

Fig. 34 shows the measurement results of all three flow spreads. The figure shows that if the geometry changes according to the variation of the flow magnitude, the area to which fresh and clean air will reach will increase. However, as the figure shows, despite the changes, the air throw in the case of the reduced flow magnitude does not fully reflect the conditions in the maximum airflow. Horizontally, the difference between the ranges of the flow is around 0.4 m in the maximum point, which is ten times less than in the case without changing the ATD geometry. However, it is much less than in the situation without the change in the geometry of the air terminal device (over 3 m) as can be observed in Figs. 30 and 31. For the minimal airflow in Fig. 30 the air reaches the distance over 7 m, while in Fig. 31 it is clear that the air only reaches the distance of 4 m without the changes in the ATD geometry.

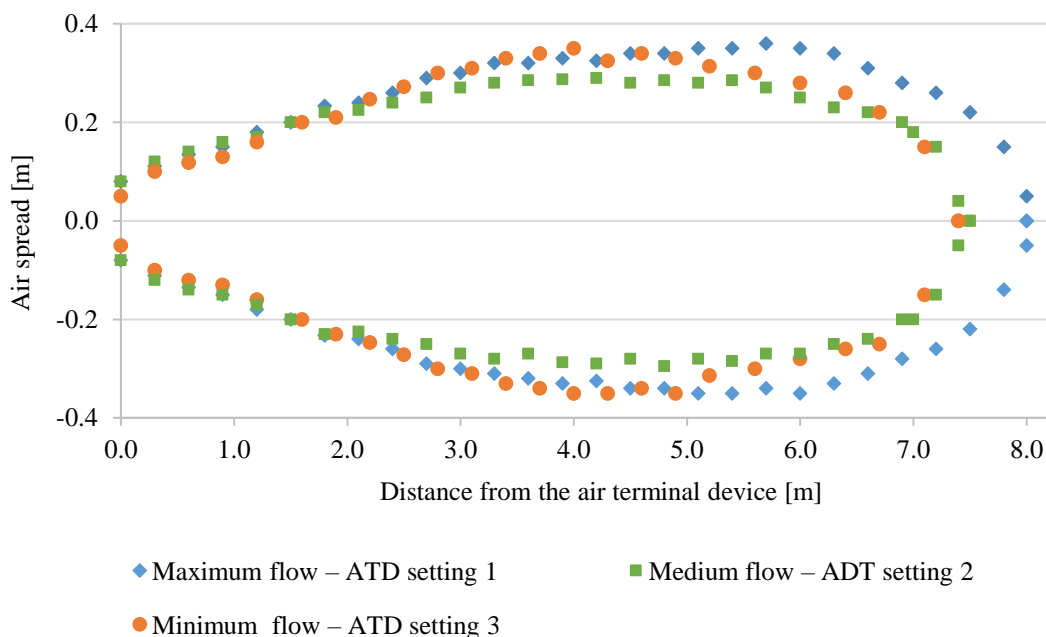


Figure 34. Comparison of the air flow spread for each airflow with the ganging geometry of the air terminal device.

To analyse how accurately the simulations reflected the flow spread measurements, the *MAPE* and *RMSE* errors of the flow spread were calculated and are shown in Table 1. The parameters were calculated for each measurement point and compared with the

simulation results at the corresponding points. The parameters were calculated using the same equations as those shown in chapter 5.3.2. Additionally, the deviation of the air spread was calculated and is shown in Figs. 35 – 37. In these figures, the measured air spread is represented by the continuous line, while the calculated spread by the scattered points. Both the x-axis and y-axis of Figs. 35-37 represent the vertical distance from the axis of the air terminal device after the air velocity was equal to 0.5 m/s to represent the air spread. As the Figs. 35 - 37 and table 1 show, the highest discrepancy between the simulations and the measurements was registered for the maximum airflow. The lowest was for the minimum airflow. When taking into account the results, it is visible that the simulations reflect the results of the measurements with the maximum *MAPE* being below 10%.

Table 1. *MAPE* and *RMSE* error results of the flow spread for the airflows with the adaptive air terminal device – comparison of simulation and measurement results.

	MAPE [%]	RMSE [m/s]
Maximum flow	9.88	0.06
Medium flow	3.95	0.04
Minimum flow	1.82	0.03

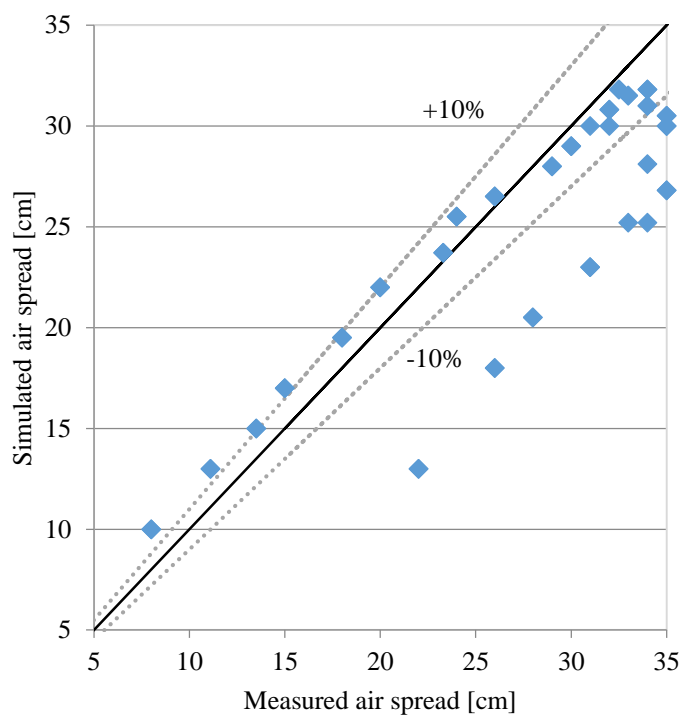


Figure 35. Deviation of the simulated and measured air spread - maximum flow.

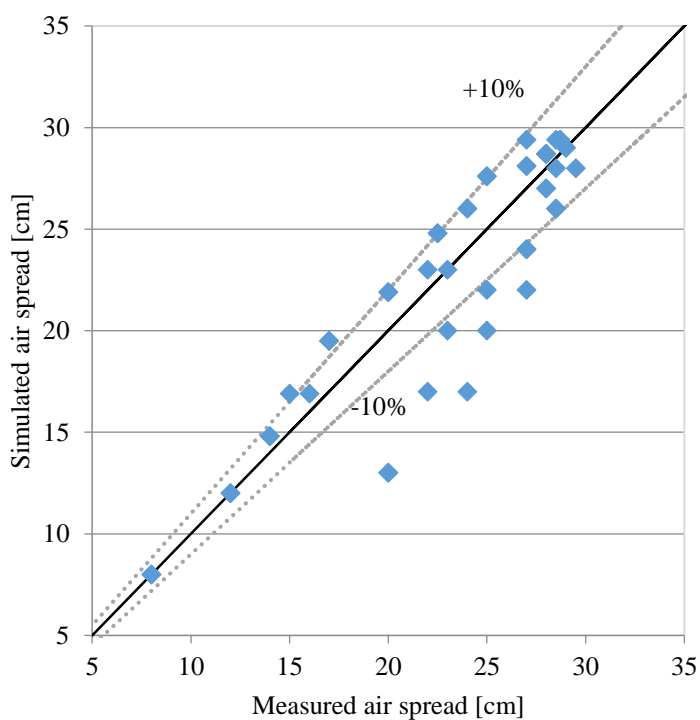


Figure 36. Deviation of the simulated air spread from the measured - medium flow.

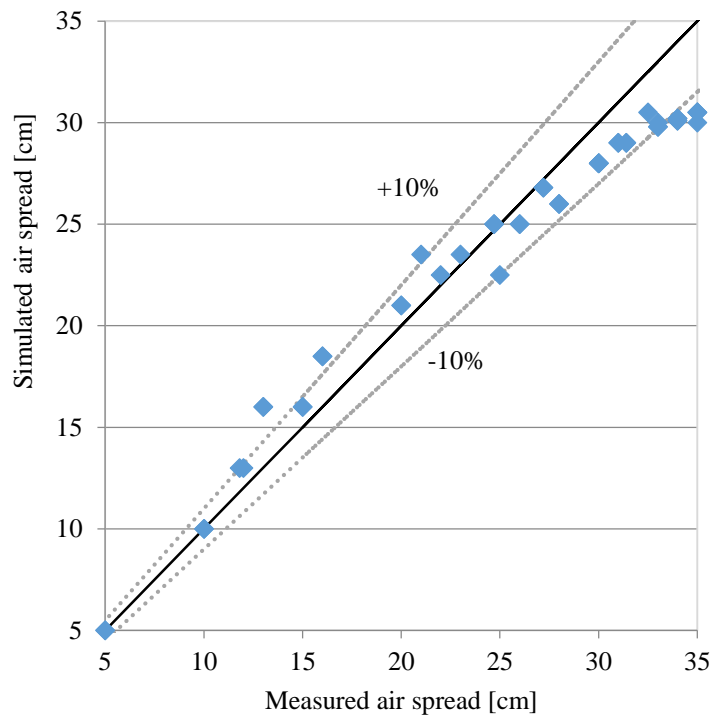


Figure 37. Deviation of the simulated and measured air spread - minimum flow.

Table 2. Metabolic rates for 1 m² of the human body.

Activity	M [W/m ²]
Reclining	46
Seated, relaxed	58
Sedentary activity (office, dwelling, school, laboratory)	70
Standing, light activity (shopping, laboratory, light industry)	93
Standing, medium activity (shop assistant, domestic work, machine work)	116
Walking on ground level:	
2 km/h	110
3 km/h	140
4 km/h	165
5 km/h	200

To ensure that an occupant does not feel too hot, the heat produced through metabolic processes should be equal to the heat removed by the cooling system. This can be presented as [85]:

$$M - W = E_{res} + C_{res} + E + K + R + C + S \quad (7.1)$$

where:

M - metabolic rate;

W – the effective mechanical power;

E_{res} – respiratory evaporative heat flux;

C_{res} – respiratory convective heat flux;

E – evaporative heat flux at the skin;

K – conductive heat flux;

R – radiative heat flux;

C – convective heat flux;

S – body storage heat flux.

On the left in Eq. (7.1), the internal heat production is shown. On the right side: heat lost from respiratory, heat exchange (both conductive and radiative) on the skin surface and the body heat storage rate.

The factor important for thermal comfort is the operative temperature. It is a uniform temperature inside a black enclosure in which an occupant would exchange the same amount of heat by radiation and convection as in an actual non-uniform environment. It can be calculated as [38]:

$$T_o = AT_{air} + (1 - A)\bar{T}_r \quad (7.2)$$

where:

\bar{T}_r – mean radiant temperature;

T_{air} - measured air temperature.

A - coefficient dependent on the air velocity in a room.

The values of coefficient A are given in Table 3.

Table 3. Coefficient A values in terms of air velocity [38].

Air velocity m/s	< 0.2	0.2–0.6	> 0.6
A	0.5	0.6	0.7

Table 4. Thermal insulation of typical combinations of garments [38].

