



POLITECHNIKA ŚLĄSKA
KATEDRA OGRZEWNICTWA, WENTYLACJI
I TECHNIKI ODPYLANIA

Piotr Ciuman

MODELOWANIE ROZDZIAŁU POWIETRZA
WENTYLACYJNEGO W HALI KRYTEJ PŁYWALNI

Streszczenie rozprawy doktorskiej

Promotor: dr hab. inż. Barbara Lipska
Politechnika Śląska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Janusz Jędrzejewski
Politechnika Wrocławska
prof. dr hab. inż. Janusz Wojtkowiak
Politechnika Poznańska

Gliwice 2017

SPIS TRE CI

1. Wst p	3
2. Charakterystyka hal pływalni z punktu widzenia wentylacji i dotychczasowy stan wiedzy	4
3. Cel i zakres pracy oraz zadania do wykonania	7
4. Charakterystyka obiektu bada i systemu wentylacji	8
5. Eksperymentalna identyfikacja przepływu powietrza i warunków cieplno-wilgotno ciowych w hali pływalni	9
6. Metodyka modelowania numerycznego i testowanie modelu	13
7. Walidacja eksperymentalna modelu numerycznego przepływu powietrza, ciepła i wilgoci w hali pływalni	16
7.1. Doskonalenie modelowania numerycznego emisji wilgoci z lustra wody w basenie przy wykorzystaniu eksperymentu	16
7.2. Sprawdzenie eksperymentalne wyników oblicze numerycznych parametrów powietrza w hali pływalni i temperatury wewn trznych powierzchni przegród budowlanych	20
8. Badania numeryczne wpływu strumienia obj to ci powietrza wentylacyjnego na warunki komfortu cieplnego w hali pływalni wraz z analiz statystyczn	23
9. Analiza energetyczna wybranych wariantów działania instalacji wentylacyjnej ...	30
10. Podsumowanie i wnioski	34
Bibliografia	37

1. Wstęp

Hale krytych pływalni są obiektami o przeznaczeniu rekreacyjnym, sportowym oraz leczniczym. Podobnie jak i inne obiekty budowlane muszą być zaprojektowane, wybudowane, a następnie użytkowane zgodnie z przepisami techniczno-budowlanymi, dla zapewnienia ich użytkownikom warunków bezpieczeństwa oraz odpowiednich warunków użytkowych, a także gwarantujących utrzymanie zużycia energii na racjonalnie niskim poziomie.

Najbardziej istotnymi cechami hal pływalni są niekiedy basenowe, których wielkość oraz temperatura wody w nich zawartej są zależne od przeznaczenia obiektu. Są one głównym źródłem ciepła i wilgoci. Ponadto do powietrza w hali dostaje się ciepło od ludzi, oświetlenia, grzejników, a także występują zyski bądź straty ciepła przez przegrody budowlane.

Z wody basenowej do powietrza w hali oprócz pary wodnej wydzielają się również zanieczyszczenia gazowe. Pochodzą one z rozpuszczonych w niej rodków dezynfekujących, stosowanych w celu niszczenia lub zahamowania rozmnażania bakterii. Jednakże nowoczesne rodky dodaje się do wody w takich ilościach, które nie powodują szkodliwego oddziaływania na ludzi oraz drażniącego zapachu.

W celu usunięcia powstających w hali pływalni zysków lub strat ciepła, zysków wilgoci oraz zanieczyszczeń gazowych konieczne jest jej wentylowanie, które w okresie zimowym często pełni jednocześnie funkcję ogrzewania powietrznego. W wyniku braku lub niewłaściwie zaprojektowanej, wykonanej i eksploatowanej wentylacji może dojść do dyskomfortu cieplnego dla użytkowników oraz obsługi, w tym przede wszystkim do wzrostu wilgotności wewnątrz powietrza, co z kolei prowadzi do szeregu negatywnych zjawisk, m.in. wykraplania pary wodnej na zimnych powierzchniach, zaparowania okien, a długoterminowo – do osłabienia elementów konstrukcyjnych budynku.

Hale pływalni należą do obiektów budowlanych, które w trakcie eksploatacji charakteryzują się znacznie większym rocznym zużyciem energii (w odniesieniu do ich powierzchni) w porównaniu do innych obiektów sportowych i wielokubaturowych. Wiąże się to głównie z koniecznością dostawy znacznej ilości ciepła na potrzeby ogrzewania wody basenowej oraz ciepłej wody użytkowej. Przyczynia się do tego w dużej mierze także instalacja wentylacji/ogrzewania powietrznego, która jest bardzo energochłonna. Wynika to przede wszystkim z potrzeby utrzymania odpowiedniej, wysokiej temperatury powietrza w hali w okresie zimowym, a także dużej wartości strumienia objętości powietrza nawiewanego, wymaganego do usunięcia zbędnych zysków wilgoci w hali oraz zapewnienia odpowiedniej liczby wymian powietrza w obiekcie o dużej kubaturze.

Zmniejszenie zużycia energii w procesie wentylacji można uzyskać m.in. przez ograniczenie strumienia objętości powietrza wentylacyjnego. Należy się jednak liczyć z tym, że spowoduje to pogorszenie parametrów cieplno-wilgotnościowych powietrza w strefie przebywania ludzi oraz osłabienie ochrony przed zawilgoceniem przegród budowlanych.

W źródłach literaturowych brak jest relacji z badań dotyczących wpływu wartości strumienia objętości powietrza wentylacyjnego na rozkłady parametrów powietrza w hali oraz zużycia energii. Natomiast normy i przepisy podają znormalizowane zalecenia odnośnie do wyznaczania wartości strumienia objętości powietrza.

