delta V}{V_o} \cdot 100\%$			
	4	8	12	16
	%	%	%	%
Wariant 5 krzywa "a _h "	0,280	-	-	-
Wariant 3 krzywa "b _h "	0,480	0,240	-	-
Wariant 6 krzywa "c _h "	0,560	0,400	0,240	-
Wariant 4 krzywa "d _h "	0,625	0,540	0,460	0,375

Jak wynika w danych zawartych w tabl. 40, jeżeli względami technologicznymi lub sanitarnymi narzucone są wartości dopuszczalnych odchyłek, to im te wartości są mniejsze tym stosunek $\frac{H_o}{H_c}$ musi być większy. Dla przewidywanego w warunkach eksploatacyjnych maksymalnego zakłócenia można określić konieczną stabilność instalacji poprzez zapewnienie odpowiedniej oporności odgałęzienia w stosunku do oporu całej instalacji.

8. UWAGI I WNIOSKI

Zawarte w niniejszej pracy rozważania i przeprowadzane analizy wykazują, że zmiana ilości przepływającego powietrza w odgałęzieniu instalacji nawiewnej lub wywiewnej powoduje zmianę rozprywu powietrza w obu instalacjach jak również zmienia punkt pracy wentylatora współpracującego z rozpatrywanym systemem przewodów. Omawiane w pracy zagadnienia rozpatrzone przy założeniu określonych warunków, a w związku z tym w praktycznym zastosowaniu wyników niniejszej pracy ten element należy brać pod uwagę.

Rozpoznanie zagadnień poruszonych w pracy pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

1. Na podstawie zgodności wyników obliczeń i przeprowadzonych pomiarów stwierdzono, że przyjęty model obliczeniowy może być wykorzystany do opisanie zjawisk będących przedmiotem rozważań w niniejszej pracy.
2. Zachwianie proporcji między ilością powietrza nawiewanego i wywiewanego w danym pomieszczeniu powoduje inne niż zakładano przepływy powietrza związane z infiltracją lub eksfiltracją, co może mieć wpływ na kształtowanie się warunków sanitarno-ciepłnych w pomieszczeniu.
3. Udział oporu odgałęzienia w oporze całego obiegu decyduje o wrażliwości układu na występujące zakłócenia. Zakłócenia w odgałęzieniach położonych bliżej wentylatora mają większy wpływ na rozregulowanie całego układu niż zakłócenia w odgałęzieniach usytuowanych w końcowych odcinkach systemu przewodów.

4. Zwiększenie oporów miejscowych w odgałęzieniu /np. przez dobór nawiewnika o większym współczynniku oporu miejscowego lub założenie na nawiewnik filtru/ w znacznym stopniu zmniejsza wrażliwość odgałęzienia na występujące zakłócenia.
5. Przy większych zakłóceniach zmiana ilości przepływającego powietrza w danym pomieszczeniu może być tak duża, że nie zapewni wymaganych parametrów powietrza jak również może nie spełniać warunku utrzymania żądanej czystości powietrza. /N.p. dla jednego z charakterystycznych analizowanych przypadków wartości były następujące: dla pomieszczenia 2 przy nawiewie, ilość powietrza zwiększyła się o $360 \text{ m}^3/\text{h}$ co w odniesieniu do całkowitej ilości stanowiło 21,5% , natomiast ilość powietrza wywiewanego zmieniła się o $168 \text{ m}^3/\text{h}$ co stanowiło 10,3% w odniesieniu do całkowitej ilości powietrza wywiewanego z pomieszczenia/.
6. Metoda postępowania sprawdzona na konkretnym przykładzie zawartym w niniejszej pracy może być wykorzystana w projektowaniu systemów wentylacyjnych dla układów pomieszczeń pracujących w zmiennych warunkach nawiewu i wywiewu powietrza. /N.p. Laboratoria, szpitale, niektóre pomieszczenia produkcyjne itp. zwłaszcza w pomieszczeniach gdzie okresowo włączane są odciągi miejscowe lub istnieje możliwość niezamierzonego dławienia przepływu powietrza w odgałęzieniach/.

W dotychczasowej praktyce inżynierskiej instalacje wentylacji mechanicznej traktowano zawsze jako oddzielny element.

Powiązanie w niniejszej pracy systemów wentylacyjnych z pomieszczeniami i analizowanie układu jako całości było nowym spojrzeniem wnoszonym w rozwiązywanie zagadnień efektywności funkcjonowania wentylacji mechanicznej na rzecz obsługiwanych pomieszczeń. Spotykane w literaturze światowej opracowania w których uwzględniano występujące w pomieszczeniu ciśnienia dotyczyły tylko wymiany powietrza przez aerację. Pomijanie w układach z wentylacją mechaniczną występujących w pomieszczeniu ciśnień, powodować może w określonych warunkach wyraźne odchylenia w stosunku do przewidywanych warunków sanitarno-cieplnych w pomieszczeniu. Szeroki zakres zagadnień jaki się wykonał w trakcie opracowywania niniejszej pracy wymagał ograniczenia pracy do analizy niektórych tylko problemów, niemniej wydaje się celowe zajęcie się w przyszłości między innymi takimi zagadnieniami jak:

- a. wpływem na pracę układu ciśnień w sąsiednich do rozpatrywanego pomieszczeniach oraz ciśnień w korytarzach,
- b. wpływem ciśnienia grawitacyjnego przy układzie pomieszczeń w pionie /zwłaszcza w budynkach wysokich/,
- c. wpływem na rozpatrywany układ, funkcjonowania w pomieszczeniach kanałów wentylacji grawitacyjnej.

Prowadzone w zasygnalizowanych kierunkach prace powinny zmierzać do opracowania uogólnionych zależności, które pozwoliłyby na wyeliminowanie wpływu zakłóceń, wobec których na obecnym etapie projektant niejednokrotnie jest bezradny.

Piśmiennictwo

1. H. Esdorn - Luftströmungen und druckhaltung in
krankenhausern
Gesundheits-Ingenieur 1973, Heft 10.
2. F.O. Hayes, S. Konzo - Investigation of air flow in branch
take-offs with the use of water table
ASHVE Transactions vol. 19
3. I.E. Idelczik - Sprawocznik po gidrawliczeskim
soprotiwlenijam, Moskwa 1960
4. P.J. Jackman - A study of the Natural Ventilation
of Tall office Buildings
JIHVE 1970
5. F. Jankowski - Pompy i wentylatory w inżynierii
sanitarnej
Arkady 1970
6. T.Jędrzejewska-Scibak - Wpływ zmiennych wymiarów geometrycz-
nych na opory miejscowe trójkątów przy
dzieleniu się strumieni w zakresie
wysokich prędkości przepływu powietrza
K.O.i W. Politechniki Warszawskiej
Warszawa 1964
7. T.Jędrzejewska-Scibak - Współczynniki oporów miejscowych
w przewodach wentylacyjnych w świetle
literatury światowej
Zeszyty naukowe Politechniki
Warszawskiej, Budownictwa nr 14, 1960