Work clothing	I_{cl} m²K/W	Daily wear clothing	I_{cl} m²K/W
Underpants, boiler suit, socks, shoes	0.110	Male underpants, T-shirt, shorts, light socks, sandals	0.050
Underpants, shirt, boiler suit, socks, shoes	0.125	Male underpants, shirt with short sleeves, light trousers, light socks, shoes	0,080
Underpants, shirt, trousers, smock, socks, shoes	0.140	Female underpants, stockings, dress, shoes	0.105
Underwear with short sleeves and legs, shirt, trousers, jacket, socks, shoes	0.155	Underwear, shirt, trousers, socks, shoes	0.110
Underwear with long sleeves and legs, thermo-jacket, socks, shoes	0.185	Male underpants, shirt, trousers, jacket, socks, shoes	0.155
Underwear with short sleeves and legs, shirt, trousers, jacket, heavy quilted outer jacket and overalls, socks, shoes	0.220	Female underpants, stockings, blouse, long skirt, jacket, shoes	0.170
Underwear with short sleeves and legs, shirt, trousers, jacket, heavy quilted outer jacket and overalls, socks, shoes, cap, gloves	0.310		
Underwear with long legs and sleeves, thermo-jacket and trousers, Parka-style overcoat with heavy quilting, overalls with heavy quilting, socks, shoes, cap, gloves	0.395		

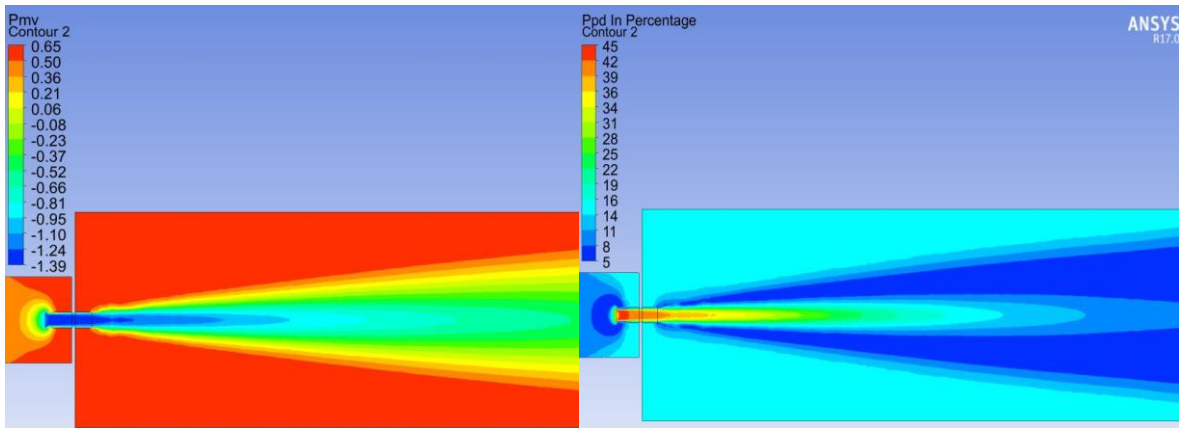


Figure 38. *PMV* (left) and *PPD* (right) contours for the maximum airflow - ATD setting 1.

Similar results can be observed for the medium and minimum airflows. The results can be seen in Figs. 39 and 40 as well as in Table 5.

In both cases the maximum and minimum *PMV* and *PPD* range from total discomfort to conditions in which the occupants would feel comfortable (Table 5).

Table 5. Comparison of *PMV* and *PPD* results for different airflows.

	Maximum airflow	Medium airflow	Minimum airflow
Minimum <i>PMV</i> [-]	-1.38	-1.68	-1.46
Maximum <i>PMV</i> [-]	0.64	0.64	0.64
Minimum <i>PPD</i> [%]	5.00	5.00	5.00
Maximum <i>PPD</i> [%]	44.95	60.84	48.85

Similar to the case with the maximum airflow, the other airflows also have a higher *PMV* and *PPD* near the air terminal device indicating discomfort. However, when the airflow lowers at the 7 m mark, the *PMV* and *PPD* are equal to -0.5 and 7.3% respectively for the medium airflow and -0.3 and 6.9% respectively for the minimum airflow. The results are shown in Figs. 39 and 40 that present the contour of the thermal indicators

calculated during the simulations for ATD settings 2 and 3 respectively. This proves that systems with the adaptive geometry air terminal device operating under varying air flow rate can not only maintain the proper air throw but that it can also maintain the proper thermal comfort for occupants.

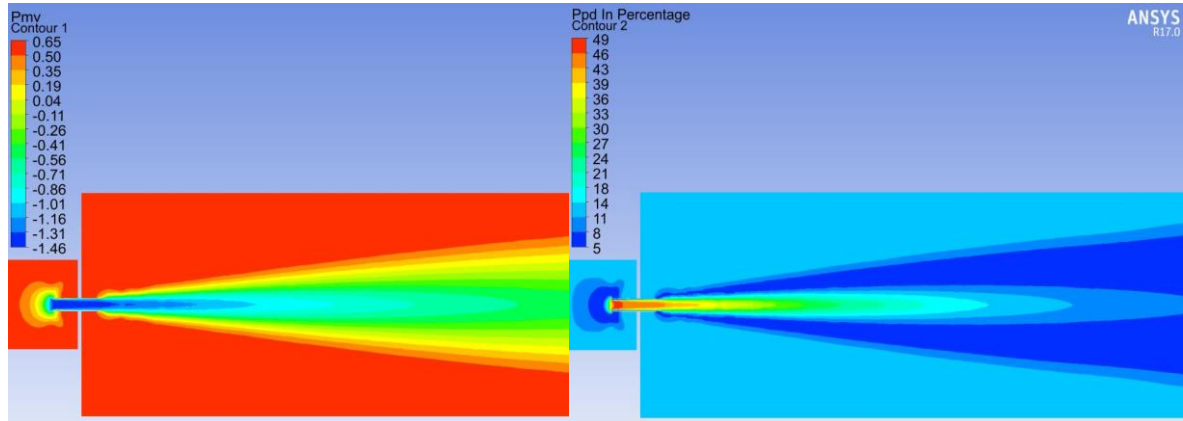


Figure 39. *PMV* (left) and *PPD* (right) contours for the medium airflow - ATD setting 2.

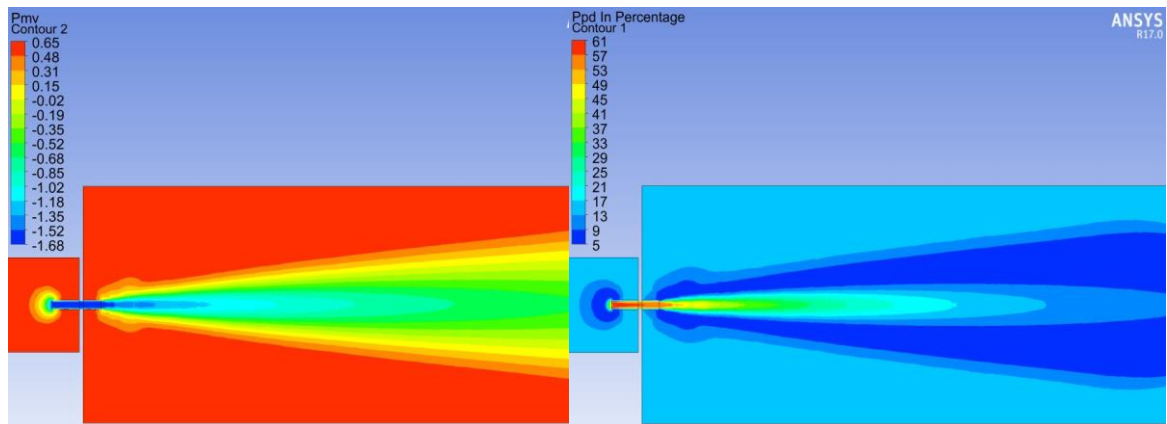


Figure 40. *PMV* (left) and *PPD* (right) contours for the minimum airflow - ATD setting 3.



Figure 41. Laser measurement of the airflow.

The 2D-PIV measurement was carried out using a laser tracking system. In this study, a two pulse laser (Evergreen EVG 200-15, 2x200 mJ at 15 Hz) was used to detect the airflow from the air terminal device. An optical arm and light knife forming optics as well as PIV HiSense Zyla 5.5 Mpix camera (2560x2160 pixel) were used to take pictures of the flow. A seeding generator with SMD generated particles (2-5 μm) was used to generate the marker for the air. Its role was to reflect the light of the laser and in consequence to allow the flow measurement. The used particles had a good following and adhesiveness, and the response time to the motion of the air was reasonably short to accurately follow the flow. In addition, a 532nm FWHM 10nm optical band filter was used. The equipment was connected to a desktop computer which used the Dynamic Studio v5.1 software for measurements analysis. The set-up allowed the accurate measurement of the airflow.

Measurements were taken at a 15 Hz intervals between pulses in generated pairs, adjustable with flow velocity and measuring surface in the range of 200 μs -1000 μs . During the studies, the 336 mm x 284 mm sections were taken under consideration by the PIV technology.

8.2.2 The results for the distance of 6 m from the air terminal device

To see how the effects of the changing air velocity from the air terminal device influence the air quality, additional measurements were conducted at the distance of 6 m. The measurements were done for the same air flows as in the previous paragraph, in order to compare and contrast the advantages and disadvantages of the changing geometry of the air terminal device. For the same reasons, the simulation had the same scale of the air velocity as the PIV measurements ranging from 0.4 m/s to 1.9 m/s. The results are shown in Figs. 44 - 46.

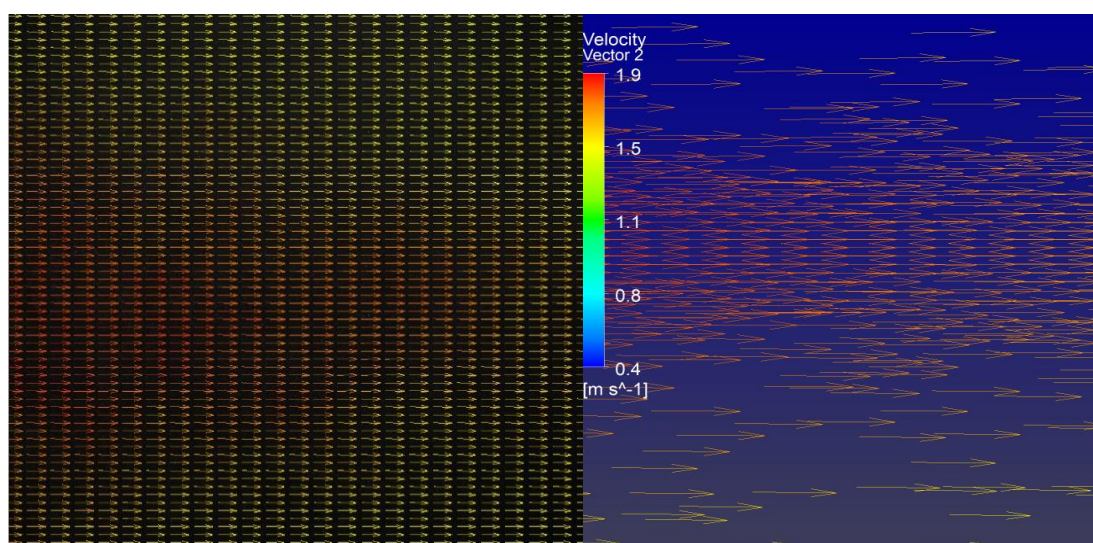


Figure 44. Results for the flow magnitude of 750 m³/h and ATD setting 1 - distance from the terminal device 6 m; left: PIV measurement; right: ANSYS Fluent results.

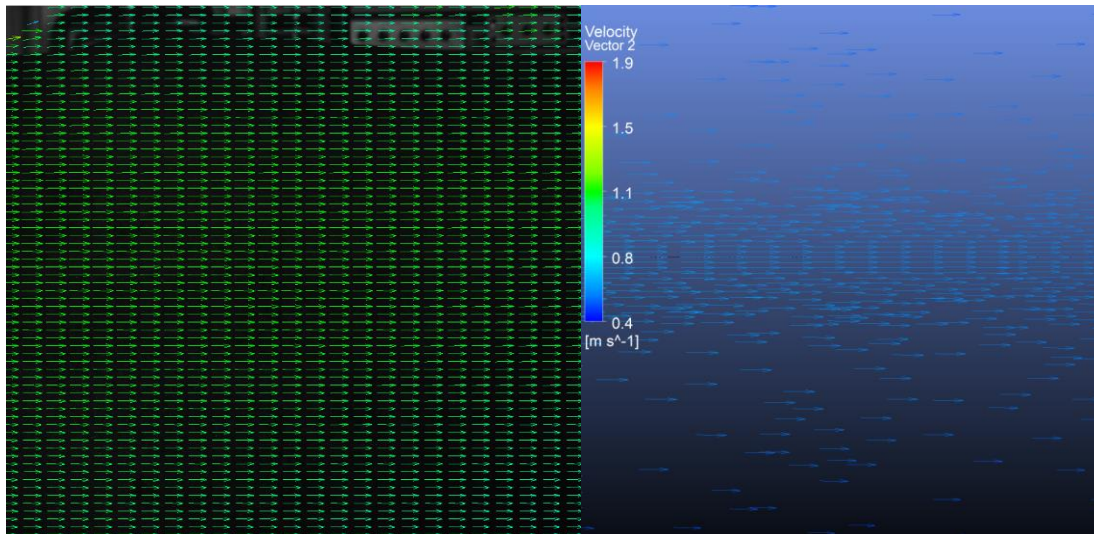


Figure 45. Results for the flow magnitude of 360 m³/h and ATD setting 1 - distance from the air terminal device 6 m; left: PIV measurement; right: ANSYS Fluent results.