Właściwy wybór tej wartości z punktu widzenia warunków cieplno-wilgotnościowych w hali pływalni oraz zużycia energii jest zagadnieniem trudnym do rozwiązania przy wykorzystaniu tradycyjnych metod inżynierskich. Dopiero wykorzystanie modelowania rozdziału powietrza w hali pływalni metodą numerycznej mechaniki płynów CFD daje szansę na pełne rozwiązanie tego problemu.

Wszystko to stało się przyczyną podjęcia tematyki modelowania rozdziału powietrza wentylacyjnego w hali pływalni w ramach prezentowanej rozprawy doktorskiej.

Ze względu na złożony charakter zjawisk przepływowych zachodzących w halach pływalni praktyczne wykorzystanie metody CFD musi być poprzedzone szczegółowym rozpoznaniem specyfiki takich obiektów. Identyfikacja eksperymentalna, przeprowadzona w wybranej hali pływalni, ma za zadanie dostarczenie danych do warunków brzegowych do modelu numerycznego tego obiektu, jak również do walidacji eksperymentalnej modelu numerycznego. Walidacja taka jest bardzo istotnym etapem opracowania takiego modelu i jest niezbędnym warunkiem jego pełnoprawnego wykorzystania do wielowariantowych badań rozdziału powietrza wentylacyjnego w hali pływalni. Dla kompleksowego rozwiązania scharakteryzowanego uprzednio problemu badania te powinny być powiązane z obliczeniem zużycia energii na potrzeby wentylacji, przeprowadzonym za pomocą złożonego programu komputerowego, wykorzystującego rzeczywiste dane klimatyczne.

2. Charakterystyka hal pływalni z punktu widzenia wentylacji i dotychczasowy stan wiedzy

W halach pływalni występują zyski ciepła i wilgoci zarówno od źródeł wewnętrznych, jak i zewnętrznych. Głównymi źródłami ciepła są: oświetlenie, grzejniki, ludzie, parująca woda oraz ciepło przenikające przez przegrody budowlane i promieniowanie słoneczne. Straty ciepła występują w postaci strumienia ciepła przekazywanego wodzie na drodze konwekcji oraz strumienia ciepła wymianianego z otoczeniem zewnętrznym i pomieszczeniami sąsiednimi. Zyski wilgoci pochodzą z parowania wilgoci z powierzchni lustera wody w niszce basenowej, powierzchni zwilżonych posadzek, a także od ludzi oraz z atrakcji wodnych.

Stopień intensywności parowania wilgoci zależy od wielu czynników:

- powierzchni lustera wody i zwilżonych posadzek,
- temperatury wody,
- temperatury i wilgotności względnej powietrza,
- prędkości ruchu powietrza nad lustrem wody,
- liczby i aktywności kąpielących się osób,
- rodzaju oraz liczby atrakcji wodnych.

Poważnym problemem w halach pływalni stanowi zanieczyszczenia wydzielające się z lustera wody. Woda w niszkach basenowych jest poddawana dezynfekcji w celu niszczenia obecnych w niej bakterii lub zahamowania ich rozmnożenia. W Polsce w tym celu stosowane głównie utleniacze chlorowe i ozon. W procesie dezynfekcji dochodzi do powstania niepożądanych związków ubocznych, które mogą stanowić poważne zagrożenie dla zdrowia, a wysokie stężenie związków w powietrzu prowadzi do przekroczenia progu wyczuwalności zapachu i może skutkować u użytkownika pływalni swądzeniem nosa, suchością w gardle, kaszlem, czy podrażnieniem spojówek (Sitarek, 2008). Jednakże w nowoczesnych pływalniach rodki dezynfekujące dodaje się do wody w takiej ilości, że ich

szkodliwo oraz wydzielany zapach nie są doświadczone. Mogą być odczuwalne tylko rano przy kumulacji nocnej w wyniku stosowania jedynie recyrkulacji powietrza wentylacyjnego.

W wyniku braku lub niewłaściwie zaprojektowanej, wykonanej i eksploatowanej wentylacji może dojść do pogorszenia warunków cieplno-wilgotnościowych, szczególnie wzrostu zawartości wilgoci, co z kolei prowadzi do szeregu negatywnych zjawisk:

- wykroplenia pary wodnej na zimnych powierzchniach, których temperatura jest niższa od temperatury punktu rosy powietrza wewnątrz, co może doprowadzić do: zaparowania okien, osłabienia elementów konstrukcyjnych budynku, rdzewienia elementów metalowych, powstawania tzw. mostków cieplnych oraz wykraplania wilgoci w przegrodach budowlanych i tworzenia się grzybów i pleśni.
- dyskomfortu cieplnego niektórych osób.

Odpowiednio dobrany system wentylacyjny powinien spełniać cztery podstawowe funkcje:

- dostarczenie powietrza o odpowiednich parametrach w celu usunięcia zysków lub pokrycia strat ciepła oraz usunięcia zysków wilgoci i zanieczyszczeń gazowych,
- zapewnienie warunków komfortu cieplnego dla użytkowników pływalni,
- zapewnienie ochrony konstrukcji budynku przed wilgocią,
- niedopuszczenie do wykraplania wilgoci na powierzchniach szyb.

Wymagane wartości parametrów powietrza w halach pływalni nie są jednolicie określone przepisami. W Polsce brak jest odpowiednich norm i rozporządzeń w tym zakresie. W związku z tym dobór wartości parametrów powietrza, tj. temperatury, wilgotności czy prędkości przepływu, musi się odbywać na podstawie wymagań podanych w normach zagranicznych lub zawartych w źródłach literaturowych. Wybrane wartości parametrów powietrza w halach pływalni o przeznaczeniu ogólnym, zalecane według różnych źródeł, przedstawiono w tab. 2.1.