8. T. Jędrzejewska-Ścibak - Obliczanie kryz dławiających nadmiar ciśnienia w przewodach wentylacyjnych
G.W. i T.S. Nr 1 1963
9. P.N. Kamieniew - Hidroelewatory i Drugije Strujnyje Apparaty, Moskwa 1950
10. J. Karolak - Wentylacja w budynkach wysokich do 25 kondygnacji Cz.I
I.O. i W. Politechniki Warszawskiej
Warszawa 1971
11. J. Karolak - Wentylacja w budynkach wysokich do 25 kondygnacji Cz.II
I.O. i W. Politechniki Warszawskiej
Warszawa 1973
12. J. Kozierski,
J. Wieczyński - Liniowe straty ciśnienia w przewodach wentylacyjnych o przekroju kołowym
C.O.W. Nr 6 1972
13. O. Krischer, H. Beck - Die Durchluftung von Raumen durch Windangriff und der Wärmebedarf für die Luftung VDJ Berichte 1957
14. J. Kwiatkowski
L. Cholewa - Liniowe straty ciśnienia w przewodach wentylacji mechanicznej
C.O.W. Nr 4 1974
15. J.F. Liwczak - Wentilacja mnogoetażnych żiłych domow
Gosudarstwiennoj izdatielstwo architektury i gradostroitelstwa
Moskwa 1951

16. B.N. Łobajew - Rascziet woźduchoprowodow
Kijów 1959
17. M. Malicki - Wentylacja przemysłowa
Arkady 1967
18. E.I. Siemienowa - O projektie tiechniczjeskich ukazanij
po upłatnieniju okonnych projemow
żiłych i obszczjestwiennych zdanij
w cb Issłiedowanija po mikroklimatu
żiłiszcza i stroitielnoj tiepłofizykie
Gosstrojizdat 1960
19. Urządzenia Wentylacyjne - Zbiór danych technicznych
Arkady 1962
20. W. Wasilewski - Racjonalne przekroje magistralnych
przewodów wentylacji mechanicznej
i wodnych ogrzewań pompowych
Warszawa 1961
21. H. Walden - Mechanika cieczy i gazów w inżynierii
sanitarnej
Warszawa 1971

Program na maszynę cyfrową Odra 1204 dla określenia przepływów powietrza i strat ciśnienia w całym rozpatrywanym układzie wraz z obliczeniem ciśnień w pomieszczeniach

begin

integer i,j,k,l,lp,li,lq,lw,l1,m,n,p,r,s,le,lb,lc,ld,t,c,lw,
ltu,ltw,lk;

real C7C8,C11C12,k1,k2,k3,k4,u,w,v,x,y,z,eps,kr,k5,k6;

array C[0:14],Wnp[1:3,0:2],Who[1:8,0:3];

start:

wait('?klucze');

setinput(0);

if -key(3) then eps:=0.01 else read(eps);

if -key(4) then kr:=.6 else read(kr);

setinput(1);

if -key(5) then begin

read(C,Wnp,Who);

C7C8:=C[7]*C[8];

C11C12:=C[11]*C[12];

k1:=C[1];

k2:=2-k1;

k3:=1/C[13]-k1;

k4:=C[14]-k1;

k5:=C[8]-1;

k6:=C[12]-1;

end;

```
if -key(6) then read(n,m,lp,ltn,ltw,lk,lw,lnw);
```

```
begin
```

```
integer array rz,Wn,Ww[1:lp],
```

```
    Tn[1:ltn,1:5],
```

```
    Tw[1:ltw,1:3],
```

```
    Naw[1:lnw,1:2],
```

```
    Kr[1:lk],
```

```
    In,Lw,Lh[1:n];
```

```
array Win[1:n],
```

```
    Wgr[1:n,1:3],
```

```
    Wkn[1:lw,1:4],
```

```
    E,F[1:ltw],
```

```
    Ka,Kb[1:lk],
```

```
    S,Ck[1:lnw],
```

```
    R,Rd,D,Dzat,Dznm[1:m],
```

```
    V,H,Rz,Hc[1:m+2*n];
```

```
real procedure Hn;
```

```
Hn:=C[5]+C[6]*V[t]+C[7]*V[t]+C[8];
```

```
real procedure Hw;
```

```
Hw:=C[9]+C[10]*V[c]+C[11]*V[c]+C[12];
```

```
if -key(7) then begin
```

```
    le:=0;
```

```
    for i:=1 step 1 until lp do
```

```
        begin
```

```
            read(rz[i]);
```

```
            le:=le+rz[i];
```

```
        end;
```

```
    lb:=0;
```

```
    lc:=0;
```

```
    ld:=0;
```

```
    for i:=1 step 1 until n do
```

```
        begin
```

```
            read(In[i],Lw[i],Lh[i]);
```

```
            lb:=lb+Ln[i];
```

```
            lc:=lc+Lw[i];
```

```
            ld:=ld+Lh[i];
```

```
        end;
```

```

        end;
begin
    integer array odc[1:le],nrn[1:lb],nrw[1:lc],nrp[1:ld];
    if -key(7) then begin
        read(t,c);
        l:=1;
        for i:=1 step 1 until lp do
            begin
                Wn[i]:=Ww[i]:=0;
                l1:=l+rz[i]-1;
                for j:=1 step 1 until l1 do
                    begin
                        read(s);
                        if s=t then Wn[i]:=1;
                        if s=c then Ww[i]:=1;
                        odc[j]:=s;
                    end;
                l:=l1+1;
            end;
        read(nrn,nrw,nrp);
    end;
    if -key(8) then begin
        for i:=m+1 step 1 until m+2*n do He[i]:=0;
        for i:=1 step 1 until m do
            begin
                read(j,x,y,Dzst[i],He[i]);
                R[i]:=C[0]*x/y+C[2];
                Rd[i]:=C[3]/y+C[4];
                D[i]:=y;
            end;
        end;
    if -key(9) then begin
        y:=1/C[13];
        for i:=1 step 1 until n do
            Win[i]:=(1/inreal)*y;
        end;
    if -key(10) then read(Wgr);
    if -key(11) then read(Wln);
    if -key(12) then for i:=1 step 1 until ltn do

```



```

begin
    read(j,k,p);
    x:=(D[j]/D[k])↑2;
    y:=(D[j]/D[p])↑2;
    Tn[i,1]:=j;
    Tn[i,2]:=k;
    Tn[i,3]:=p;
    j:=4;
    A1:j:=j-1;
    if x>Wnp[j,0] then Tn[i,4]:=j
    else go to A1;
    j:=9;
    A2:j:=j-1;
    if y>Wno[j,0] then Tn[i,5]:=j
    else go to A2;
end;
if -key(13) then for i:=1 step 1 until ltw do
begin
    read(Tw[i,1],Tw[i,2],Tw[i,3]);
    x:=(D[Tw[i,3]]/D[Tw[i,2]])↑2;
    E[i]:=1+1.41/x;
    F[i]:=1/x↑2-E[i];
end;
if -key(14) then for i:=1 step 1 until lk do
begin
    read(j,x);
    Kr[i]:=j;
    y:=(x/D[j])↑2;
    if y≥1 then begin Ka[i]:=Kb[i]:=0 end
    else begin
        y:=(2.3/(y↑3+1.3×y)-1)↑2
        +(0.2/y)↑2;
        Ka[i]:=1.5810-4×y/D[j];
        Kb[i]:=0.5×y;
    end;
end;
if -key(15) then for i:=1 step 1 until lnw do
begin
    read(j,Naw[i,2],x,y);