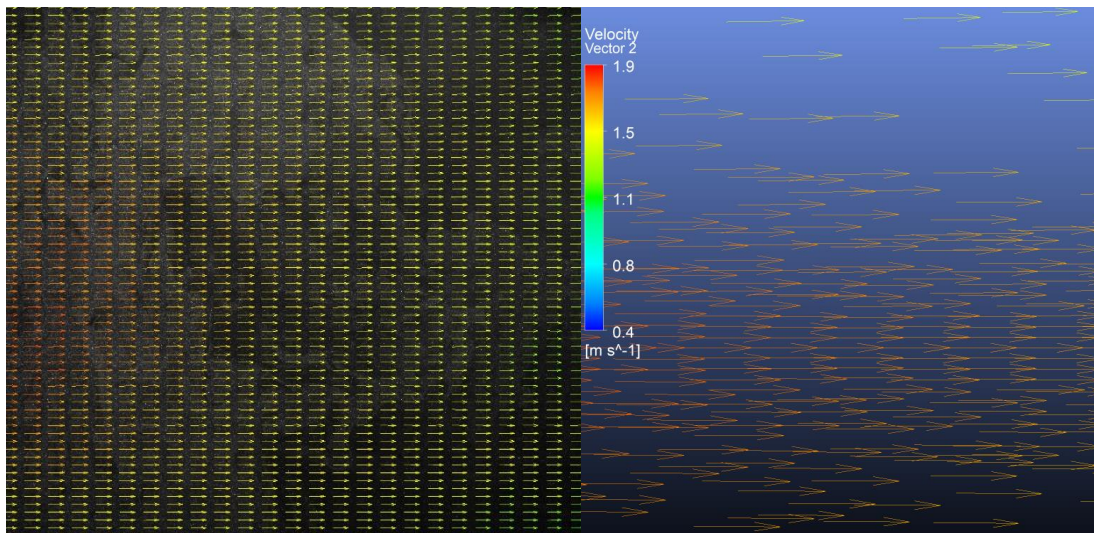


Figure 46. Results for the flow magnitude of 360 m³/h and ATD setting 3, distance from the air terminal device 6 m; left: PIV measurement; right: ANSYS Fluent results.

Both simulation and PIV measurement results for the velocity vectors shown in the distance of 6 m from the ATD and used the same velocity scale (Figs. 44 - 46) which allowed their comparison. The velocity vectors in the simulation results have slightly higher values than from the PIV measurements with an average of 0.2 m/s difference from the

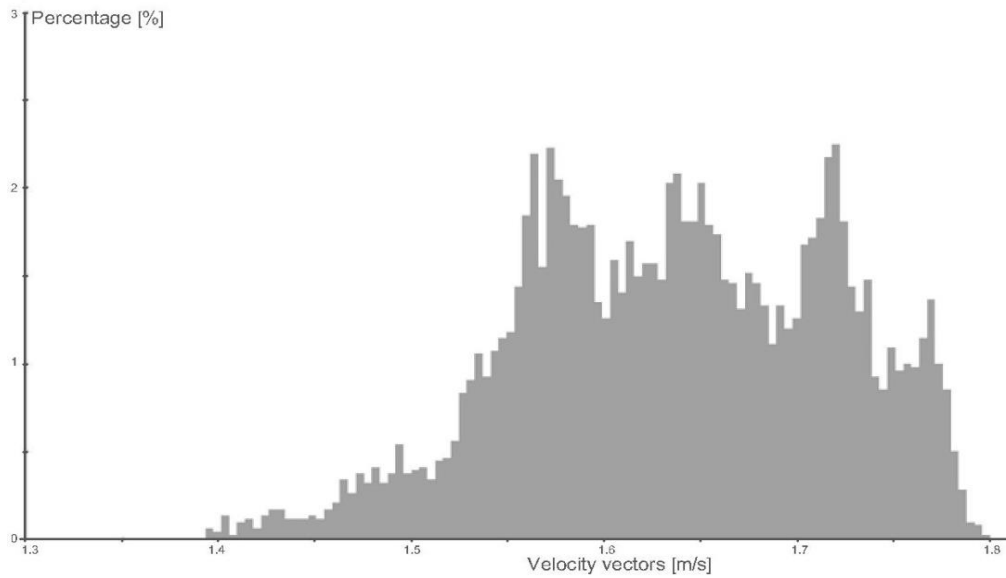


Figure 47. Velocity histogram for the maximum airflow and ATD setting 1.

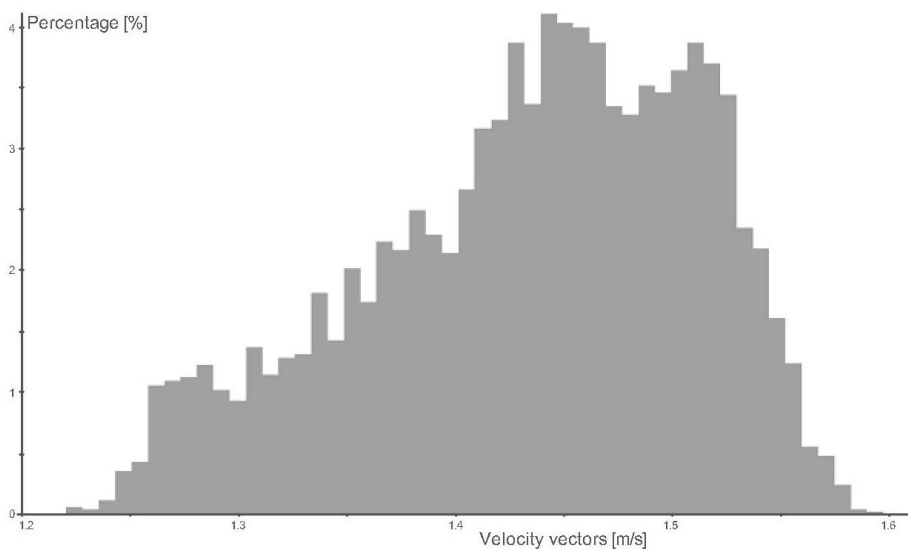


Figure 48. Velocity histogram for the minimum airflow and ATD setting 3.

To compare and contrast how the velocity differed in the cases, a series of histograms showing the percentage of velocity vectors were made using the PIV software. Figs. 47 and 48 show histograms of the velocity vectors at a distance of 6 m from the air terminal device. The first presents the case with the high airflow and ATD setting 1. The value of the vectors is spread out more evenly and the value of the majority ranges

Figure 18. Velocity distribution on the plane in the middle of the ATD for the medium airflow and ATD setting 2.	51
Figure 19. Velocity distribution on the plane in the middle of the ATD for minimum airflow through and ATD setting 3.	52
Figure 20. Results of the simulations with the changing geometry.	52
Figure 21. Cross-section of the velocity vectors – 1 m from the ATD.	53
Figure 22. Cross-section of the velocity vectors – 3 m from the ATD.	54
Figure 23. Cross-section of the velocity vectors – 5 m from the ATD.	54
Figure 24. Cross-section of the velocity vectors – 7 m from the ATD.	55
Figure 25. Air terminal device.	56
Figure 26. Results for the maximum airflow - ATD setting 1.	58
Figure 27. Results for the medium airflow - ATD setting 2.	59
Figure 28. Results for the minimum airflow - ATD setting 3.	60
Figure 29. Comparison of measurement results with variable diameters and variable airflow.	61
Figure 30. Results of the air spread - maximum airflow and ATD setting 1.	63
Figure 31. Results of the air spread - minimum airflow and ATD setting 1.	63
Figure 32. Results of the air spread - medium airflow and ATD setting 2.	64
Figure 33. Results of the air flow spread - minimum airflow and ATD setting 3.	64
Figure 34. Comparison of the air flow spread for each airflow with the ganging geometry of the air terminal device.	65
Figure 35. Deviation of the simulated and measured air spread - maximum flow.	67
Figure 36. Deviation of the simulated air spread from the measured - medium flow.	67
Figure 37. Deviation of the simulated and measured air spread - minimum flow.	68
Figure 38. <i>PMV</i> (left) and <i>PPD</i> (right) contours for the maximum airflow - ATD setting 1.	78

Figure 39. *PMV* (left) and *PPD* (right) contours for the medium airflow -ATD setting 2.79

Figure 40. *PMV* (left) and *PPD* (right) contours for the minimum airflow - ATD setting 3.....79

Figure 41. Laser measurement of the airflow.....81

Figure 42. Results for the flow magnitude of 750 m³/h and ATD setting 1 - distance from the air terminal device 0 m; left: PIV measurement; right: ANSYS Fluent results.....83

Figure 43. Results for the flow magnitude of 360 m³/h and ATD setting 3 - distance from the air terminal device 0 m;left: PIV measurement ; right : ANSYS Fluent results.84

Figure 44. Results for the flow magnitude of 750 m³/h and ATD setting 1 - distance from the terminal device 6 m; left: PIV measurement; right: ANSYS Fluent results.85

Figure 45. Results for the flow magnitude of 360 m³/h and ATD setting 1 - distance from the air terminal device 6 m; left: PIV measurement; right: ANSYS Fluent results.....86

Figure 46. Results for the flow magnitude of 360 m³/h and ATD setting 3, distance from the air terminal device 6 m; left: PIV measurement; right: ANSYS Fluent results.86

Figure 47. Velocity histogram for the maximum airflow and ATD setting 1.....88

Figure 48. Velocity histogram for the minimum airflow and ATD setting 3.....88

Tables index

Table 1. <i>MAPE</i> and <i>RMSE</i> error results of the flow spread for the airflows with the adaptive air terminal device – comparison of simulation and measurement results.....	66
Table 2. Metabolic rates for 1 m ² of the human body.	70
Table 3. Coefficient <i>A</i> values in terms of air velocity [38].	71
Table 4. Thermal insulation of typical combinations of garments [38].....	74
Table 5. Comparison of <i>PMV</i> and <i>PPD</i> results for different airflows.....	78

Summary in Polish – Streszczenie w języku polskim

1. Wstęp

Sektor budowlany jest najbardziej energochłonnym działem gospodarki [1] i zużywa do 40% całkowitej energii końcowej [1]–[3]. W odpowiedzi na to zjawisko, obserwowana jest tendencja do stosowania w tym obszarze technologii energooszczędnych. Każdego roku buduje się lub modernizuje ogromną liczbę budynków publicznych i prywatnych w taki sposób aby minimalizować zużycie w nich energii końcowej, a coraz powszechniejsze wykorzystywanie alternatywnych źródeł energii skutkuje obniżeniem zużycia energii pierwotnej [4]–[6]. Dodatkowo, aby poprawić charakterystykę energetyczną budynków, ich powłoka zewnętrzna jest uszczelniana, w taki sposób by ograniczyć niekontrolowaną infiltrację powietrza, która generuje straty ciepła do powietrza zewnętrznego. Skutkiem zwiększonej szczelności struktury budynku jest większa podatność na kumulację zanieczyszczeń. W budynkach tego typu niezwykle istotny jest więc system wentylacji mechanicznej, który powinien zapewniać odpowiednią wymianę powietrza. Dostarczenie świeżego powietrza do budynku za pomocą takich systemów wymaga dużej ilości energii, która może stanowić 25-50% całkowitych potrzeb energetycznych budynku [16]. Jednym ze sposobów minimalizacji zużycia energii przez system dystrybucji powietrza może być wyposażenie budynku w systemem wentylacji VAV (Variable Air Volume). Jest to szczególnie dobre rozwiązanie dla dużych budynków takich jak budynki biurowe i użyteczności publicznej.

Systemy VAV oszczędzają energię, obniżając przepływ powietrza, gdy zyski ciepła w wentylowanej strefie spadają. Zmiany w systemie powodują obniżenie mocy potrzebnej do zasilania wentylatora w centrali wentylacyjnej i w konsekwencji dają oszczędności energii. Równanie (1) pokazuje, że obniżając strumień powietrza o 20%, możliwe jest zmniejszenie zużycia energii przez wentylatory o prawie 50% [45]:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 = \left(\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1}\right)^3 \quad (1)$$

gdzie: P_1, P_2 - energia elektryczna pobierana przez wentylator; n_1, n_2 - prędkość obrotowa wentylatora; \dot{V}_1, \dot{V}_2 - strumień powietrza przepływający przez system.