Tab. 2.1. Zalecane wartości parametrów powietrza w hali pływalni o przeznaczeniu ogólnym według różnych źródeł

różne źródła danych	Temperatura t_i , °C	Wilgotność względna ϕ , %	Prędkość v_i , m/s
wg (VDI, 2010)	$t_w + (2 \div 4)$	40 ÷ 64	brak zalecenia
wg (ASHRAE, 2011)	24 ÷ 29	50 ÷ 60	brak zalecenia
wg (Jaskólski i Micewicz, 2000)	28	45 ÷ 65	0,1 ÷ 0,15
wg (Kappler, 1977)	$t_w + (3 \div 5)$	50 ÷ 60	0,15 ÷ 0,3

t_w oznacza temperaturę wody w nieszczce basenowej

Z punktu widzenia odczucia komfortu cieplnego przez człowieka istotne są nie tylko wartości poszczególnych parametrów powietrza, ale też ich zależności. Ujawniają one na przykład na krzywej duszności dla basenów według Lancaster-Castens-Ruge (Jaskólski i Micewicz, 2000). Można z niej wywnioskować, że wraz ze wzrostem temperatury powietrza powinna maleć jego wilgotność względna.

Dla zapewnienia wymaganych wartości parametrów powietrza w hali pływalni konieczne jest zastosowanie odpowiedniego systemu rozdzielania powietrza. Istotnym zadaniem jest także rozmieszczenie elementów nawiewnych i wywiewnych, by zapewnić wymianę powietrza w całej przestrzeni obiektu bez tworzenia się „stref martwych”. W tym celu stosuje się system wentylacji mieszanej, który charakteryzuje się tym, że powietrze nawiewane jest ze znacz-

pr dko ci , co powoduje jego dobre wymieszanie z powietrzem w pomieszczeniu. Taki przepływ powietrza wentylacyjnego umożliwia rozdzielenie wydzielających się zanieczyszczeń (gazów, ciepła i wilgoci) oraz zapewnia w miarę równomierny rozkład parametrów powietrza w całej objętości hali.

Najpopularniejszym rozwiązaniem rozdzielania powietrza jest koncepcja z przepływem powietrza z dołu do góry hali pływalni, tj. zgodnie z kierunkiem przepływu pary wodnej. Najczęściej stosuje się dwa warianty tego rozwiązania:

powietrze jest nawiewane za pomocą nawiewników szczelinowych umieszczonych w podłodze wzdłuż okien po obu stronach hali i usuwane za pomocą elementów wywiewnych u góry pomieszczenia, centralnie nad nieckami basenów , powietrze jest nawiewane wzdłuż jednej, przeważnie przeszklonej ściany, natomiast wywiewane jest pod sufitem po przeciwnej stronie hali.

Sposób uzdatniania powietrza wentylacyjnego w halach pływalni zależy od pory roku oraz od harmonogramu pracy obiektu. Można wyróżnić cztery zasadnicze tryby pracy basenowej centrali wentylacyjnej:

- 1) tryb dzienny dla okresu zimowego, stosowany w czasie działania pływalni, czyli w czasie kąpielowym,
- 2) tryb dzienny w okresie letnim, stosowany w czasie kąpielowym,
- 3) tryb nocny w okresie zimowym, stosowany w czasie niekąpielowym,
- 4) tryb nocny w okresie letnim, stosowany w czasie niekąpielowym.

W halach pływalni stosuje się zazwyczaj wentylację ze stałym strumieniem objętości powietrza CAV. W związku z tym obliczenia strumienia objętości powietrza przeprowadza się dla okresu letniego i utrzymuje tak obliczoną wartość przez cały rok, niezależnie od warunków zewnętrznych.

Ponieważ głównym zadaniem wentylacji hali pływalni w lecie jest usunięcie nadmiaru wilgoci, więc zgodnie z zaleceniami (Lipska, 2014) strumień objętości powietrza zależy jest od strumienia masy wilgoci emitowanej do powietrza w hali pływalni.

W skład zysków wilgoci w halach pływalni wchodzi zarówno zyski wilgoci z wody w niecce basenowej, jak i zyski wilgoci z powierzchni zwilżonych posadzek. Na intensywność procesu parowania wilgoci z lustro wody w niecce basenowej ma wpływ różnica ciśnienia pary wodnej w warstwie granicznej (na granicy styku powietrza w hali z powierzchnią wody w niecce) i powietrza. Zwiększone zyski wilgoci odpowiada też zaburzenie warstwy granicznej spowodowane licznymi osobami kąpielującymi się, przemieszczaniem się powietrza nad powierzchnią wody, czy cyrkulacją wody basenowej.

Wartość strumienia masy emitowanej wilgoci z lustro wody basenowej można obliczyć za pomocą szeregu zależności pochodzenia eksperymentalnego, dostępnych w literaturze, lecz nie ma wśród badaczy jednomyślności, co do sposobu jej obliczania.

W omawianej rozprawie doktorskiej przedstawiono bogaty przegląd literatury na temat wentylacji hal pływalni i jej badań, zarówno eksperymentalnych jak i numerycznych obejmujących modele turbulencji, modelowanie zjawisk wilgotnościowych oraz przepływu powietrza, ciepła i wilgoci, a także analiz energetycznych dotyczących wentylacji hal pływalni.