```

```

        S[i]:=4/(3.14*3600*x↑2);
        Ck[i:=(D[j]/x)↑4;
        Dzst[j]:=Dzst[j]+y*Ck[i];
        Naw[i,1]:=j;
        end;
    if key(16) then read(V);
    T2:
    for i:=1 step 1 until m do Dzsm[i]:=0;
    for i:=1 step 1 until ltn do
    begin
        j:=Tn[i,1];
        k:=Tn[i,2];
        p:=Tn[i,3];
        r:=Tn[i,4];
        s:=Tn[i,5];
        if V[j]>0 then
        begin
            x:=V[p]/V[j];
            if x>0 then begin
                Dzsm[j]:=Wnp[r,1]*x↑Wnp[r,2];
                Dzsm[p]:=Wno[s,1]*x↑2+Wno[s,2]*x+Wno[s,3];
            end;
        end;
    end;
    end;
    for i:=1 step 1 until ltw do
    begin
        j:=Tw[i,1];
        k:=Tw[i,2];
        p:=Tw[i,3];
        x:=V[p]/V[k];
        Dzsm[k]:=Dzsm[k]+2*x-E[i]*x↑2;
        Dzsm[p]:=Dzsm[p]-1+4*x+F[i]*x↑2;
    end;
    for i:=1 step 1 until lk do
    begin
        j:=Kr[i];
        Dzsm[j]:=Dzsm[j]+Ka[i]*V[j]+Kb[i];
    end;
    for i:=1 step 1 until lnw do

```

```

begin
  j:=Naw[i,1];
  k:=Naw[i,2];
  x:=V[j]*S[i];
  y:=if x=0 then 0
      else (Wkn[k,1]+Wkn[k,2]*x+
            Wkn[k,3]*x+Wkn[k,4])*Ck[i];
  Dzzm[j]:=Dzzm[j]+y;
end;
for i:=1 step 1 until m do
  Rz[i]:=R[i]+(if V[i]=0 then 0
      else Rd[i]*(Dzst[i]+Dzzm[i])*V[i])tk;
for i:=m+1 step 1 until m+n do
begin
  x:=abs(V[i]);
  if x<1 then x:=1;
  Rz[i]:=Win[i-m]*xtk3;
end;
for i:=1 step 1 until n do
begin
  j:=i+m+n;
  x:=abs(V[j]);
  if x<1 then x:=1;
  Rz[j]:=Wgr[i,1]*xtk4+Wgr[i,2]*xtk2;
end;
for i:=1 step 1 until m+2*n do
  H[i]:=if V[i]=0 then 0
      else sign(V[i])*Rz[i]*abs(V[i])tk1;
  k:=1;
T3:l:=1;
for i:=1 step 1 until lp do
begin
  x:=y:=0;
  w:=kr;
  l1l+rz[i]-1;
  for j:=1 step 1 until l1 do
  begin
    p:=odc[j];
    r:=sign(p);

```



```

s:=abs(p);
x:=x+r*(H[s]+Hc[s]);
y:=y+(if V[s]=0 then 0 else H[s]/V[s]);
if s<m ^ V[s]<w then w:=V[s];
end;
if Wn[i]=1 then x:=x-Hn;
if Ww[i]=1 then x:=x-Hw;
if abs(x)>eps
then begin
    y:=y*k1;
    if Wn[i]=1 then y:=y+C[6]+C7C8*V[t]*k5;
    if Ww[i]=1 then y:=y+C[10]+C11C12*V[c]*k6;
    u:=-x/y;
    if abs(u)>w then u:=sign(u)*w;
    for j:=1 step 1 until l1 do
    begin
        p:=odec[j];
        r:=sign(p);
        s:=abs(p);
        y:=V[s]:=V[s]+r*u;
        H[s]:=if y=0 then 0 else sign(y)*Rz[s]*abs(y)*k1;
        k:=0;
    end;
end;
l:=l1+1;
end;
if k#0 then go to T4;
k:=-1;
go to T3;
T4:if k=-1 then go to T2;
setoutput(1);
line(10);
print('
-----
| Nr |      P      | Vnaw | Vwyw | Vinf | Vgraw |
|----|-----|-----|-----|-----|-----|');
l:=k=p:=1;
for i:=1 step 1 until n do
begin
    format(' ?|1234w| ');

```

```

print(i);
format(' -12345.12u| ');
x:=C[4];
l1:=l+lh[i]-1;
for j:=1 step 1 until l1 do
begin
    s:=nrp[j];
    r:=abs(s);
    x:=x+sign(s)*(H[r]+Hc[r]);
    if r=t then x:=x+Hn;
    if r=c then x:=x-Hw;
end;
print(x);
l:=l1+1;
x:=0;
l1:=k+ln[i]-1;
for j:=k step 1 until l1 do x:=x+V[nrn[j]];
print(x);
k:=l1+1;
x:=0;
l1:=p+lw[i]-1;
for j:=p step 1 until l1 do x:=x+V[nrw[j]];
print(x);
p:=l1+1;
print(V[m+i],V[m+n+i]);
end:
if key(20) then
begin
    line(5);
    format('123.12?');
    print('Hn=',Hn,'Hw=',Hw);
    print('

```

```

-----
| Nr | Dzsm | V | DelH | DelHl | DelHm |
| ---| ---| ---| ---| ---| ---| ');
format('?
| 1234u| -12.123u| 123456.12u| 1234.12u| 1234.12u| 1234.12u| ');
for i:=1 step 1 until m do
begin
    x:=if V[i]=0 then 0

```

```
        else R[i]×V[i]↑k1;  
    print(i,Dzzm[i],V[i],H[i],x,H[i]-x);  
    end  
    end;  
    end;  
    end;  
    go to start;  
    end?
```


Wyniki obliczeń dla wariantu 5 oraz wariantu 6
/przykład obliczeniowy pkt 4/

Tabl. 1.