Jednakże, gdy przepływ powietrza obniża się, system może nie być w stanie usunąć wszystkich zanieczyszczeń wewnątrz wentylowanej strefy, gdyż powietrze może nie dotrzeć do najdalszych jego części. Może to spowodować kumulację zanieczyszczeń w budynkach, powodując martwe strefy oraz dodatkowo obniżając komfort cieplny w wyniku braku usuwania wytworzonych zysków ciepła. Zalecane parametry dla systemów ze zmiennym przepływem powietrza, w tym dla wskaźnika świeżego powietrza, podano w normie EN 15251:2012 [22]. Pomimo tych przepisów, problem wysokiego stężenia zanieczyszczeń i/lub braku komfortu cieplnego istnieje zarówno w budynkach wybudowanych w klasycznym standardzie [23], [24] jak również w budynkach szczelnych (pasywnych i zero energetycznych) [23], [25], [26]. Problem ten występuje w gospodarstwach domowych, obiektach sportowych [34], [35], szkołach [19], [21], przedszkolach [36], budynkach biurowych [37] itp., co oznacza, że istnieje wyraźnie zarysowany problem w całym sektorze budowlanym.

Brak komfortu cieplnego i higienicznego ma negatywny wpływ na użytkowników budynków. Może prowadzić do braku koncentracji, obniżenia szybkości reakcji i wydajności pracy [19]–[21]. Tham [32] przeprowadził przegląd prac nad jakością powietrza wewnętrznego i jego wpływu na ludzi w ciągu ostatnich 30 lat i stwierdził, że zanieczyszczenie powietrza w pomieszczeniach ma duży wpływ na komfort, zdrowie, dobre samopoczucie i wydajność pracy. Brak jest natomiast badań na temat dużych, szczelnych obiektów, które mogą być bardziej podatne na tego typu akumulację zanieczyszczeń, zwłaszcza jeśli charakteryzują się większą liczbą osób przebywających w przestrzeni roboczej. Jeśli powietrze w pomieszczeniu nie zostanie prawidłowo rozprowadzone, zanieczyszczenia nie zostaną usunięte z całego obszaru, zwłaszcza wtedy, gdy przepływ powietrza przez system wentylacyjny zostanie obniżony.

Aby sprawdzić czy możliwa jest poprawa dystrybucji powietrza, celem badań było opracowanie innowacyjnych rozwiązań z wykorzystaniem nawiewnika o dynamicznie zmieniającej się geometrii. Został on zaprojektowany w taki sposób, aby mógł utrzymać stały, optymalny zasięg strugi w pomieszczeniu pomimo zmieniającej się ilości nawiewanego powietrza, co jest typowe dla charakterystyki systemów VAV. Pozwoli to utrzymać komfort cieplny i przeciwdziałać kumulacji zanieczyszczeń.

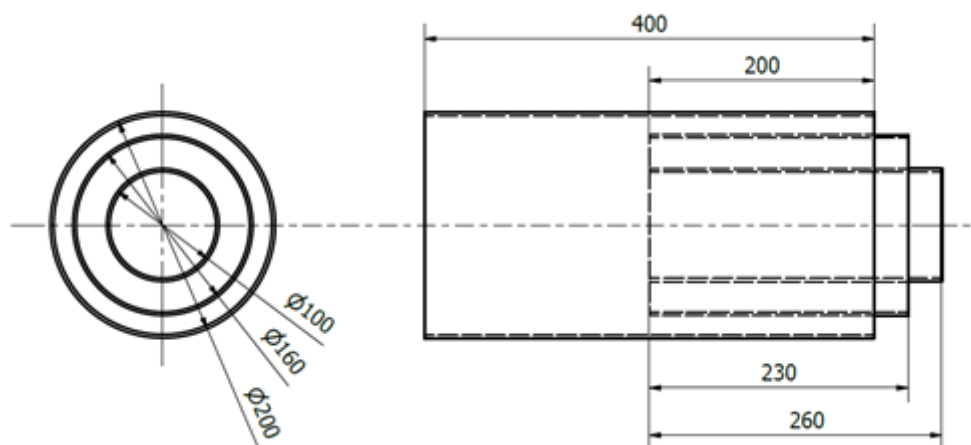
Jednym z głównych elementów wpływających na dystrybucję powietrza jest nawiewnik. Jak wykazały badania przeprowadzone przez Okochi i Yao [54] w 2016 r., zrównoważenie i dystrybucja przepływu powietrza w systemach klimatyzacyjnych VAV jest jednym z głównych wyzwań. W swoich badaniach ustalili, że nie ma standardowej metody równoważenia i dystrybucji przepływu powietrza przez strefy w systemach klimatyzacji VAV.

Pomimo wielu zalet, w tym oszczędności energii, systemy VAV mają także szereg wad takich jak: niedostarczenie odpowiedniej ilości świeżego powietrza [58], [59], stagnacja powietrza [51], [54], przeciągi [54] i hałas [60]. Pierwsze dwa problemy są najistotniejsze dla niniejszej pracy, ponieważ biorą pod uwagę jakość powietrza w pomieszczeniu i mogą być związane z geometrią nawiewnika.

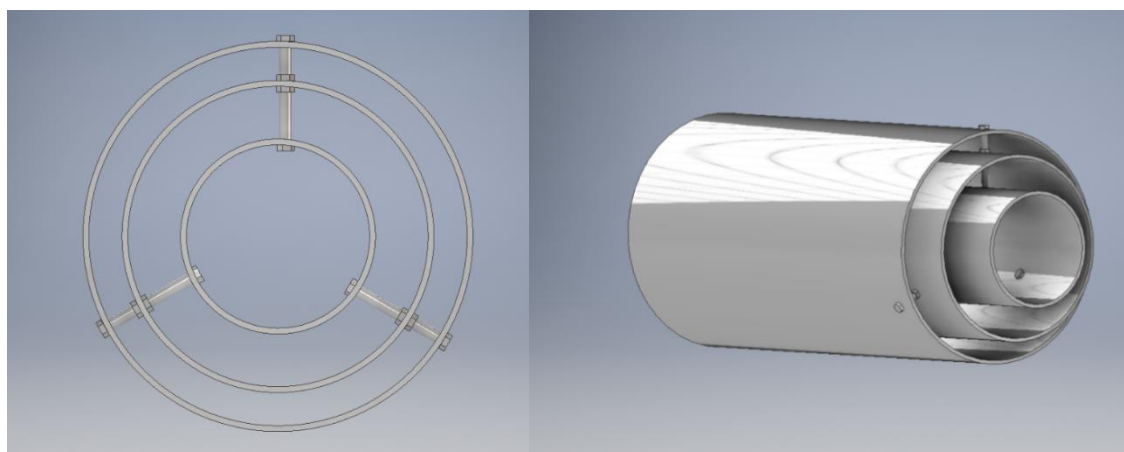
2. Prototyp nowego nawiewnika

Systemy VAV reagują na obciążenie cieplne w wentylowanych strefach. Kiedy obciążenie cieplne strefy obniża się, przepływ powietrza się zmniejsza, co skutkuje oszczędnością energii. Pomimo tego, że jest to odpowiedź na równowagę cieplną, istnieje ryzyko, że zmniejszony strumień świeżego powietrza pozostawi przestrzeń, które nie są odpowiednio wentylowane. Koncepcja nowego nawiewnika opiera się na pomysśle, że dostosowuje on swoją geometrię do zmieniających się warunków panujących w systemie w celu zapobiegania takim sytuacjom.

Konstrukcja nawiewnika z dynamicznie zmieniającą się geometrią opiera się na zmianie jego średnicy. Koncepcję projektową pokazano na rysunkach 1 i 2. Dynamiczne dopasowanie geometrii nawiewnika ma na celu zmianę prędkości powietrza nawiewanego w miarę zmniejszania się strumienia powietrza przepływającego przez system tak, aby jego zasięg pozostał taki sam. Podstawą nowego projektu jest koncepcja, że geometria może się zmieniać zgodnie z sygnałami w systemie, które wskazują na zmianę przepływu powietrza. Nawiewnik zaprojektowano w taki sposób, aby jego średnica zmniejszała się wraz ze spadkiem przepływu powietrza. Jeśli przepływ znajduje się poniżej pewnego progu granicznego, pierścienie zewnętrzne zamykają się, zmniejszając średnicę i zwiększając prędkość powietrza wpływającego do wentylowanej strefy.



Rysunek 1. Projekt nowego nawiewnika (rzut 2D).



Rysunek 2. Projekt nowego nawiewnika (model 3D).

3. Symulacje numeryczne CFD

Celem badań CFD było opracowanie modelu komputerowego, który mógłby zostać wykorzystany do dokładnej oceny przepływu powietrza, przy uwzględnieniu różnych strategii a także różnych badanych struktur. Metody CFD zostały wykorzystane przez naukowców do oceny różnych systemów dystrybucji powietrza [61]–[65]. Rozpoczęcie prac od budowy prototypu stanowiska laboratoryjnego może skutkować miesiącami badań i wydatków bez znalezienia rozwiązania problemu. Z tego powodu zdecydowano się na projektowanie systemu VAV z wykorzystaniem modelowania i analizy CFD.

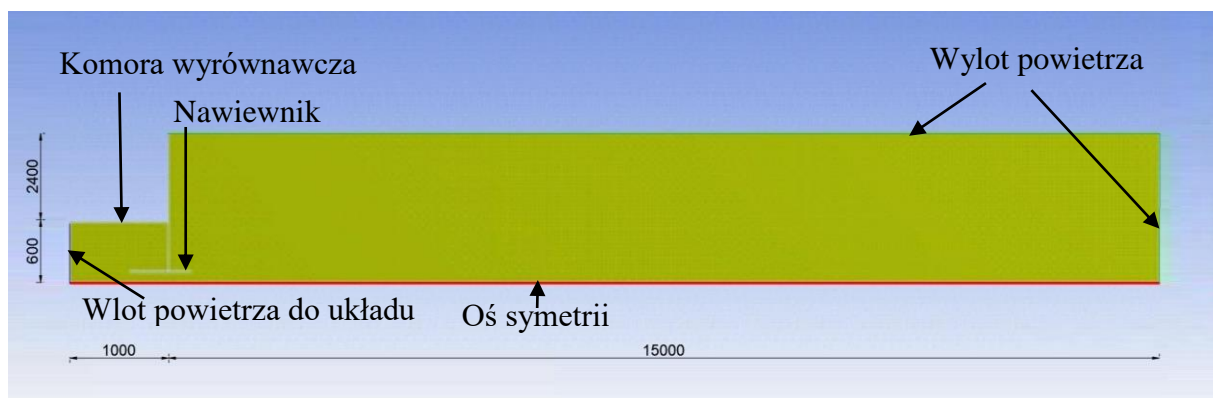
Do badania wybrano program ANSYS Fluent, ponieważ zapewnia on wszechstronne możliwości modelowania szerokiej gamy problemów z nieściśliwym i ściśliwym medium, laminarnym i turbulentnym przepływem płynu oraz możliwością przeprowadzenia analizy stanu ustalonego lub dynamicznie zmiennego.

Symulacje zostały przeprowadzone w celu określenia możliwości zachowania zasięgu strugi przepływu powietrza w konfiguracji ze zmianą natężenia przepływu powietrza przez system. Ponieważ dostarczanie świeżego powietrza jest niezbędne dla zapewnienia odpowiedniego komfortu cieplnego i jakości powietrza, ważne było stworzenie modelu, który nie zakłóca przepływu ani nie obniża jakości powietrza.

Rozważono trzy przypadki, w których uwzględniono przepływ powietrza równy:

- 330 m³/h jako maksymalny przepływ powietrza;
- 226 m³/h jako średni przepływ powietrza;
- 158 m³/h jako minimalny przepływ powietrza.