Na podstawie przeglądu stanu wiedzy w zakresie wentylacji hal pływalni i jej badań stwierdzono, że:

w literaturze brak jest wyników kompleksowych badań eksperymentalnych i numerycznych wentylacji hal pływalni przeprowadzonych zarówno pod kątem oceny warunków cieplno-wilgotnościowych w całej przestrzeni hali, jak i ochrony konstrukcji obiektu przed skutkami nadmiernego zawilgocenia, w badaniach i projektowaniu stosowane są różne sposoby wyznaczania emisji wilgoci z wody w niszce basenowej i nie ma pełnych informacji, który z nich najlepiej odwzorowuje rzeczywiste zjawisko, występują w tym względzie do parametrów przyjmowanych przy wyznaczaniu strumienia objętości powietrza wentylującego tę halę pływalni, brak jest porównawczych informacji odnośnie do energochłonności procesów uzdatniania i transportu powietrza.

3. Cel i zakres pracy oraz zadania do wykonania

Celem niniejszej rozprawy doktorskiej była eksperymentalna walidacja modelu numerycznego CFD przepływu powietrza, ciepła i wilgoci w wentylowanej hali pływalni dla różnych sposobów modelowania emisji wilgoci oraz wykorzystanie zwalidowanego modelu do badania wpływu strumienia objętości powietrza wentylacyjnego na warunki cieplno-wilgotnościowe w hali, połączonych z ocenami związanymi z tym nakładów energetycznych.

Do realizacji celu pracy wykonano badania eksperymentalne w rzeczywistej hali pływalni, wielowariantowe badania numeryczne z użyciem techniki numerycznej mechaniki płynów CFD przy zastosowaniu programu komputerowego Ansys CFX wraz z walidacją eksperymentalnego modelu przepływu powietrza, ciepła i wilgoci, a także analizy energetyczne różnych wariantów wentylacji hali pływalni przy wykorzystaniu programu komputerowego IDA ICE.

Praca doktorska składa się z części studialnej, eksperymentalnej i symulacyjnej.

Zakresem badań objętość rzeczywistych hal szkolnej pływalni w Szkole Podstawowej nr 28 w Gliwicach przy ul. Marcina Strzody. Wybór obiektu podyktowany był lokalizacją hali pływalni, możliwością przeprowadzenia pomiarów długookresowych oraz krótkotrwałych w porach zimowej, przejściowej i letniej, a także dostępem do dokumentacji technicznej.

Pierwszym etapem niniejszej pracy było rozpoznanie tematyki wentylacji hal pływalni, w szczególności wymaganych parametrów powietrza, różnic ciepła i wilgoci, sposobów uzdatniania powietrza wentylacyjnego z odzyskiem ciepła oraz systemów rozdziału powietrza w tego typu obiektach. Na podstawie wykonanego przeglądu literatury stwierdzono braki lub ograniczenia w ramach dotychczasowych prac badawczych, a w szczególności brak kompleksowego ujęcia problematyki wentylacji hal pływalni.

W związku z tym, do wykonania przy tym celu prezentowanej rozprawy doktorskiej określono następujące zadania badawcze:

1. Badania eksperymentalne w rzeczywistym obiekcie hali pływalni przeprowadzone w różnych okresach roku, których wyniki wykorzystano do opracowania modelu hali pływalni, a także jako warunki brzegowe do obliczeń numerycznych oraz dane do walidacji modelu.
2. Badania numeryczne wraz z walidacją eksperymentalnego modelu numerycznego przepływu powietrza, ciepła i wilgoci w hali pływalni obejmujące:

modelowanie burzliwych strug nawiewanych do pomieszczenia testowego za

pomoc dostarczonych w programie Ansys CFX modeli turbulencji, zwalidowanych z wykorzystaniem wyników pomiarów (Hurnik i in., 2015), w celu wyboru najdokładniejszego modelu do dalszych obliczeń numerycznych,

modelowanie rozkładu parametrów powietrza w pomieszczeniu przy wykorzystaniu różnych modeli emisji wilgoci z lustra wody basenowej oraz zaproponowanie własnej metody modelowania emisji wilgoci przez implementację różnych wzorów obliczeniowych dostarczonych w literaturze do określenia wartości tego parametru,

eksperymentalne sprawdzenie rozkładów parametrów powietrza w hali i temperatury czynnika, obliczonych numerycznie przy wykorzystaniu wybranego modelu emisji wilgoci oraz pomiarów przeprowadzonych w rzeczywistym obiekcie,

badania numeryczne - z wykorzystaniem zwalidowanego modelu - wpływu strumienia objętości powietrza wentylacyjnego na warunki cieplno-wilgotnościowe w hali pływalni.

3. Ocena energetyczna różnych wariantów wentylacji hali pływalni pod kątem wyboru najmniej energochłonnego systemu wentylacji, zapewniającego równocześnie nie wymagane warunki cieplno-wilgotnościowe w całej przestrzeni hali. Analizy te przeprowadzono przy uwzględnieniu różnych wartości strumienia objętości powietrza wentylacyjnego oraz przy różnym systemie odzysku ciepła.
4. Sporządzenie wniosków końcowych, zawierających ocenę dokładnieści modelowania rozdziału powietrza wentylacyjnego w hali oraz wybór najkorzystniejszego wariantu wentylacji hali pływalni wraz z zaleceniami do projektowania oraz wskazaniem dalszych kierunków badań dotyczących tych zagadnień.