Wyniki obliczeń dla wariantu 5 /z filtrami na nawiewnikach/

Nr	P	V _{naw}	V _{wyw}	V _{inf}	
1	9997.60	882.94	1061.44	178.50	
2	10001.11	1986.89	1831.34	-155.54	
3	9996.62	330.28	425.24	94.96	
4	10012.00	687.43	.00	-687.43	
5	9997.48	1843.15	2302.04	458.89	
Nr	D _{zsm}	V	DelH	DelH _l	DelH _m
1	10.434	882.94	50.09	.86	49.23
2	1.823	1986.89	46.57	4.04	42.53
3	36.692	330.28	57.65	.50	57.15
4	10.252	687.43	42.92	.82	42.10
5	2.932	1843.15	57.86	1.33	56.54
6	3.244	1061.44	23.50	1.75	21.74
7	1.581	1831.34	27.02	3.45	23.57
8	6.609	425.24	28.65	3.01	25.64
9	2.811	.00	.00	.00	.00
10	8.556	2302.04	33.59	1.74	31.85
11	.217	2869.83	6.59	.85	5.74
12	.003	3200.10	.64	.63	.01
13	.009	3887.54	.42	.36	.06
14	.061	5730.69	21.13	4.70	16.43
15	.000	5730.69	14.08	.00	14.08
16	.000	5730.69	4.12	.00	4.12
17	.000	5730.69	8.32	.36	7.96
18	.030	2892.79	6.14	.84	5.29
19	.110	3318.03	2.58	.14	2.45
20	.000	3318.03	1.49	1.01	.48
21	.201	5620.06	18.54	3.66	14.88
22	.000	5620.06	14.22	1.25	12.97

H_n = 102.86

H_w = 69.49

Tabl. 2

Wyniki obliczeń dla wariantu 5 /nawiewniki z filtrami
o zmniejszonym oporze/

Nr	P	V _{naw}	V _{wyw}	V _{inf}	
1	9999.02	983.98	1081.90	97.92	
2	9999.98	1770.50	1781.30	10.79	
3	9997.52	350.87	428.05	77.18	
4	10014.05	764.20	.00	-764.20	
5	10000.41	2503.25	2367.42	-135.83	
Nr	D _{zzm}	V	DelH	DelHl	DelHm
1	11.064	983.98	37.76	1.04	36.71
2	1.769	1770.50	36.80	3.27	33.53
3	37.510	350.87	45.22	.56	44.65
4	10.733	764.20	29.30	.99	28.31
5	3.394	2503.25	43.38	2.31	41.07
6	3.271	1081.90	24.51	1.82	22.69
7	1.548	1781.30	25.47	3.28	22.19
8	6.637	428.05	29.11	3.05	26.06
9	2.811	.00	.00	.00	.00
10	8.738	2367.42	36.01	1.83	34.18
11	.192	2754.48	5.96	.79	5.17
12	.003	3105.35	.61	.60	.01
13	.011	3869.55	.44	.36	.08
14	.085	6372.80	26.15	5.70	20.45
15	.000	6372.80	17.41	.00	17.41
16	.000	6372.80	5.10	.00	5.10
17	.000	6372.80	10.28	.43	9.85
18	.051	2863.19	6.09	.83	5.27
19	.110	3291.25	2.54	.13	2.40
20	.000	3291.25	1.47	1.00	.48
21	.192	5658.66	18.75	3.70	15.05
22	.000	5658.66	14.42	1.27	13.15

H_n = 102.59

H_w = 69.38

Tabl. 3.

Wyniki obliczeń dla wariantu 5 /nawiewniki bez filtrów/

Nr	P	V _{naw}	V _{wyw}	V _{inf}
1	9999.16	995.08	1083.04	87.95
2	9999.75	1712.88	1770.62	57.74
3	9997.56	351.11	427.46	76.36
4	10014.22	770.26	.00	-770.26
5	10001.29	2680.49	2387.24	-293.25

Nr	D _{zm}	V	DelH	DelH _l	DelH _m
1	11.134	995.08	35.00	1.07	33.93
2	1.758	1712.88	34.42	3.08	31.33
3	37.520	351.11	42.34	.56	41.78
4	10.771	770.26	26.28	1.00	25.28
5	3.520	2680.49	39.64	2.62	37.02
6	3.273	1083.04	24.57	1.82	22.75
7	1.543	1770.62	25.15	3.24	21.91
8	6.637	427.46	29.03	3.04	25.99
9	2.811	.00	.00	.00	.00
10	8.793	2387.24	36.76	1.86	34.91
11	.187	2707.96	5.74	.77	4.97
12	.003	3059.07	.60	.58	.01
13	.012	3829.32	.43	.35	.08
14	.092	6509.82	27.30	5.92	21.38
15	.000	6509.82	18.17	.00	18.17
16	.000	6509.82	5.32	.00	5.32
17	.000	6509.82	10.73	.45	10.28
18	.054	2853.65	6.07	.82	5.24
19	.110	3281.12	2.52	.13	2.39
20	.000	3281.12	1.46	.99	.47
21	.188	5668.36	18.80	3.71	15.08
22	.000	5668.36	14.47	1.27	13.20

H_n = 102.30H_w = 69.35

Tabl. 4.

Wyniki obliczeń dla wariantu 6 /z filtrami na nawiewnikach/

Nr	P	V _{naw}	V _{wyw}	V _{inf}
1	9999,22	915.60	999.37	83.77
2	10003.24	2063.55	1745.51	-318.04
3	9998.36	341.93	400.49	58.57
4	9991.09	.00	563.23	563.23
5	9998.71	1917.53	2210.77	293.24

Nr	D _{zzm}	V	DelH	DelHl	DelHm
1	10.638	915.60	54.21	.92	53.29
2	1.822	2063.55	50.19	4.32	45.87
3	37.152	341.93	62.18	.54	61.64
4	4.867	.00	.00	.00	.00
5	3.003	1917.53	62.79	1.42	61.36
6	3.161	999.37	20.57	1.57	19.00
7	1.586	1745.51	24.59	3.16	21.43
8	6.513	400.49	25.21	2.70	22.51
9	8.258	563.23	20.27	1.13	19.13
10	8.208	2210.77	30.17	1.62	28.55
11	.217	2979.15	7.10	.91	6.19
12	.003	3321.08	.69	.68	.01
13	.000	3321.08	.27	.27	.00
14	.075	5238.60	17.78	3.99	13.79
15	.000	5238.60	11.77	.00	11.77
16	.000	5238.60	3.45	.00	3.45
17	.000	5238.60	6.96	.30	6.66
18	.025	2744.87	5.51	.77	4.75
19	.110	3145.37	2.32	.12	2.20
20	.126	3708.59	2.29	1.24	1.05
21	.233	5919.36	20.67	4.02	16.66
22	.000	5919.36	15.76	1.37	14.39

H_n = 101.31H_w = 68.53

Tabl. 5.