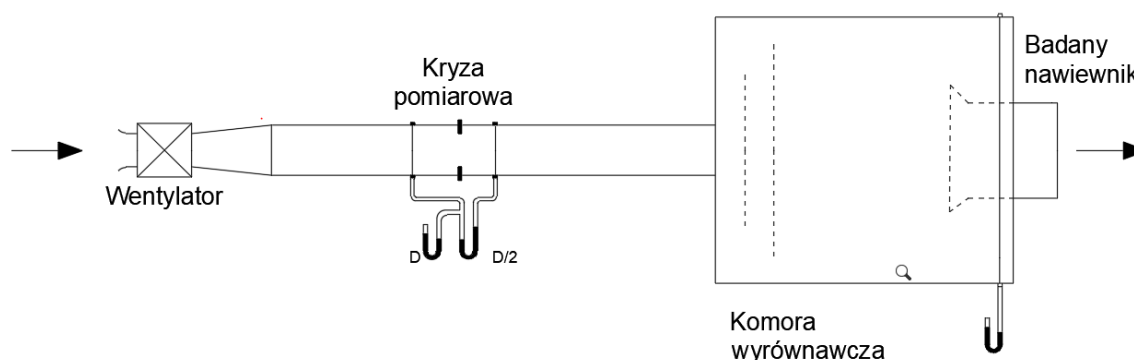
Zastosowano model osiowosymetryczny. Geometria analizowanego modelu została przedstawiona na rysunku 3 i została dostosowana do warunków panujących na zbudowanym stanowisku laboratoryjnym oraz wymagań stosowanego modelu symulacyjnego. Zaprojektowano również komorę wyrównawczą dla strugi powietrza.



Rysunek 3. Geometria wykorzystana w symulacji.

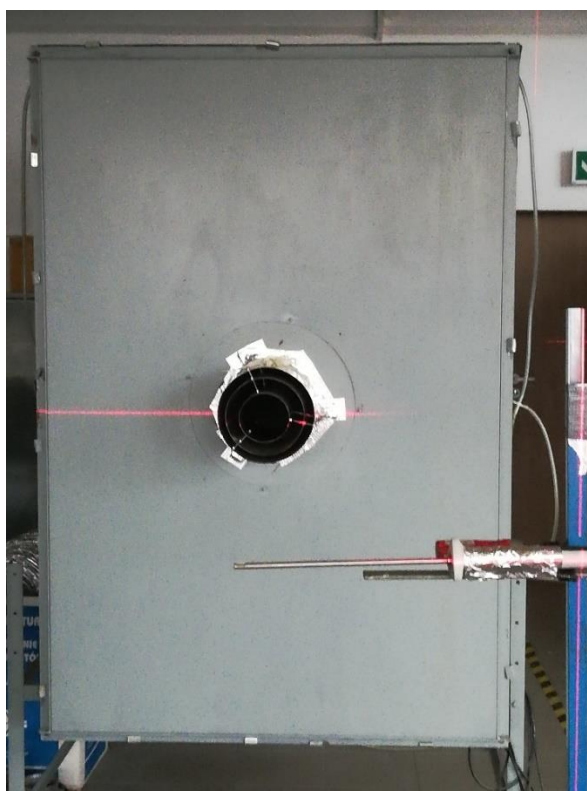
4. Badania laboratoryjne

Celem badań przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym było zbadanie koncepcji nawiewnika ze zmienną geometrią i potwierdzenie wyników symulacji komputerowych. Zarówno stanowisko laboratoryjne jak i warunki eksperymentów zostały zaprojektowane i przeprowadzone w celu umożliwienia pełnego porównania z wynikami symulacji CFD. Prototyp został zaprojektowany zgodnie z normą europejską EN12238:2002 i wykonano go ze stali nierdzewnej. Koncepcję stanowiska pokazano na rysunku 4.



Rysunek 4. Stanowisko laboratoryjne.

Stanowisko laboratoryjne zostało zbudowane w pomieszczeniu, w którym możliwa była kontrola warunków środowiskowych. Dostosowano je tak, aby odzwierciedlało zmieniające się warunki systemu VAV. Ponieważ wentylator wyposażono w falownik podłączony do napędu, można było zmieniać przepływ powietrza w zależności od potrzeb. Sam przepływ powietrza obliczono zgodnie z obowiązującymi normami poprzez zastosowanie kryzy pomiarowej [72].



Rysunek 5. Zdjęcie stanowiska laboratoryjnego.

Spadek ciśnienia na kryzie mierzono za pomocą mikromanometru o zakresie ± 3500 Pa i dokładności $\pm 1\%$ w temperaturze równej 20°C . Po wykonaniu pomiaru na kryzie powietrze wpływało do komory wyrównawczej, gdzie przepływ został wyrównany przez szereg kratki prostujących przepływ powietrza, eliminując dodatkowo turbulencje. Następnie strumień powietrza docierał przez nawiewnik do pomieszczenia badawczego.

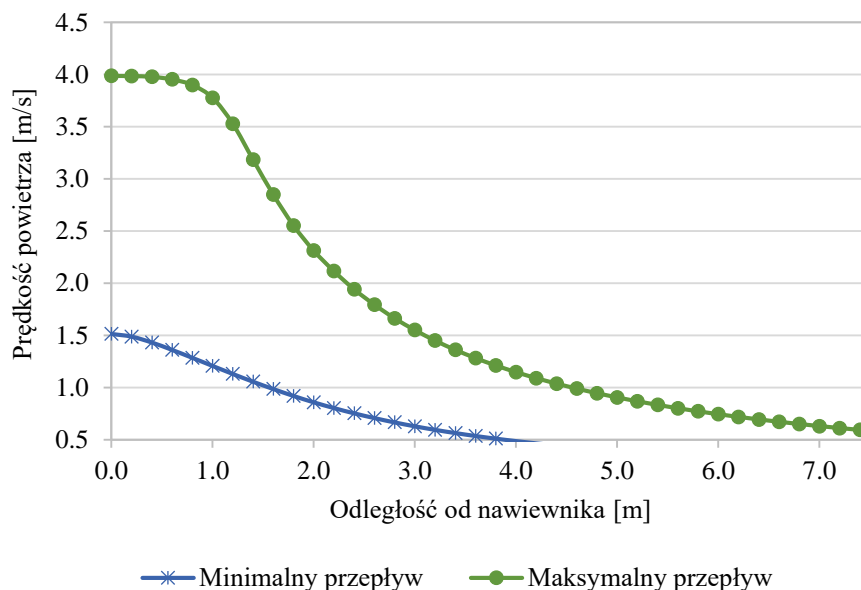
Po wlocie powietrza do strefy testowej zastosowano anemometr termo-oporowy do pomiaru prędkości. Miał on zakres od 0,08 m/s do 20 m/s. Pomiar prędkości przepływu powietrza dokonywano co 30 cm zwiększając dystans od nawiewnika. Położenie anemometru ustalono dla każdego punktu pomiarowego za pomocą lasera krzyżowego. Średnica sondy anemometru była na tyle mała (6 mm), że nie zaburzała przepływu strugi do pomieszczenia. Anemometr wraz z komorą wyrównawczą i prototypem nawiewnika przedstawiono na rysunku 5.

5. Wyniki symulacji numerycznych

Aby określić czy zmiana konstrukcji nawiewnika poprawiła warunki systemu VAV przez utrzymanie stałego zasięgu strugi przeprowadzono serię symulacji przy użyciu aplikacji ANSYS Fluent z modelem turbulencji k- ω .

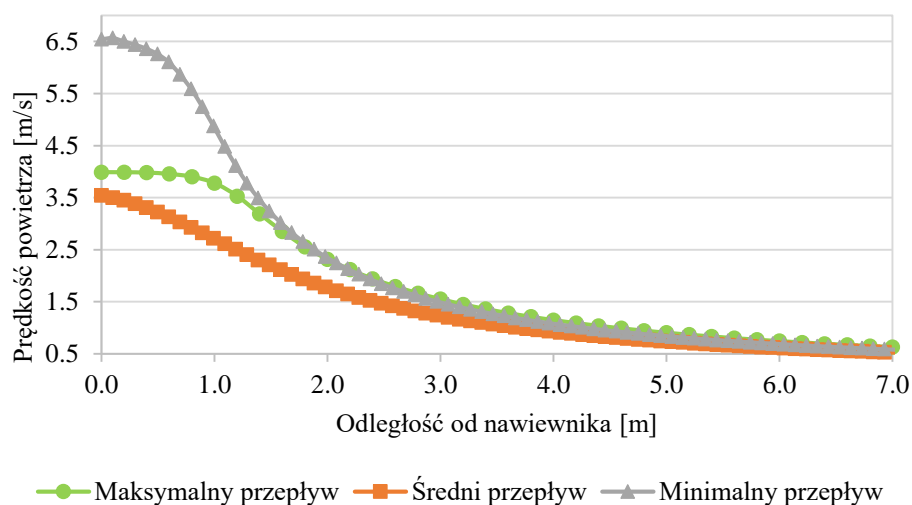
Pierwszym krokiem była analiza zmiany zasięgu strugi powietrza bez zmiany średnicy nawiewnika dla różnych strumieni przepływu powietrza.

Zasięg strugi określono jako odległość, w której prędkość powietrza spada do 0,5 m/s. Jest to graniczna wartość po osiągnięciu której powietrze nie będzie płynąć do dalszych obszarów wentylowanego pomieszczenia. Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 6, gdzie został zmniejszony strumień powietrza z maksymalnego na minimalny bez zmian w geometrii nawiewnika. Wyniki przedstawiają prędkość przepływu powietrza wzdłuż osi nawiewnika. Zgodnie z przypuszczeniami, podczas zmniejszania strumienia przepływu powietrza z maksymalnego (330 m³/h) do minimalnego (158 m³/h) przy stałym ustawieniu średnicy nawiewnika zasięg strugi zmienił się z 7,5 m do około 4 m.



Rysunek 6. Wyniki symulacji dla maksymalnej i minimalnej prędkości i średnicy nawiewnika $\Phi 200$ mm.

Aby przeciwdziałać obniżeniu zasięgu strugi powietrza przedstawionemu na rysunku 6, zastosowano nawiewnik z adaptacyjną geometrią. Podczas testów zmieniono średnicę zgodnie z projektem przedstawionym na rysunkach 1 i 2 oraz przetestowano różne ustawienia końcowe. Wielkość przepływu została zmieniona z przepływu maksymalnego ($330 \text{ m}^3/\text{h}$) na przepływ średni ($226 \text{ m}^3/\text{h}$) i minimalny ($158 \text{ m}^3/\text{h}$). Równocześnie średnica nawiewnika została obniżona automatycznie od $\Phi 200$ mm przez $\Phi 160$ mm do $\Phi 100$ mm (ustawienie dla średniego i minimalnego przepływu odpowiednio w celu przyspieszenia powietrza). Wyniki obliczeń numerycznych przedstawiono na rysunku 7.



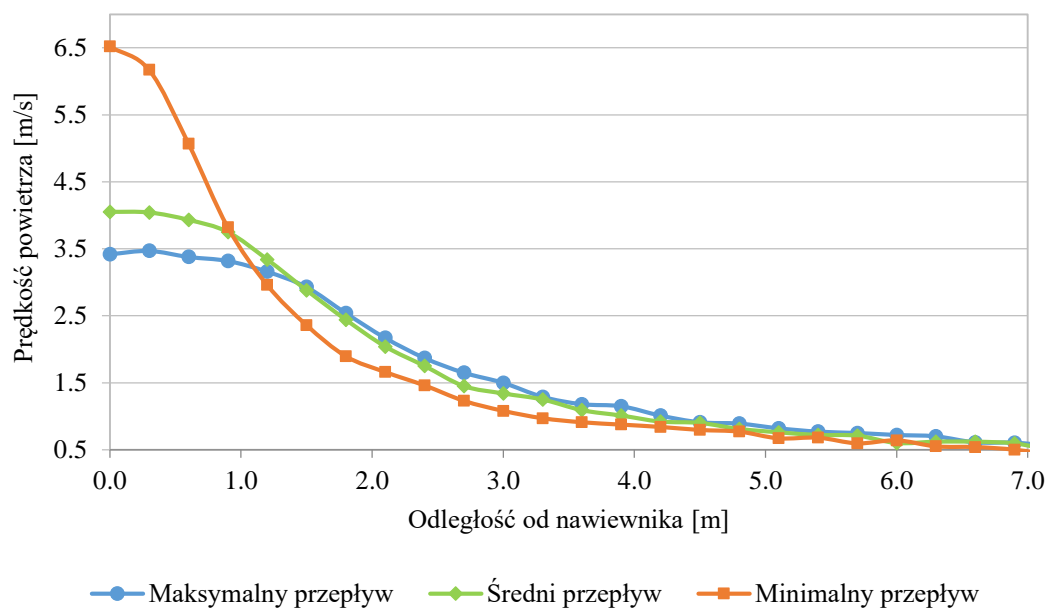
Rysunek 7. Wyniki symulacji dla nawiewnika o dynamicznie zmieniającej się geometrii.