4. Charakterystyka obiektu badania i systemu wentylacji

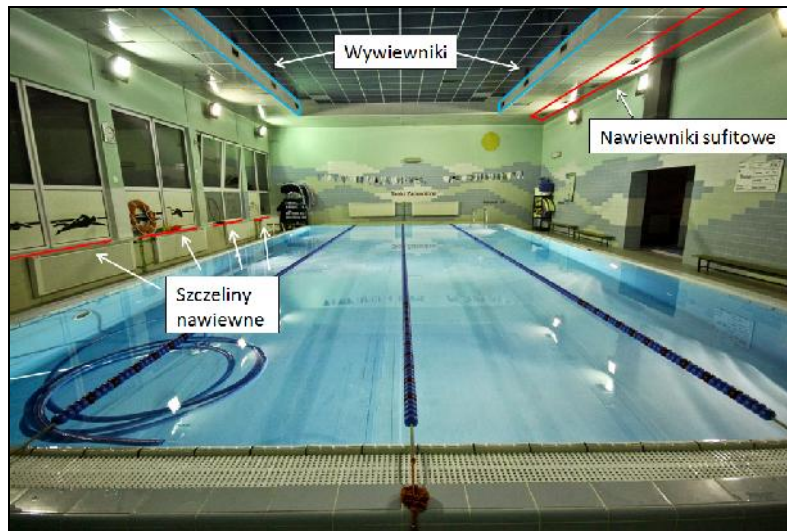
Badanym obiektem była rzeczywista hala przyszkolnej pływalni, należąca do Szkoły Podstawowej nr 28 w Gliwicach, o wymiarach: długość 17,6 m, szerokość 11,7 m, średnia wysokość 4,4 m, czyli o kubaturze 906 m³. Wymiary niecki basenowej wynoszą: długość 12,5 m, szerokość 7 m, głębokość 1,36 m. Na rys. 4.1 przedstawiono widok wnętrza badanej hali pływalni. Zaznaczono na nim lokalizację nawiewników sufitowych (kratek nawiewnych), szczelin nawiewnych oraz wywiewników.

Warunki cieplno-wilgotnościowe wewnątrz hali pływalni utrzymywane są za pomocą całkowicie powietrznego systemu wentylacji mechanicznej. Zadaniem tego systemu są: dostarczenie wymaganego strumienia powietrza zewnętrznego, utrzymanie zadanej temperatury i wilgotności względnie powietrza wewnętrznego oraz usunięcie zanieczyszczeń chemicznych pochodzących z wody i zbędnej wilgoci. System działa w trybie pracy ciągłej, nawiewając przez całą dobę identyczny strumień powietrza wentylacyjnego, tym samym nie występuje nocne obniżenie strumienia nawiewanego.

Głównym elementem składowym systemu jest centrala wentylacyjna wyposażona w dwustopniowy odzysk ciepła w postaci rekuperatora (rurki ciepłej) oraz recyrkulacji powietrza. W centrali znajdują się ponadto: nagrzewnica, komora mieszania, filtry oraz wentylatory.

W hali pływalni zastosowano system wentylacji mieszanej z jednostronnym, podokiennym nawiewem powietrza. W celu zapewnienia odpowiedniej cyrkulacji powietrza

w strefie przebywania, znajdującej się po przeciwnej stronie hali przy wyjściu z szatni, zastosowano nawiew sufitowy nad tym fragmentem posadzki. Wywiewanie powietrza następuje pod stropem pomieszczenia.



Rys. 4.1. Widok wnętrza badanej hali szkolnej pływalni (<http://tinyurl.com/pm5hyau>)

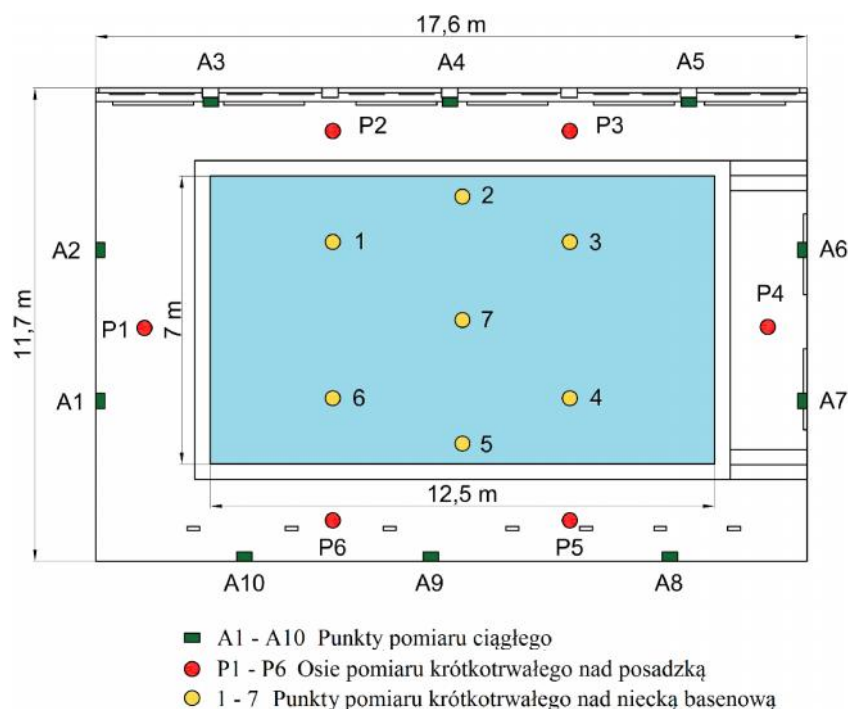
5. Eksperymentalna identyfikacja przepływu powietrza i warunków cieplno-wilgotnościowych w hali pływalni

W hali pływalni przeprowadzono badania eksperymentalne, których celem było zebranie danych do warunków brzegowych modelowania numerycznego, jak również do walidacji modelu numerycznego rozdziału powietrza. W skład tych badań wchodziły identyfikacja warunków wentylacji hali oraz pomiary termowizyjne.