Wyniki obliczeń dla wariantu 6 /z filtrami na nawiewnikach
o zmniejszonym oporze/

Nr	P	V _{naw}	V _{wyw}	V _{inf}
1	10000.17	1045.27	1014.83	-30.44
2	10001.70	1890.84	1684.40	-206.43
3	9999.27	370.31	404.32	34.01
4	9991.18	.00	559.41	559.41
5	10001.83	2657.99	2287.85	-370.13

Nr	D _{zzm}	V	DelH	DelHl	DelHm
1	11.447	1045.27	43.45	1.16	42.29
2	1.770	1890.84	41.93	3.69	38.24
3	38.277	370.31	51.13	.62	50.51
4	4.867	.00	.00	.00	.00
5	3.534	2657.99	49.52	2.58	46.95
6	3.182	1014.83	21.28	1.62	19.66
7	1.550	1684.40	22.81	2.96	19.85
8	6.556	404.32	25.80	2.75	23.05
9	8.241	559.41	19.96	1.12	18.84
10	8.425	2287.85	32.85	1.72	31.13
11	.193	2936.11	6.76	.89	5.88
12	.003	3306.42	.69	.67	.02
13	.000	3306.42	.27	.27	.00
14	.105	5964.41	23.06	5.05	18.01
15	.000	5964.41	15.25	.00	15.25
16	.000	5964.41	4.47	.00	4.47
17	.000	5964.41	9.01	.38	8.63
18	.047	2699.24	5.41	.74	4.67
19	.110	3103.55	2.26	.12	2.14
20	.125	3662.96	2.23	1.21	1.02
21	.224	5950.81	20.85	4.06	16.79
22	.000	5950.81	15.93	1.39	14.54

H_n = 103.00H_w = 68.42

Tabl. 6.

Wyniki obliczeń dla wariantu 6 /bez filtrów na nawiewnikach/

Nr	P	Vnaw	Vwyw	Vinf
1	10000.31	1060.84	1015.87	-44.97
2	10001.31	1840.88	1667.41	-173.47
3	9999.33	371.72	403.71	32.00
4	9991.22	.00	557.88	557.88
5	10003.11	2845.99	2318.31	-527.68

Nr	Dzzm	V	DelH	DelHl	DelHm
1	11.544	1060.84	40.72	1.20	39.52
2	1.760	1840.88	39.72	3.51	36.20
3	38.333	371.72	48.27	.62	47.65
4	4.867	.00	.00	.00	.00
5	3.671	2845.99	45.44	2.92	42.52
6	3.183	1015.87	21.33	1.62	19.71
7	1.542	1667.41	22.33	2.91	19.42
8	6.559	403.71	25.73	2.74	22.99
9	8.234	557.88	19.84	1.11	18.73
10	8.510	2318.31	33.95	1.76	32.18
11	.188	2901.72	6.58	.87	5.71
12	.003	3273.44	.68	.66	.02
13	.000	3273.44	.26	.26	.00
14	.112	6119.42	24.29	5.29	18.99
15	.000	6119.42	16.05	.00	16.05
16	.000	6119.42	4.70	.000	4.70
17	.000	6119.42	9.48	.40	9.08
18	.052	2683.28	5.37	.73	4.63
19	.109	3086.99	2.23	.12	2.11
20	.125	3644.87	2.21	1.20	1.01
21	.220	5963.18	20.92	4.07	16.84
22	.000	5963.18	16.00	1.39	14.60

Hn = 102.93

Hw = 68.37

Analiza dokładności przeprowadzonych pomiarów

Zasadnicze pomiary objęte niniejszą pracą polegały na określeniu ilości powietrza przepływającego w poszczególnych odgałęzieniach instalacji wentylacji mechanicznej nawiewnej i wywiewnej oraz różnicy ciśnień pomiędzy ciśnieniem zewnętrznym oraz wewnętrznym w pomieszczeniu. Dokładność pomiaru natężenia przepływu powietrza w odgałęzieniach decyduje o stopniu zgodności pomierzonych wartości z rzeczywistymi ilościami przepływającego powietrza w instalacji. Określenie dokładności przeprowadzonych pomiarów przeprowadzono w oparciu o wyznaczenie następujących wielkości:

- a. ilości przepływającego powietrza w odgałęzieniu $V \text{ /m}^3/\text{h/}$
- b. różnicy ciśnień między ciśnieniem w pomieszczeniu
oraz ciśnieniem zewnętrznym $\Delta p \text{ /kg/m}^2/$

W obliczeniach przyjęto stałą wartość γ ponieważ zarówno temperatury jak i ciśnienia bezwzględne zmieniały się w niewielkim przedziale wartości.

ad. a. Ilość powietrza przepływającego w odgałęzieniu określona była na podstawie zależności:

$$V = \frac{\pi d_z^2}{4} \cdot 3600 \sqrt{\frac{p_d 2g}{\gamma}} \quad /A-1/$$

gdzie: d_z - średnica zastępcza przewodu, m

p_d - ciśnienie dynamiczne w przewodzie, kg/m^2

średnie odchylenie kwadratowe wynosi:

$$\sigma_v = \sqrt{\left| \frac{\partial v}{\partial d_z} \right|^2 \sigma_{d_z}^2 + \left| \frac{\partial v}{\partial p_d} \right|^2 \sigma_{p_d}^2} \quad /A-2/$$

Różniczkując równanie /A-1/ względem d_z oraz p_d otrzymano:

$$\frac{\partial v}{\partial d_z} = \frac{2 \pi d_z}{4} \cdot 3600 \sqrt{\frac{p_d^2 g}{\gamma}}$$

$$\frac{\partial v}{\partial p_d} = \frac{\pi d_z^2}{4} \cdot 3600 \cdot \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2g}{\gamma p_d}}$$

Wstawiając uzyskane zależności do wzoru /A-2/ można napisać:

$$\sigma_v = \pi d_z \cdot 3600 \sqrt{\frac{g}{2\gamma}} \sqrt{p_d \sigma_{d_z}^2 + \frac{d_z^2}{16 p_d} \sigma_{p_d}^2} \quad /A-3/$$

Ze względu na znaczną bezwładność mikromanometru przy pomiarze średniego ciśnienia dynamicznego przyjęto odchyłkę jego wskazań równą $0,05 \text{ kg/m}^2$.

Odchyłkę średnicy przewodu przyjęto $\sigma_{d_z} = \pm 0,5 \text{ mm}$

Obliczenia błędu przeprowadzono dla największej oraz dla najmniejszej ilości przepływającego powietrza

dla $V_N = 3225 \text{ m}^3/\text{h}$, $p_{dN} = 6,31 \text{ kg/m}^2$, $F = 0,09 \text{ m}^2$, $d_z = 0,338 \text{ m}$ otrzymano:

$$\begin{aligned} \sigma_v &= \pi \cdot 0,338 \cdot 3600 \sqrt{\frac{9,81}{2 \cdot 1,2}} \sqrt{6,31 \cdot 0,0005^2 + \frac{0,338^2}{16 \cdot 6,31} 0,05^2} = \\ &= 16,22 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

dla $V_N = 351 \text{ m}^3/\text{h}$, $p_{dN} = 0,67 \text{ kG/m}^2$, $F = 0,03 \text{ m}^2$, $d_z = 0,195 \text{ m}$

otrzymano:

$$\sigma_V = \pi \cdot 0,195 \cdot 3600 \sqrt{\frac{9,81}{2 \cdot 1,2}} \sqrt{0,67 \cdot 0,0005^2 + \frac{0,338^2}{16 \cdot 0,67} 0,05^2} =$$