Rysunek 7 przedstawia zmianę zasięgu strugi dla wszystkich trzech przepływów w osi nawiewnika. Zasięg strugi w trzech przypadkach jest w przybliżeniu taki sam i wynosi od 7 m do 7,5 m. Rysunek pokazuje także, że możliwe jest utrzymanie stałego zasięgu strugi powietrza przy zmianie przepływu powietrza w układzie.

Wyniki symulacji potwierdzają, że możliwe jest przyjęcie takiej geometrii nawiewnika, aby utrzymać stały zasięg strugi powietrza pomimo zmieniającego się przepływu powietrza przez system. Aby sprawdzić, czy jest to możliwe w rzeczywistych warunkach, przeprowadzono testy laboratoryjne w celu oceny poprawności symulacji.

6. Wyniki badań laboratoryjnych

Wyniki badań laboratoryjnych przedstawiono na rysunku 8, gdzie porównano zasięg strugi dla każdego przypadku. Wyniki jednoznacznie dowodzą, że podobnie jak w symulacjach, można utrzymać stały zasięg strugi powietrza pomimo zmieniającego się przepływu przez system poprzez zastosowanie nawiewnika ze zmienną geometrią. Strumień powietrza nawiewanego zmieniał się z $158 \text{ m}^3/\text{h}$ do $330 \text{ m}^3/\text{h}$.

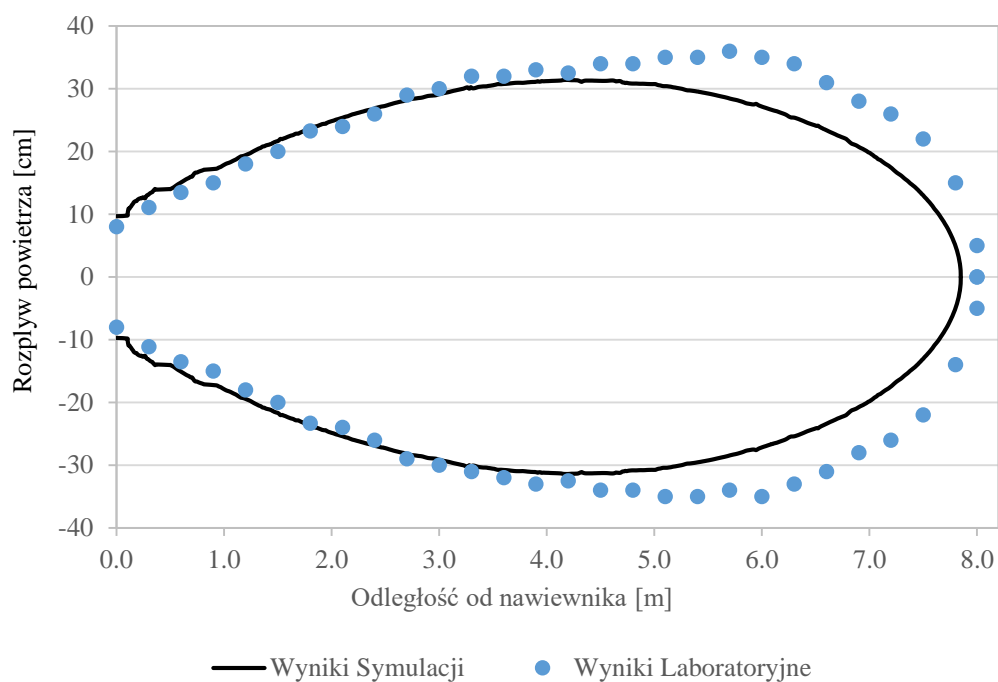


Rysunek 8. Wyniki pomiarów laboratoryjnych dla nawiewnika o dynamicznie zmieniającej się geometrii.

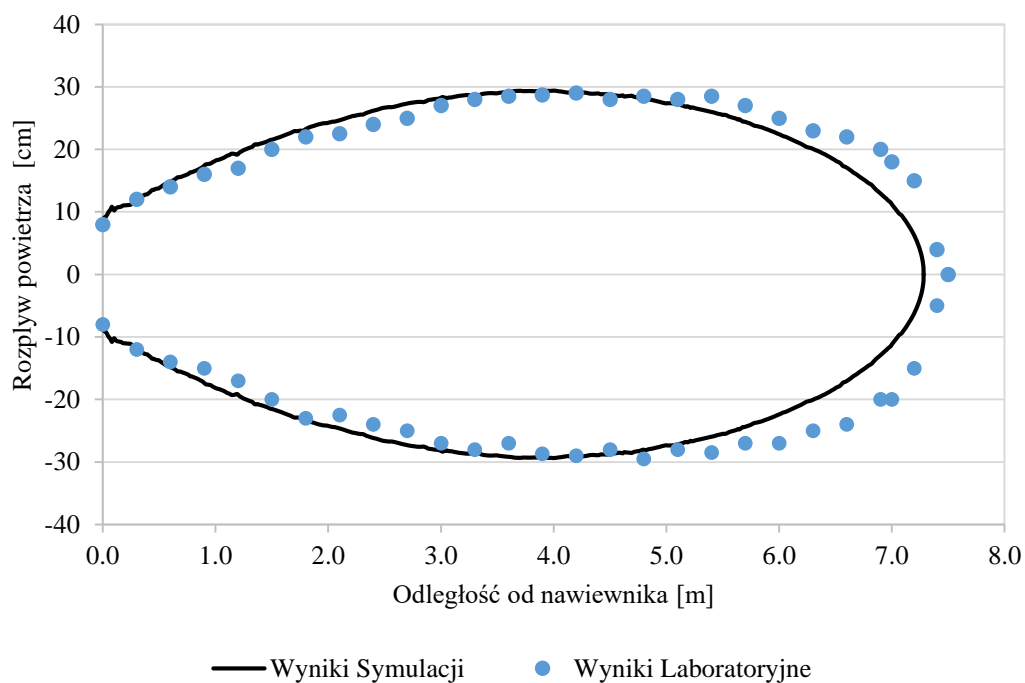
Dodatkowo, dla każdego przypadku stworzono wykresy rozptyłu powietrza, aby pokazać, w jaki sposób zmienia się przepływ nie tylko wzdłuż osi nawiewnika. Zmierzono odległość od nawiewnika zarówno w pionie jak i w poziomie, do momentu kiedy prędkość strugi powietrza osiągnęła 0,5 m/s. Ponownie pomiary wykonano zwiększając dystans od nawiewnika w pionie oraz poziomie o 30 cm.

Pomiar rozptyłu powietrza przeprowadzono, ponieważ istnieje szereg efektów dynamicznych, które mogą wpływać na rozkład strugi powietrza w pomieszczeniu zwłaszcza, gdy jego prędkość spada. Najważniejsze z nich to: profil prędkości, pulsacje przepływu, efekty mechaniczne i otaczająca atmosfera, w tym efekty cieplne. W przypadku badań laboratoryjnych, zmiany cieplne w otoczeniu nie stanowiły problemu ponieważ pomieszczenie testowe było utrzymywane w stabilnych warunkach a testy przeprowadzono w warunkach izotermicznych.

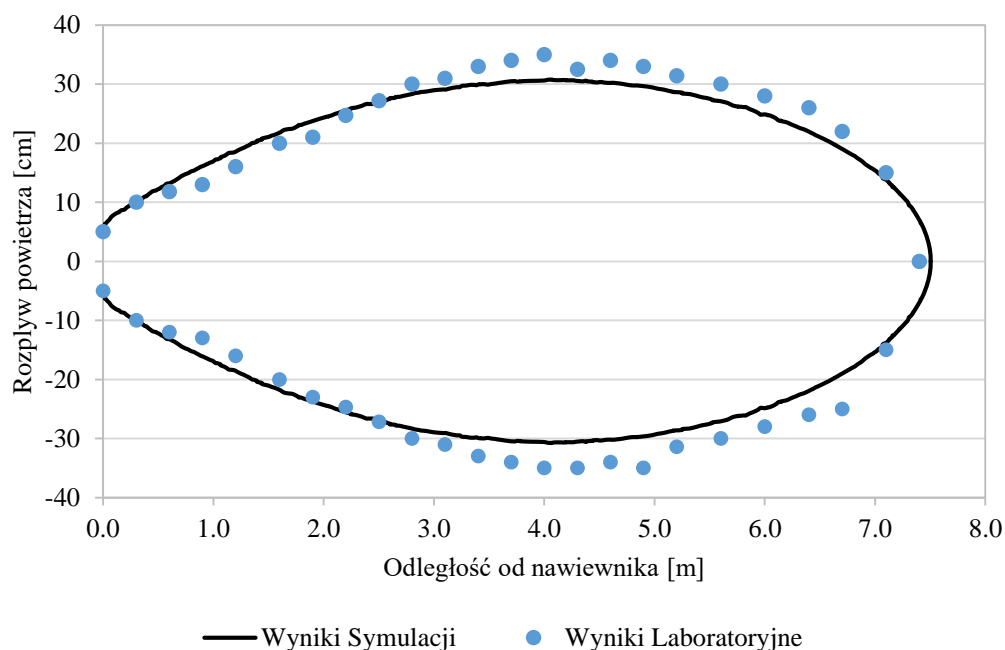
Rysunki od 9 do 11 pokazują poszczególne przypadki odpowiednio dla maksymalnego przepływu powietrza, przez średnie aż do minimalnego przepływu powietrza, porównując wyniki symulacji z pomiarami. W punkcie zero na osi odciętych umiejscowiony jest środek nawiewnika.



Rysunek 9. Rozptył powietrza - maksymalny przepływ i maksymalna średnica nawiewnika.



Rysunek 10. Rozptył powietrza - średni przepływ i średnia średnica nawiewnika.



Rysunek 11. Rozplyw powietrza - minimalny przeplyw i minimalna srednica nawiewnika.

Aby określić rozbieżność wyników symulacji od wyników pomiarów, wykonano dwa obliczenia błędów w celu sprawdzenia dokładności: średni względny błąd procentowy - *MAPE* i średni kwadratowy błąd - *RMSE*. Wskaźniki te zostały wybrane, ponieważ mogą być wykorzystywane do oceny dokładności proponowanych modeli jak na przykład w pracach [76]–[81].

RMSE jest często stosowaną miarą różnic między wartościami (próbka i populacja) przewidywanymi przez model lub estymator a wartościami faktycznie obserwowanymi. *MAPE* służy do porównywania dokładności prognoz, takich jak symulacje z wynikami pomiarów.

Wskaźniki te obliczane są według następujących wzorów:

$$MAPE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|v_{meas} - v_{sym}|}{v_{meas}} \cdot 100\% \quad (2)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (v_{meas} - v_{sym})^2} \quad (3)$$

gdzie: v_{meas} - zmierzona prędkość na stanowisku laboratoryjnym;
 v_{sym} - prędkość obliczana podczas symulacji.

Wartości tych wskaźników dla badanych przypadków przedstawiono w tabeli 1. Najlepiej symulację odzwierciedlają minimalny przepływ, a najgorzej maksymalny. Jednakże największa osiągnięta wartość błędu mieści się poniżej 10%, co można uznać za satysfakcjonujące.

Tabela 1. Wyniki obliczeń MAPE i RMSE.