Badania warunków wentylacji hali pływalni obejmowały:

1. pomiary cięgie parametrów powietrza zewnątrz oraz temperatury i wilgotności względnej powietrza wewnątrz hali – przeprowadzone w dwóch okresach pomiarowych: wiosenno-letnim 2015 oraz zimowym 2016,
2. pomiary krótkotrwałe temperatury i wilgotności względnej powietrza nawiewanego w przewodzie wentylacyjnym, strumienia powietrza nawiewanego na nawiewnikach oraz czepni i wyrzutni, temperatury, wilgotności względnej oraz szybkości powietrza nad posadzką wokół niecki basenowej, temperatury, wilgotności względnej oraz szybkości powietrza nad lustrem wody oraz temperatury wody – przeprowadzone w trzech seriach pomiarowych: w kwietniu 2015 (seria 1), w czerwcu 2015 (seria 2) oraz w lutym 2016 (seria 3),
3. pomiary temperatury przegród metodami termowizyjnymi – przeprowadzone w lutym 2016.

Na rys. 5.1 pokazano rozmieszczenie punktów pomiarowych w badanej hali pływalni. Punkty pomiarów cięgie parametrów powietrza wewnątrz hali oznaczono jako A1-A10, osie pomiarów krótkotrwałych nad posadzką basenową na wysokościach 0,1 m, 0,6 m, 1,1 m i 1,7 m oznaczono P1-P6, a punkty pomiarów krótkotrwałych nad lustrem wody oznaczono 1-7.



Rys. 5.1. Rozmieszczenie punktów pomiarowych w hali pływalni

Do pomiaru temperatury wody w basenie wykorzystano termometr DRT-10 firmy Sensor Electronic. Pomiar odbywał się przez zanurzenie sondy termometru w wodzie i odczytaniu wartości temperatury po ustabilizowaniu się wskaźnika.

Do pomiaru prędkości powietrza nawiewanego (a po średnio strumienia objętości powietrza nawiewanego) do hali pływalni wykorzystano wielofunkcyjny przyrząd pomiarowy 435-4 firmy TESTO z sondami wiatraczkowymi. Pomiar wykonywano przez równomierne przesuwanie sondy po powierzchni kratki nawiewnej, a otrzymane wartości chwilowe były uśredniane za pomocą funkcji uśrednienia czasowego w pamięci przyrządu.

Do krótkotrwałego pomiaru szybkości (modułu wektora prędkości) i temperatury powietrza nad posadzką wokół niecki basenowej oraz nad wodą posłużyły termooanemometry z wielokierunkowym czujnikiem sferycznym HT-428 firmy Sensor Electronic wraz z systemem pomiarowym AirDistSys 5000. Termooanemometry zamontowano na stelażu na czterech wysokościach: 0,1 m, 0,6 m, 1,1 m oraz 1,7 m, które przyjęto zgodnie z normą (PN, 2002). Pomiar nad lustrem wody wykonano na wysokości 20 cm nad lustrem wody, czyli na wysokości głowy osoby pływającej w basenie. Pomiar przeprowadzono w sześciu osiach pomiarowych w strefie przebywania wokół niecki basenowej oraz w siedmiu punktach nad lustrem wody.

Pomiar ciśnienia wilgotności względnej i temperatury powietrza wewnątrz hali pływalni oraz powietrza nawiewanego, a także pomiar krótkotrwałej wilgotności względnej i temperatury powietrza nad posadzką wokół niecki basenowej oraz nad lustrem wody były realizowane za pomocą rejestratorów wilgotności względnej i temperatury APAR AR235. Rejestratory, które zastosowano do pomiaru ciągłego wilgotności względnej i temperatury powietrza wewnątrz hali pływalni, zamontowano na ścianach obiektu wokół niecki basenowej na wysokości 1,7 m w dziesięciu punktach A1-A10.

W trakcie pomiaru krótkotrwałej wilgotności względnej i temperatury powietrza nad strefą przebywania wokół niecki basenowej rejestratory zostały umieszczone na przenośnym

stela u wraz z termoanemometrami do pomiaru szybkości powietrza na czterech wysokościach w osiach pomiarowych P1-P6. W pomiarach nad lustrem wody rejestrator został zamontowany na stela u na wysokości 0,2 m nad poziomem lustra wody.

Pomiaru wilgotności względnej i temperatury powietrza nawiewanego dokonano w ramach pomiaru krótkotrwałego w przewodzie wentylacyjnym przechodzącym przez szatnię.

Parametry powietrza zewnętrznego uzyskano ze stacji meteorologicznej Davis znajdującej się na terenie Politechniki Łódzkiej w odległości około 635 m od hali pływalni.

Zakres badań termowizyjnych obejmował wyznaczenie rozkładu temperatury na wewnętrznych i zewnętrznych powierzchniach przegród obiektu, zbadanie ryzyka wykroplenia wilgoci na powierzchni okien oraz po rednie ustalenie współczynników przenikania ciepła przegród zewnętrznych, potrzebnych jako warunki brzegowe do symulacji numerycznych. Pomiarów przeprowadzono za pomocą kamer termowizyjnych FLIR i50 oraz ThermoCAM E45.