$$= 13,30 \text{ m}^3/\text{h}$$

ad. b. Różnica ciśnień między ciśnieniem w pomieszczeniu oraz ciśnieniem zewnętrznym

$$\Delta p = p_x - p_z \quad /A-4/$$

$$\sigma_{\Delta p} = \sqrt{\left| \frac{\partial \Delta p}{\partial p_x} \right|^2 \sigma_{p_x}^2 + \left| \frac{\partial \Delta p}{\partial p_z} \right|^2 \sigma_{p_z}^2}$$

czyli

$$\sigma_{\Delta p} = \sqrt{\sigma_{p_x}^2 + \sigma_{p_z}^2} \quad \text{kG/m}^2 \quad /A-5/$$

dokładność odczytu ciśnień wynosiła $0,1 \text{ kG/m}^2$, a więc

$$\sigma_{\Delta p} = \sqrt{0,01 + 0,01} = 0,14 \text{ kG/m}^2$$

Odchyłki kwadratowe względne dla przepływu powietrza wynoszą:

$$\sigma_V = \frac{\sigma_V}{V} \quad /A-6/$$

$$\sigma_V = \frac{16,22}{3225} = 0,005 \quad \text{czyli } 0,5\%$$

$$\sigma_V = \frac{13,30}{351} = 0,037 \quad \text{czyli } 3,7\%$$

Jako graniczny błąd względny przyjmuje się potrójną wartość średniej kwadratowej odchyłki względnej:

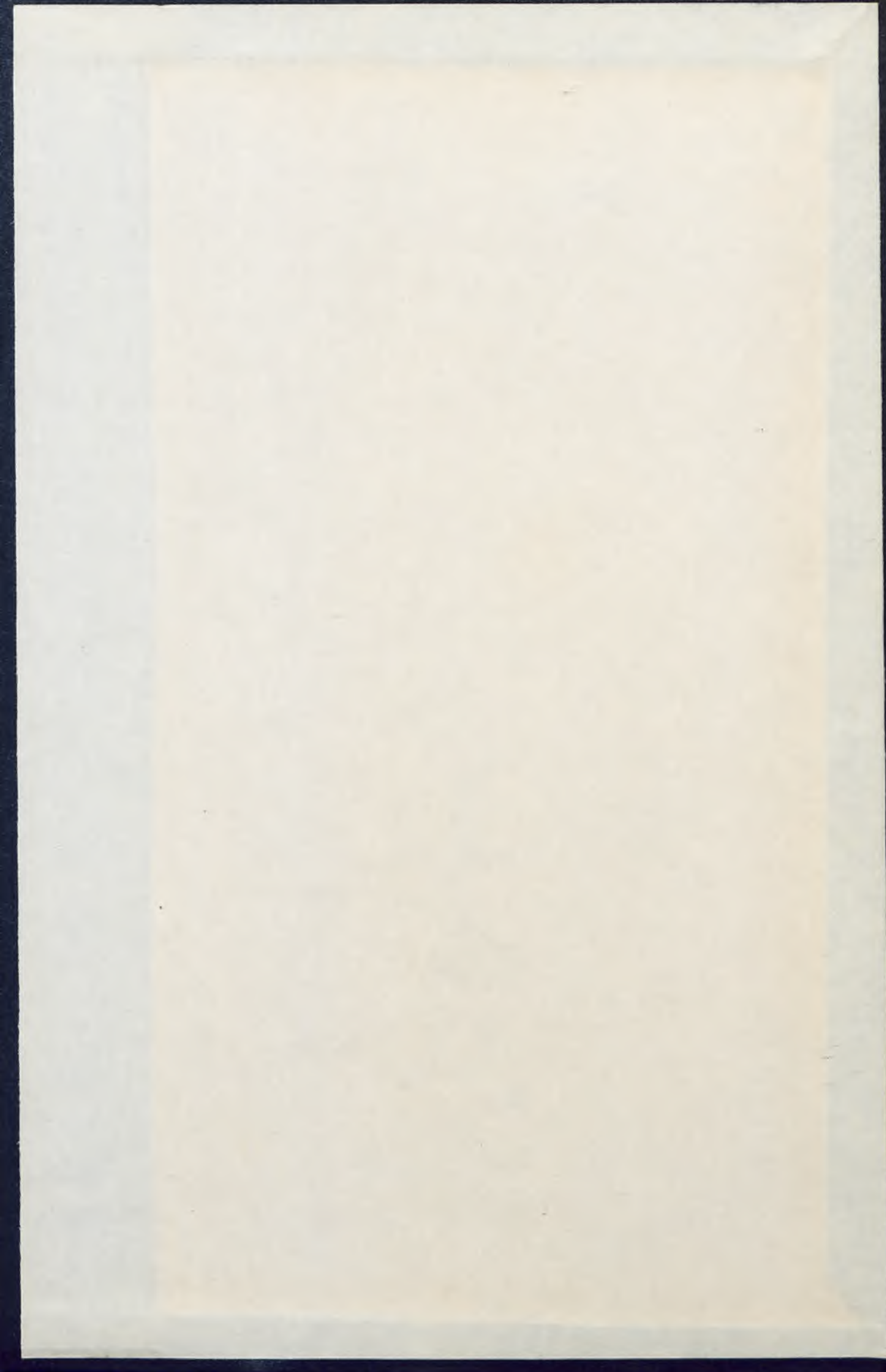
Graniczny błąd względny wynosi odpowiednio

$$3 \tilde{\sigma}_v = 1,5\%$$

1

$$3 \tilde{\sigma}_v' = 11,1\%$$







R

2099

Doc.dr hab.inż. Teresa Jęrzewska-Scibak

00-132-Warszawa
ul.Grzybowska 5 m 1302

R e c e n z j a

pracy doktorskiej mgr inż. Bogdana
Wizielińskiego pt.: " Wpływ zmiennej
charakterystyki hydraulicznej pomiesz-
czenia i układu wywiewnego na pracę
wentylacji mechanicznej nawiewnej ".

Recenzowana praca doktorska dotyczy zagadnienia bardzo istotnego z punktu widzenia efektów pracy urządzeń wentylacyjnych. Biorąc pod uwagę, że celem wentylacji jest zapewnienie w pomieszczeniu właściwych parametrów i wymaganej czystości powietrza, stalemu wzrostowi wymagań w tym zakresie towarzyszyć musi stała doskonalenie metod projektowania. Nienadążenie praktyki projektowej za wzrostem wymagań i opieranie się na tradycyjnych wzorcach postępowania prowadzić może w efekcie do zbyt dużych rozbieżności między założeniami a rzeczywistymi efektami pracy zastosowanych urządzeń.