Objętościowy przepływ	MAPE [%]	RMSE [m/s]
330 m ³ /h	9,88	0,06
226 m ³ /h	3,95	0,04
158 m ³ /h	1,82	0,03

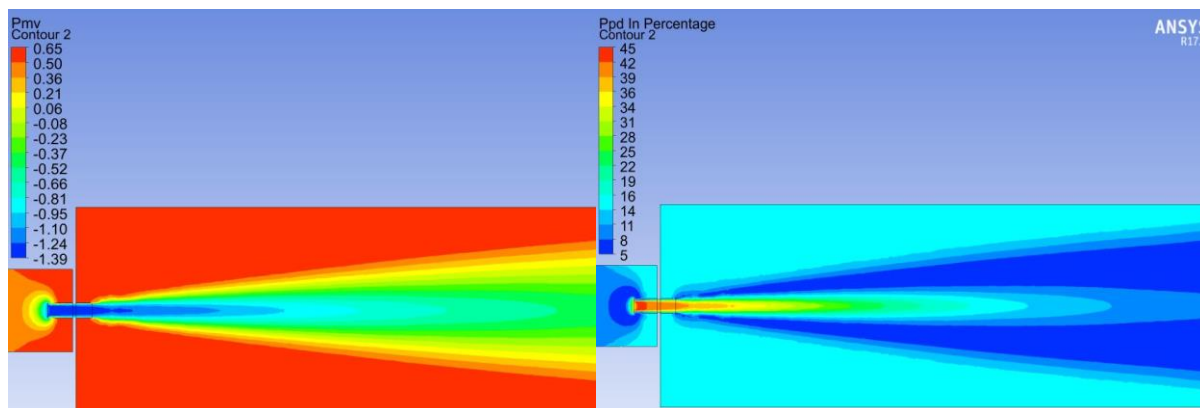
7. Komfort cieplny w pomieszczeniach

Istnieje wiele wskaźników komfortu cieplnego, które pomagają określić jego poziom [86]. Najbardziej popularne wskaźniki to *PMV* (przewidywana ocena średnia) i *PPD* (przewidywany odsetek niezadowolonych). Ich wartości wskazują czy środowisko wewnętrzne nie jest ani za ciepłe ani za chłodne dla użytkowników oraz jaki jest odsetek niezadowolonych z komfortu cieplnego osób w pomieszczeniu. Definicje wskaźników *PMV* i *PPD* można znaleźć w normie EN ISO 7730 [38]. W niniejszej pracy wykonano analizę *PMV* i *PPD* w module programu Ansys Fluent aby zbadać wpływ nawiewnika na komfort. Przeprowadzono szereg symulacji mających na celu ocenę czy struga nawiewanego powietrza w różnych przypadkach zapewnia komfort cieplny.

Aby otrzymać wyniki obliczeń wskaźników komfortu cieplnego, wykorzystano następujące parametry (jednakowe we wszystkich symulacjach), przedstawiające sytuację mogącą wystąpić w sezonie letnim:

- wilgotność względna powietrza: 50%;
- temperatura powietrza: 300 K;
- prędkość powietrza zaczerpnięta z wyników symulacji *PMV* i *PPD*;
- temperatura promieniowania: 300 K;
- oporność cieplna odzieży: 0,43 clo;
- tempo metabolizmu: 1,2 met (odpowiadające lekkiej pracy w pozycji siedzącej, np. w pomieszczeniu biurowym).

Wyniki obliczeń dla maksymalnego przepływu powietrza przedstawiono na rysunku 12 oraz w tabeli 2. Wyniki podane w tabeli pokazują, że oba parametry komfortu cieplnego sięgają od komfortu aż do skrajnego dyskomfortu. Jednak wyniki te dotyczą całej geometrii, w tym komory wyrównawczej i samego nawiewnika.



Rysunek 12. Strona lewa: kontury *PMV* dla maksymalnego przepływu; strona prawa: kontury *PPD* dla maksymalnego przepływu.

Kontury *PMV* i *PPD* przedstawione na rysunku 12 pokazują rozkład obu parametrów. *PMV* jest równy -1,4 w punkcie, w którym powietrze wypływa z nawiewnika. Jednakże, gdy przepływ osiągnie odległość 7 m, czyli odległość po której prędkość spadała do około 0,5 m/s, *PMV* obniża się do -0,2. Wartość -0,2 dla wskaźnika oznacza utrzymanie komfortu cieplnego.

Podobnie jak w przypadku wyników obliczeń *PMV*, *PPD* również wskazuje brak komfortu cieplnego w pobliżu nawiewnika, gdzie wzrasta do 38,5%, wskazując na duży dyskomfort. *PPD* spada do akceptowalnego poziomu w odległości powyżej 7 m, obniżając się do 7,1%.

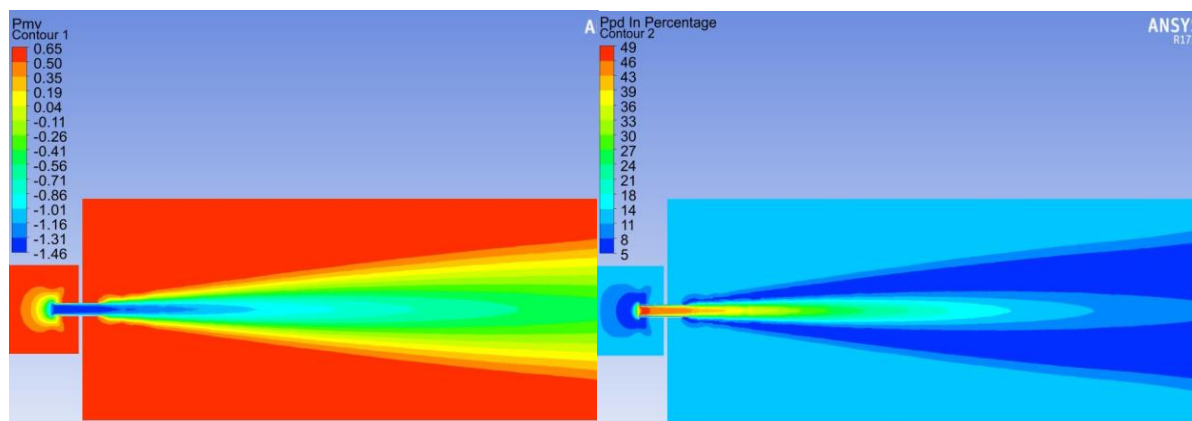
Oba wskaźniki pokazują, że komfort cieplny jest utrzymywany w odległości zasięgu strugi (gdy prędkość spada do 0,5 m/s). Podobne wyniki obliczeń można zaobserwować dla średniego i minimalnego przepływu. Zaprezentowano je na rysunkach 13 i 14 oraz w tabeli 2.

Tabela 2. Zakres wyników obliczeń *PMV* i *PPD* dla różnych przepływów powietrza.

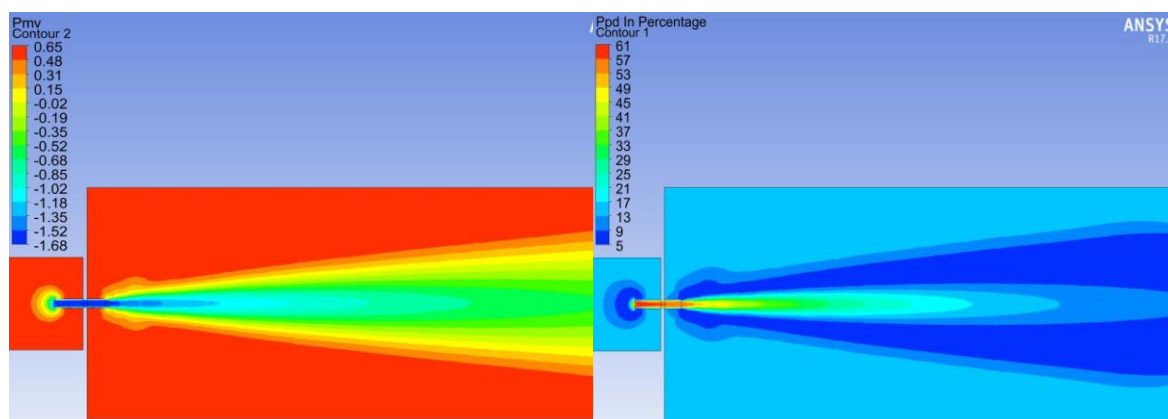
	Maksymalny przepływ	Średni przepływ	Minimalny przepływ
Minimalne <i>PMV</i> [-]	-1,38	-1,68	-1,46
Maksymalne <i>PMV</i> [-]	0,64	0,64	0,64
Minimalne <i>PPD</i> [%]	5,00	5,00	5,00
Maksymalne <i>PPD</i> [%]	44,95	60,84	48,85

Podobnie jak w przypadku maksymalnego przepływu powietrza, w obu przypadkach *PMV* i *PPD* mają wysokie wartości w pobliżu nawiewnika i wskazują dyskomfort. Jednakże, gdy prędkość powietrza obniża się w odległości 7 m od nawiewnika, *PMV* i *PPD* są równe odpowiednio -0,5 i 7,3% dla średniego przepływu powietrza oraz -0,3 i 6,9% odpowiednio dla minimalnego przepływu powietrza.

Wyniki symulacji wykazały, że nawiewnik z dynamicznie zmieniającą się geometrią utrzymuje komfort cieplny i stały zasięg strugi we wskazanej odległości od nawiewnika.



Rysunek 13. Strona lewa: kontur *PMV* dla średniego przepływu; strona prawa: kontur *PPD* dla średniego przepływu.



Rysunek 14. Strona lewa: kontur *PMV* dla minimalnego przepływu; strona prawa: kontur *PPD* dla minimalnego przepływu.

8. Analiza PIV

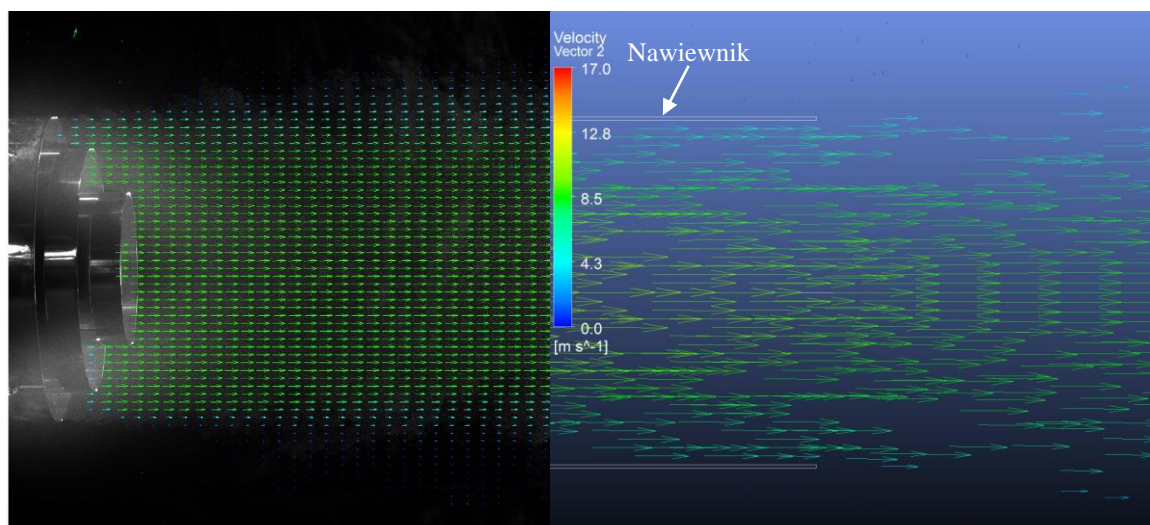
Poprzednie rozdziały pokazały wyniki jednego przypadku, w którym zasięg strugi został zachowany. Aby zobaczyć, w jaki sposób zasięg strugi powietrza zmienił się dla różnych warunków, przeprowadzono serię pomiarów PIV (Particle Image Velocimetry) pozwalających zobrazować przepływ płynu.

Technologia PIV rozwija się dynamicznie od około 30 lat dzięki większej dostępności technologii takiej jak lasery, rejestracja obrazów i techniki komputerowe [89]. Dostępnych jest wiele metod pomiaru pól prędkości powietrza dla systemów wentylacyjnych, z których każdy ma swoje zalety i wady. Jednak metoda PIV stała się popularnym sposobem pomiaru przepływów powietrza i ich charakterystyk w ostatnich latach ze względu na nieinwazyjną metodę pomiaru. Ponadto pomiary PIV pozwalają na pomiar pola prędkości dla każdej chwili w danym przedziale czasowym [90]–[92]. Dzięki tym cechom można bardzo dokładnie zmierzyć charakterystykę przepływu powietrza.