W tabeli 5.1 przedstawiono zbiorcze zestawienie wyników pomiarów temperatury, wilgotności względnej i szybkości powietrza w strefie przebywania ludzi w hali pływalni. Wartości zmierzone porównano z zalecanymi w źródłach literaturowych.

W efekcie przeprowadzonych pomiarów parametrów stanu powietrza w hali pływalni stwierdzono, że w dużej części strefy przebywania ludzi warunki cieplno-wilgotnościowe oraz szybkości powietrza odbiegały od zalecanych w źródłach literaturowych.

Tabela 5.1. Wyniki pomiarów parametrów powietrza w hali pływalni

Wielkość mierzona	Jednostka	Wartość dla powietrza w hali	Wartość dla powietrza nad wodą	Wartości dopuszczalne
temperatura	°C			
- okres zimowy		26,1 – 28,1	27,8	wg (VDI, 2009): $t_w + (2 \div 4)$ wg (ASHRAE, 2011): 24 - 29
- okres wiosenny		25,6 – 28,1	26,7 – 27,8	wg (Jaskólski i in., 2000): 28
- okres letni		25,1 – 28,3	25,2 – 26,0	wg (Kappler, 1977): $t_w + (3 \div 5)$
wilgotność względna	%			
- okres zimowy		37 – 77	48 – 51	wg (VDI, 2009): 40 - 64 wg (ASHRAE, 2011): 50 - 60
- okres wiosenny		49 – 83	55	wg (Jaskólski i in., 2000): 45 - 65
- okres letni		52 – 83	63 - 64	wg (Kappler, 1977): 50 - 60 (< 70)
szybkość	m/s			
- okres zimowy		0,06 – 0,20	0,18 – 0,20	wg (Jaskólski i in., 2000): 0,1 - 0,15
- okres wiosenny		0,03 – 0,15	0,09 – 0,15	wg (Kappler, 1977): 0,15 - 0,3
- okres letni		0,03 – 0,17	0,10 – 0,20	

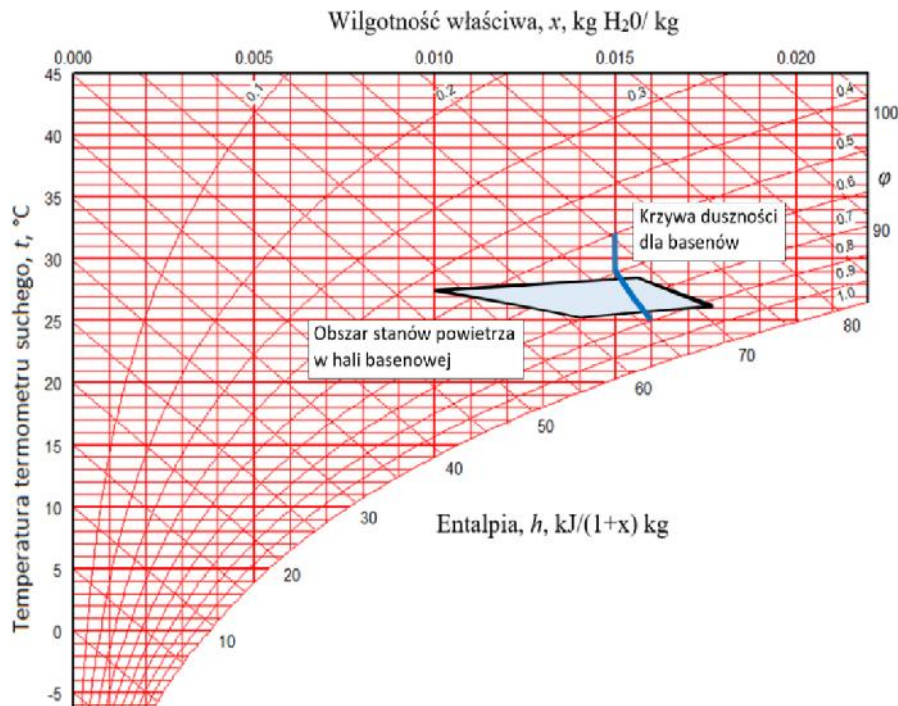
gdzie: t_w - temperatura wody w nieszce basenowej

Temperatura powietrza w hali basenowej była maksymalnie o około 5°C od temperatury wody w basenie, co nie było zgodne z zaleceniami (VDI, 2009; Kappler, 1977), natomiast mieściła się w zakresie zalecanym przez (ASHRAE, 2011).

Odnośnie do wilgotności względnej powietrza w hali – wartości maksymalne były większe rednio o około 15-20% od zalecanych, a wartości minimalne, jedynie dla okresu zimowego były niższe o 3-13% od zalecanych (VDI, 2009; ASHRAE, 2011; Jaskólski i Micewicz, 2000; Kappler, 1977). Nad lustrem wody wartości były zgodne z zalecanymi (VDI, 2009; Jaskólski i Micewicz, 2000; Kappler, 1977). Jedynie dla okresu letniego były wyższe o 4% od zaleceń (ASHRAE, 2011).

Na wykresie $h-x$ (rys. 5.2) zaznaczono obszar zidentyfikowanych stanów powietrza w hali

basenowej wystąpiły w trakcie pomiarów. Stwierdzono, że istotną ich cechą przekraczała dopuszczalny obszar ograniczony krzywą duszności dla basenów. Przyczyniło się to do odczucia dyskomfortu u użytkowników hali basenowej. Ponadto stanowiło potwierdzenie subiektywnej oceny warunków cieplno-wilgotnościowych przez wykonanych pomiarów, którzy w ich trakcie odczuwali nadmierne duszność, zawroty głowy, osłabienie organizmu oraz senność. Był to również efekt zbyt małej liczby wymian powietrza w hali pływalni.