Tematem pracy jest dyskusja powszechnie przyjmowanego założenia, że nie istnieje wzajemna współzależność systemu wentylacji nawiewnej i wywiewnej, mającego swój wyraz w istnieniu szeregu decyzji normatywnych co do sposobu projektowania. Założenie to jest równoznaczne z stwierdzeniem nieciągłości przepływu w ramach pomieszczenia, a więc przyjęciem, że ciśnienie

wewnątrz pomieszczenia jest równe ciśnieniu zewnętrznemu. O ile jakościowe stwierdzenie błędności tego założenia, na podstawie analizy fizycznego przebiegu zjawisk, jest oczywiste o tyle ilościowe określenie błędu spowodowanego tym założeniem jest niezwykle trudne. Sieć wentylacji mechanicznej wraz z zespołem czynników zakłócających stanowi układ tak skomplikowany, że rozwiązanie tego problemu przy pomocy dostępnych metod obliczeniowych nie jest możliwe.

Autor rozwiązał ten problem tworząc algorytm dla wielopierścieniowego układu połączeń w ramach rozgałęzionej sieci wentylacyjnej nawiewno - wywiewnej.

W oparciu o ten algorytm został opracowany program obliczeniowy na maszynę cyfrową, zapewniający pełną możliwość symulowania wszelkich zakłóceń w dowolnych punktach sieci.

Obszerne rozdział w pracy poświęcony został analizie hydraulicznych charakterystyk poszczególnych elementów sieci wentylacyjnej i pomieszczenia, w celu dostosowania ich do możliwości wprowadzenia do powyższego programu obliczeniowego. W celu weryfikacji przyjętej koncepcji przeprowadzone zostały pomiary sprawdzające w skali naturalnej wraz z szczegółowymi obliczeniami na maszynie cyfrowej dla 6 różnych zakłóceń jednostkowych.

Przeprowadzona w ostatnim rozdziale analiza wyników badań i obliczeń pozwoliła Autorowi na wysnucie szeregu wniosków ogólnych, które mogą mieć zastosowanie nie tylko do istniejących ale i nowoprojektowanych instalacji.

Uwagi ogólne dotyczące pracy.

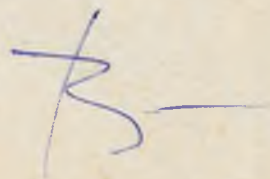
1. Zbyt mało wyeksponowano w części wstępnej ostateczny cel pracy, jej zakres i opis koncepcji. Jest to prawdopodobnie wynikiem przyjętego układu pracy. Moim zdaniem rozdziały od 2.1. do 2.7. powinny następować po rozdziale 3. Analiza przeprowadzona w rozdziale 2 jest bowiem uzasadniona koniecznością dostosowania równań opisujących zjawiska jednostkowe do wymagań przyjętej organizacji obliczeń.
2. Brak ścisłego powiązania poszczególnych rozdziałów pracy jedną myślą przewodnią.
3. Wydaje się, że końcowa analiza wyników jest zbyt skąpo ilustrowana wykresami.
Natomiast dyskusyjne jest opisywanie krzywych otrzymanych na podstawie pojedynczych badań ścisłymi wzorami matematycznymi bez uprzedniego fizycznego uzasadnienia sensu ich przebiegu i warunków granicznych.
4. Nie wskazano w pracy pełnego zakresu stosowania i wykorzystania podanej metody, który jest znacznie szerszy niż wymieniony w wnioskach końcowych.
5. W ostatecznej redakcji pracy należy poprawić zauważone w tekście usterki stylistyczne.

Uwagi szczegółowe - zostały przekazane Autorowi pracy w trakcie pisania recenzji.

Podane wyżej uwagi nie podważają podstawowego osiągnięcia pracy jakim jest kompleksowe ujęcie całości warunków współpracy systemów wentylacyjnych z budynkiem. Jest oczywiste, że jako pierwsze opracowanie w tym zakresie praca nie wyczerpuje

całości zagadnienia podaniem gotowych recept dla projektowania. Stanowi natomiast podstawowe narzędzie do dalszych opracowań, podając sprawdzoną doświadczalnie metodę matematycznego opisu występujących zjawisk. I w tym aspekcie przydatność pracy dla praktyki jest niedyskusyjna.

Powyższa ocena upoważnia do stwierdzenia, że praca w stopniu dostatecznym spełnia wymagania ustawy o tytułach i stopniach naukowych i może być dopuszczona do publicznej obrony.

A handwritten signature in blue ink, consisting of a stylized capital letter 'B' followed by a horizontal line.

Doc.dr inż.Janusz Kwiatkowski
Instytut Inżynierii Budowlanej
i Sanitarnej
Wyższej Szkoły Inżynierskiej
w L U B L I N I E



R e c e n z j a

pracy doktorskiej mgr inż. Bogdana Mizielnińskiego
pt. „ WPŁYW ZMIENNEJ CHARAKTERYSTYKI HYDRAULICZNEJ
POMIESZCZENIA I UKŁADU WYWIEWNEGO NA PRACĘ
WENTYLACJI MECHANICZNEJ NAWIEWNEJ ”.

Coraz znaczniejszą część życia, człowiek współczesny spędza w pomieszczeniu zamkniętym. Fakt ten wymaga stworzenia w nim, najbardziej optymalnych warunków, z punktu widzenia jego zdrowia. Zadanie to wypełnić powinna dobrze funkcjonująca wentylacja, zapewniająca wymianę powietrza zużytego na świeże.

Ponadto, winna ona chronić wentylowane pomieszczenia przed infiltracją powietrza niepożądanego i nie powodować szkodliwego oddziaływania na pomieszczenia sąsiednie, a nawet otoczenie zewnętrzne. Ostatnio wymienione wymogi realizowane są, w dotychczasowej praktyce projektowania, poprzez zróżnicowanie ilości powietrza doprowadzanego i odprowadzanego. Taki model obliczeniowy, traktujący układ pracy urządzenia wentylacyjnego w sposób wyizolowany i statyczny, prowadzić może dość często do poważnych nieprawidłowości w jej działaniu.

Znane są bowiem przypadki dymienia węglowego trzemu w kuchni zbiorowego żywienia, przy uruchomieniu wentylacji wyciągowej, jak również przedostawania się jej zapachów do sąsiednich pomieszczeń jadalni, przy

jej wyłączeniu. Niezrównoważenie znów ciśnień wewnętrznych w pomieszczeniu sceny i widowni w wyniku wad projektu lub złej eksploatacji, jest powodem trudności w zachowaniu pionowości płaszczyzny kurtyny.

Korzystny układ nadciśnienia w pomieszczeniu sali operacyjnej na skutek wzrostu oporów nieregenerowanego filtra powietrza, powoduje powstanie w nim wyraźnego i niebezpiecznego podciśnienia.

Wymienione wyżej fakty wskazują wyraźnie na niedoskonałość dotychczasowych metod projektowania i eksploatacji urządzeń wentylacyjnych.

Głównymi tego powodem jest najczęściej zbyt uproszczony model fizyczny pracy przyjęty do ich wymiarowania. Oczywiście jest bowiem że wentylowane pomieszczenia nie są całkowicie szczelne zarówno w odniesieniu do przestrzeni zewnętrznej jak i sąsiednich przestrzeni wewnętrznych. Naturalne prawo natury, dążenia do równowagi, będzie powodować różnokierunkowe przepływy powietrza w układzie „pomieszczenie - otoczenie”.