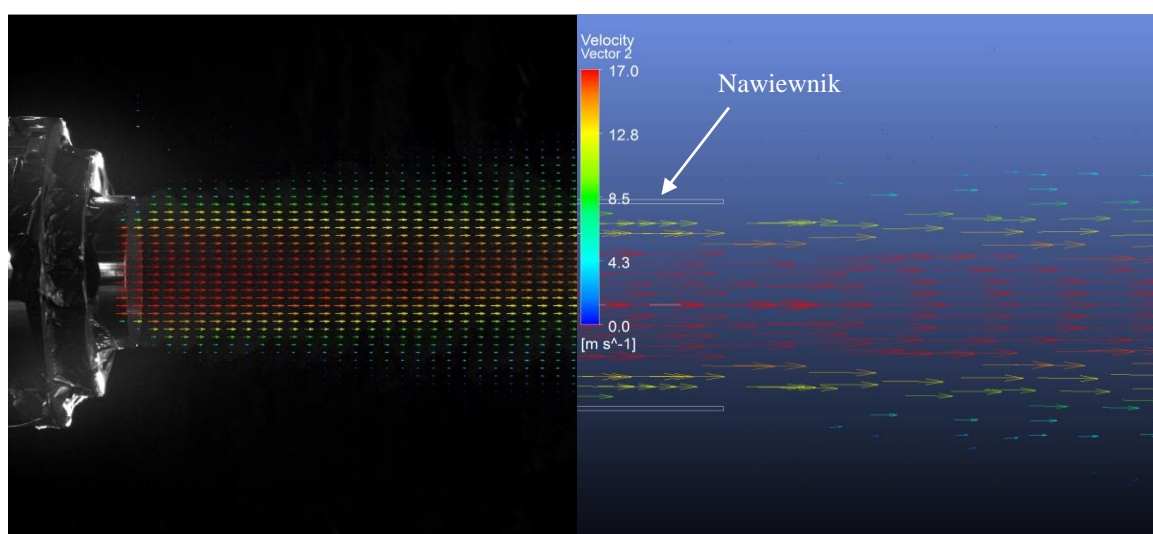
System pomiaru jest oparty na rejestracji cząstek znacznikowych wprowadzonych w strumień powietrza, które są następnie oświetlane przez laser. Laser wysyła sygnały w określonym przedziale czasu, które są odbijane od cząsteczek znacznika. Odbicie jest monitorowane przez kamerę. Dzięki znanym odstępom czasowym między promieniami lasera, możliwe jest obliczenie wektorów prędkości powietrza.

Badania w ramach niniejszej pracy podzielono na dwa etapy. Najpierw przeprowadzono serię symulacji CFD podobnych do symulacji w poprzednich rozdziałach, Następnie przeprowadzono pomiary PIV w dwóch różnych odległościach kontrolnych, aby zbadać, jak zmienił się zasięg strugi i czy wyniki symulacji były skorelowane z pomiarami. Badania zostały wykonane dla dwóch ekstremalnych przepływów przez system - wysoki przepływ powietrza 750 m³/h i niski przepływ powietrza 360 m³/h.

Symulacje przeprowadzone z wykorzystaniem narzędzia ANSYS Fluent miały te same parametry wejściowe co pomiary w technice PIV. Aby porównać otrzymane wyniki obliczeń, poniższe rysunki 15 i 16 przedstawiające pomiary PIV i symulacje CFD przy wlocie powietrza do pomieszczenia mają tę samą skalę prędkości: od 0 m/s do 17 m/s.



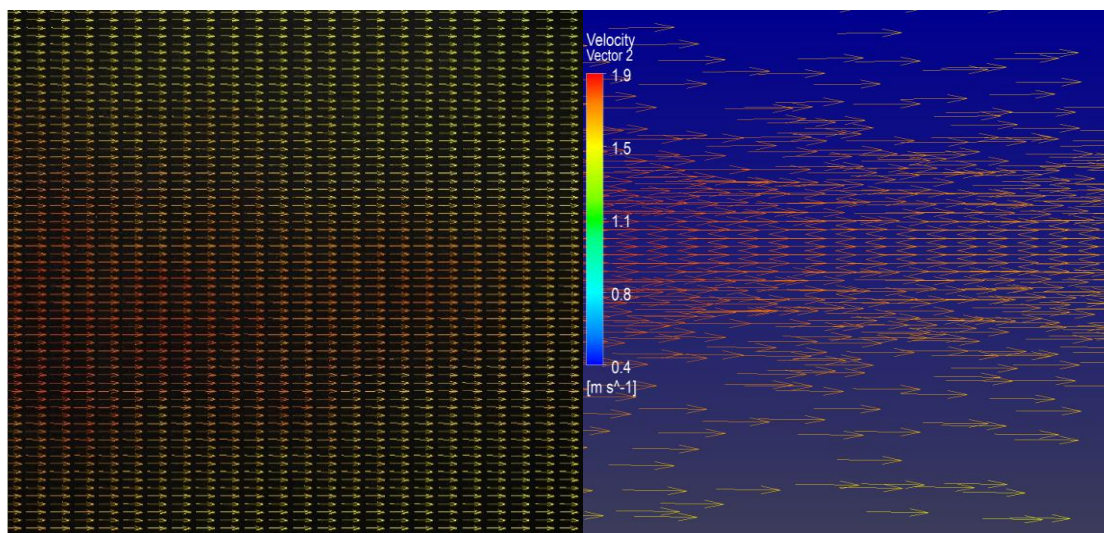
Rysunek 15. Wyniki obliczeń pola prędkości w przekroju pionowym przez środek nawiewnika dla przepływu $750 \text{ m}^3/\text{h}$ i maksymalnej średnicy - odległość od nawiewnika 0 m ; strona lewa: pomiary PIV; strona prawa: wyniki symulacji CFD.



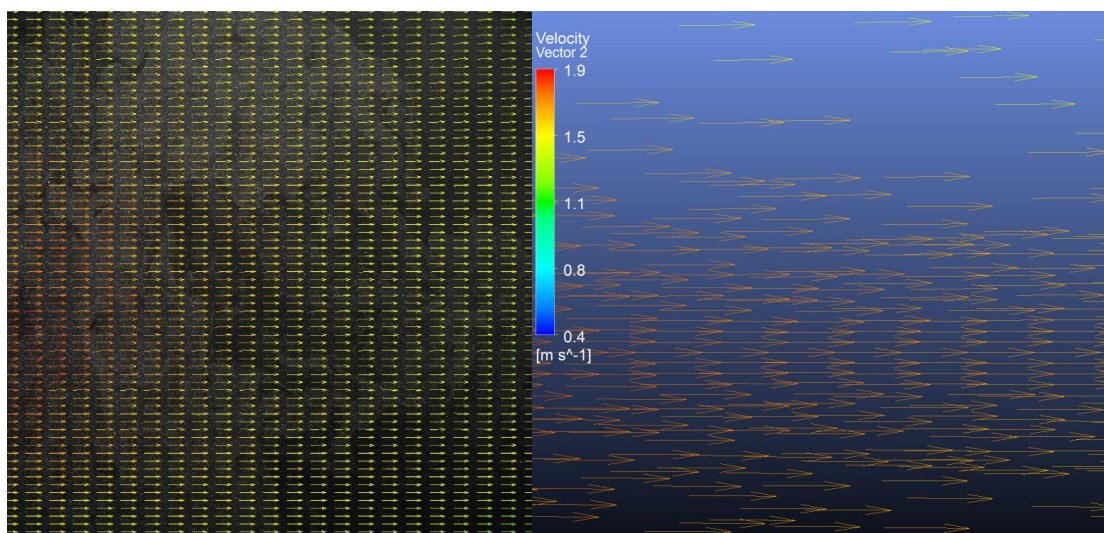
Rysunek 16. Wyniki obliczeń pola prędkości w przekroju pionowym przez środek nawiewnika dla przepływu $360 \text{ m}^3/\text{h}$ i minimalnej średnicy - odległość od nawiewnika 0 m ; strona lewa: pomiary PIV; strona prawa: wyniki symulacji CFD.

Rysunki 15 i 16 pokazują, że wraz ze zmniejszaniem się średnicy, rośnie prędkość powietrza przy wlocie do pomieszczenia, pomimo zmniejszenia przepływu przez system.

Aby zobaczyć czy zmiana prędkości przy nawiewniku wpływa na zasięg strugi wykonano pomiary w odległości 6 m od nawiewnika. W tym przypadku wyniki pomiarów PIV oraz wyniki symulacji miały identyczny zakres prędkości: od 0.4 m/s do 1.9 m/s. Wyniki porównania badań oraz obliczeń zostały przedstawione na rysunkach 17 i 18.



Rysunek 17. Wyniki obliczeń pola prędkości w przekroju przez środek nawiewnika dla przepływu 750 m³/h i maksymalnej średnicy - odległość od nawiewnika 6 m; strona lewa: pomiary PIV; strona prawa: wyniki symulacji CFD.



Rysunek 18. Wyniki obliczeń pola prędkości w przekroju przez środek nawiewnika dla przepływu 360 m³/h i minimalnej średnicy - odległość od nawiewnika 6 m; lewa strona: pomiary PIV; prawa strona: wyniki symulacji CFD.

Na rysunku 17 przedstawiono wyniki pomiarów i obliczeń dla wysokiego przepływu powietrza i średnicy $\Phi 200$ mm w odległości 6 m od wylotu powietrza. Prędkość powietrza wynosi średnio 1,9 m/s. Gdy strumień powietrza został zmniejszony o ponad połowę oraz zastosowano nawiewnik z dynamicznie zmieniającą się geometrią (rysunek 18), prędkość spadła jedynie do 1,6 m/s. Wyrównanie prędkości w tej samej odległości pozwoliło na osiągnięcie podobnego zasięgu strugi.

9. Podsumowanie i wnioski

Celem badań było zbadanie możliwości poprawy warunków środowiska wewnętrznego w dużych przestrzeniach, w których stosuje się systemy wentylacji VAV. W pracy skupiono się na ostatnim elemencie systemu: na nawiewniku. Jego geometria miała się zmieniać wraz ze zmieniającym się przepływem w systemie wentylacyjnym, aby utrzymać stały zasięg strugi pomimo malejącego strumienia powietrza.

Aby zbadać wpływ nowego nawiewnika, przeprowadzono szereg symulacji CFD oraz testy laboratoryjne. Wyniki potwierdziły, że przy zmieniającej się geometrii zasięg strugi był stabilny, mimo że przepływ znacząco zmalał od $330 \text{ m}^3/\text{h}$ do $158 \text{ m}^3/\text{h}$.

Zbadano również wpływ zmian strumienia powietrza na komfort cieplny poprzez określenie wartości wskaźników *PMV* i *PPD*. W każdym przypadku komfort cieplny był utrzymywany w odległości 7 m od nawiewnika, gdzie prędkość przepływu spadła do około 0,5 m/s, pomimo zmieniających się warunków w systemie wentylacyjnym. Dowodzi to, że świeże powietrze nie tylko dotarłoby do osób w pomieszczeniu, ale także zapewniałoby im komfort cieplny.

Dodatkowo przeprowadzono pomiary PIV dla wysokich wartości przepływów powietrza przez system, aby zbadać jak wpływają na charakterystykę nawiewnika. W badaniu uwzględniono dwa strumienie: $750 \text{ m}^3/\text{h}$ i $360 \text{ m}^3/\text{h}$. Wyniki badania wykazały, że podobnie jak w poprzednich przypadkach, gdy zastosowano proponowany nawiewnik z dynamicznie zmieniającą się geometrią, zasięg strugi powietrza pozostawał stały. Oznacza to, że można poprawić jakość powietrza w pomieszczeniach stosując systemy VAV poprzez wykorzystanie nawiewnika z dynamicznie zmienną geometrią.

Wyniki symulacji, pomiary laboratoryjne i pomiary PIV wykazały, że dystrybucja powietrza uległa poprawie, a komfort cieplny został utrzymany w wentylowanej strefie.

Należy dodać jednak, że istnieje ryzyko związane ze zwiększoną prędkością powietrza w pobliżu nawiewnika, gdy następuje zmiana jego średnicy. Nie zbadano również dalszych możliwości zastosowania nawiewnika z innymi systemami VAV, które miałyby inne charakterystyki przepływu. Planuje się podjąć w przyszłości badania mające na celu rozwiązanie wspomnianych powyżej problemów, a także dalsze udoskonalanie metod wentylacji z wykorzystaniem energooszczędnych systemów VAV.