Przepływy te, na skutek zmian parametrów otoczenia jak i ingerencji człowieka, będą zmienne w czasie. Będzie to więc dynamiczny układ zakłócenia pracy wentylacji, powodujący niewypełnienie jej funkcji, dla której została ona zbudowana.

W świetle wyżej podanych wiadomości, z uznaniem powitać należy każdą próbę przeanalizowania tego trudnego problemu w sposób kompleksowy, w aspekcie wzajemnego wpływu poszczególnych układów hydraulicznie połączonych na efekty wietrzenia pomieszczeń. Praca doktorska mgr inż. Bogdana Mizielińskiego jest właśnie taką próbą. Stanowi ona, moim zdaniem, przyczynek do nowego spojrzenia na pracę wentylacji a w konsekwencji na zasady jej wymiarowania i eksploataowania.

Szeroki zakres problemów, będącego tematem recenzowanej pracy z jednej strony i ograniczenie ramy dysertacji doktorskiej z drugiej, zmusiły doktoranta do zawężonej analizy, nie wszystkich

parametrów zakłócających. Fakt powyższy uznać należy raczej za pozytywny, ponieważ charakter opracowania staje się w tej części bardziej dogłębny.

Najbardziej interesującą a równocześnie oryginalną część pracy stanowi rozdział 3, w którym ułożone równania /algorytmy/ pozwalają na zamknięcie /z zerowanie/ dowolnego wyodrębnionego obiegu z wielopiersścieniowej sieci, jaką tworzy układ mechanicznej wentylacji nawiewnej i wywiewnej oraz zorganizowanej i niezorganizowanej wentylacji naturalnej.

Iteracyjne rozwiązywanie układu tych równań /wykonalne wyłącznie przy pomocy ETO/, przy zmiennych dł. przepływach, umożliwia określenie wartości ciśnień wewnętrznych w pomieszczeniach. Dołączony do pracy program jest tak skonstruowany, że pozwala stosować go również dla niepełnego układu wielopiersścieniowego, czyniąc go tym samym uniwersalnym.

Pomocnym elementem pracy jest rozdział 2 dotyczący charakterystyk hydraulicznych elementów składowych urządzeń wentylacyjnych. Oryginalnymi są tu wyprowadzenia zależności określających ciśnienie wentylatora w funkcji wydatku oraz współczynniki oporów miejscowych dla kratak i trójników jako funkcje prędkości i przekroju, otrzymane z pomocą wymienionego programu. Wyniki dla konkretnego układu wentylacyjnego, przy założeniu 6-ciu wariantów zakłóceń, potwierdzone zostały pomiarami kontrolnymi.

Odczyty wyników teoretycznych i pomiarowych nie przekraczają na ogół 10 %. Dowodzi to poprawności założonego modelu matematycznego przebiegu tak złożonego zjawiska, jak i właściwej dokładności metody pomiarowej.

Reasumując, stwierdzić należy, że przedłożona w pracy metoda określania wielkości ciśnień występujących w poszczególnych pomieszczeniach, połączonych wielorakimi obiegami powietrznymi jest wystarczająco dokładna dla potrzeb technicznych.

Wprowadzenie jej do praktycznego stosowania może w znacznym stopniu poprawić warunki sanitarno - cieplne wielu wentylowanych pomieszczeń.

Szkoda tylko że wnioski zamieszczone w zakończeniu pracy są zbyt nieśmiałe i nie obejmujące całości zagadnień przebadanych i przeanalizowanych. Z w/w. powodów są one mało użyteczne dla metod projektowania i eksploatacji.

Być może że zbyt szczupła liczba wariantów i analiz nie upoważnia jeszcze do szeroko posuniętych wniosków ogólnych. Niemniej uważam że wniosek o uruchomienie produkcji nawiewników i wydiewników, charakteryzujących się znacznym oporem hydraulicznym, byłby już na tym etapie, w pełni uzasadniony. Zostało przecież już wielokrotnie poprzednio a również i w tej pracy udowodnione, że poprawia to w sposób wyraźny niewrażliwość układu na czynniki zakłócające. Drugi wniosek mógłby dotyczyć dopuszczalnego zwiększenia oporu filtra powietrznego w warunkach eksploatacji, gwarantującego uzyskanie wymaganego nadciśnienia w pomieszczeniu.

Praca pomimo bardzo starannego opracowania graficznego, zawiera trochę usterek natury merytorycznej, oznaczeniowej i stylistycznej, które przekazano autorowi do poprawienia. Z ważniejszych są to:

- brak wprowadzenia w pracy poza układem technicznym, układu jednostek SJ.
- brak konsekwencji we wzorach 26, 27, 31 i 32, gdzie dla oznaczenia ciężaru właściwego przyjętego w pracy jako γ , wprowadzono ρ , a ponadto na oznaczenie ciężaru kg stosowano niekiedy kp.
- brak niektórych jednostek w wykazie podstawowych oznaczeń.
- niejasnym jest w sensie zapisu dosłownego wzór /1/
- dyskusyjną jest postać wzoru /19/ dla określania współczynnika tarcia dla ścian murowanych.
- brak uzasadnienia na postać wzoru /49/, która nie wynika ze wzoru /47/, jak napisano w tekście.
- na str. 60 ciśnienie dynamiczne określono w układzie SJ a na stronie poprzedniej w układzie technicznym.
- założenie że w korytarzu ciśnienie będzie równe atmosferycz -

- nemu, dotyczyć może tylko szczególnego przypadku.
- we wzorze /65/ na str. 64 - zamiast n wstawić 4 ponieważ wynika to poprostu z przekształcenia wzoru Darcy - Weissbacha.
 - graficzne przedstawienie odchylek ilości powietrza nawiewnego, wywiewnego, infiltracyjnego oraz ciśnień wewnętrznych na str 98 mało czytelne.
 - brak wyprowadzenia zależności określającej współczynnik oporu miejscowego filtra ligninowego w funkcji przepływu
 - brak wyraźnego podkreślenia osiągnięć własnych /które przecież są/ w stosunku do cytowanych z literatury.

Wniosek końcowy

Praca, pomimo przytoczonych w niewielkiej liczbie a ponadto dyskusyjnych uwag, jest wyjątkowo ciekawa i pionierska w tym problemie.

Autor wykazał w niej duże umiejętności do prowadzenia prac teoretyczno - badawczych, jak też do poprawnej analizy badanych zjawisk. Praca w pełni odpowiada wymogom stawianym przez Min. Nauki, Szkolnictwa Wyższego i Techniki, dybertacjom doktorskim.

W związku z powyższym stawiam wniosek o przyjęcie pracy i dopuszczenie mgr inż. Bogdana Mizielińskiego do jej publicznej obrony.

J. Małach -

Lublin, dnia 23.06.1975.r.