Rys. 5.2. Obszar stanów powietrza w hali pływalni na wykresie h - x wraz z krzywą duszności dla basenów, dla obu okresów pomiarowych

Głównym problemem w hali pływalni okazało się niedotrzymanie kryterium zalecanej wartości szybkości powietrza w obiekcie. W hali pływalni występowały zarówno strefy przeciągu, jak i stagnacji powietrza. Wartości szybkości były mniejsze od dolnej rekomendowanej granicy obejmowały prawie 50% wszystkich wyników pomiarowych. W przypadku wartości temperatury i wilgotności względnej powietrza ich rozkład był wyrównany w całej hali, a wartości te zgadzały się z zaleceniami, ale nie ze wszystkimi.

Na podstawie pomiarów termowizyjnych temperatury przegród budowlanych oceniono, że przy niskich temperaturach powietrza zewnętrznego zachodzi w tej hali niebezpieczeństwo wykroplenia wilgoci na wewnętrznych powierzchniach okien. Dla zapewnienia komfortu cieplnego przebywającym ludziom: kąpielcom oraz pracownikom pływalni należy poprawić warunki cieplno-wilgotnościowe w hali pływalni. Można to osiągnąć przez zwiększenie strumienia powietrza nawiewanego, zwiększenie prędkości nawiewania powietrza przez nawiewniki szczelinowe lub podwyższenie temperatury powietrza w hali.

Aby jeszcze przed przystąpieniem do modernizacji wentylacji hali pływalni przekonać się o wpływie projektowanych zmian na warunki cieplno-wilgotnościowe w hali, wskazane byłoby przeprowadzenie prognozowania numerycznego przepływu powietrza, ciepła i wilgoci metodą CFD z wykorzystaniem wyników pomiarowych.

6. Metodyka modelowania numerycznego i testowanie modelu

W przypadku wentylacji mieszanej, która jest przedmiotem badań w ramach niniejszej pracy, w pomieszczeniach wentylowanych zachodzą burzliwe przepływy powietrza. Nawiewane są strugi turbulenty, a w strefie przebywania ludzi powstają przepływy recyrkulacyjne o dużej intensywności turbulencji. Istotne jest, aby modelowanie numeryczne tych przepływów zostało przeprowadzone przy zastosowaniu odpowiedniego modelu turbulencji, który ma wpływ na dokładność rozważań numerycznych oraz aby uzyskać jak najlepszą zgodność wyników obliczeń CFD z eksperymentem.

W niniejszej pracy doboru modelu turbulencji dokonano na podstawie testów dla pomieszczenia wentylowanego o mniejszej kubaturze, z turbulentnym strugiem nawiewanym przez nawiewnik ścienny, badanego przez (Hurnik i in., 2015). Symulacje testowe przeprowadzono dla 14 modeli turbulencji z grupy *RANS* dostępnych w programie Ansys CFX. Do walidacji modelu numerycznego CFD wykorzystano *benchmark test*, który obejmował rezultaty pomiarów prędkości powietrza w strudze nawiewanej oraz w strefie przebywania ludzi pomieszczenia testowego. Porównując obliczone i zmierzone wartości prędkości powietrza w tych rejonach starano się znaleźć odpowiedź na pytanie, który z modeli turbulencji pozwolił na uzyskanie rozkładów tego parametru najbardziej zbliżonych do rzeczywistych.

Wyboru odpowiedniej siatki dyskretyzacji dokonano na podstawie testu trzech wariantów nieuporządkowanych siatek dyskretyzacji składających się z elementów tetraedralnych. Obliczenia z zastosowaniem wszystkich wariantów siatek dyskretyzacji sprawdzono za pomocą wyników badań eksperymentalnych (Hurnik i in., 2015) dla rejonu strugi, jak i dla strefy przebywania. Następnie, przy zastosowaniu wybranej siatki dyskretyzacji, przeprowadzono symulacje numeryczne przy wykorzystaniu wszystkich 14 modeli turbulencji.

W pracy porównano wyniki obliczeń numerycznych dla modeli turbulencji *EVM* i *RSM* z wynikami pomiarów następujących parametrów:

- prędkości powietrza w strudze nawiewanej, co zaprezentowano w postaci map uśrednionej osiowej prędkości znormalizowanej przez prędkość nawiewania w płaszczyźnie $Z = 0$ m, wykresów szerokości profilu strugi unormowanej przez średnicę zastępczą R/D_e , strumienia objętości powietrza unormowanego przez strumień objętości powietrza na wylocie z nawiewnika V/V_0 oraz momentu pędu w kierunku osiowym unormowanego przez moment pędu w kierunku osiowym na wylocie z nawiewnika M/M_0 ,
- szybkości powietrza w strefie przebywania, co przedstawiono w postaci map uśrednionej szybkości znormalizowanej przez prędkość nawiewania w płaszczyźnie $X = 3$ m, wykresów dystrybucyjności szybkości W w strefie przebywania, dystrybucyjności odchylenia standardowego w^* w strefie przebywania oraz dystrybucyjności wskaźnika przecięcia DR w strefie przebywania,
- energii kinetycznej turbulencji w strudze nawiewanej, co zaprezentowano w postaci map energii kinetycznej turbulencji znormalizowanej przez kwadrat prędkości nawiewania w płaszczyźnie $Z = 0$ m.

Na podstawie badań numerycznych modeli turbulencji oraz walidacji eksperymentalnej wyciągnięto następujące wnioski:

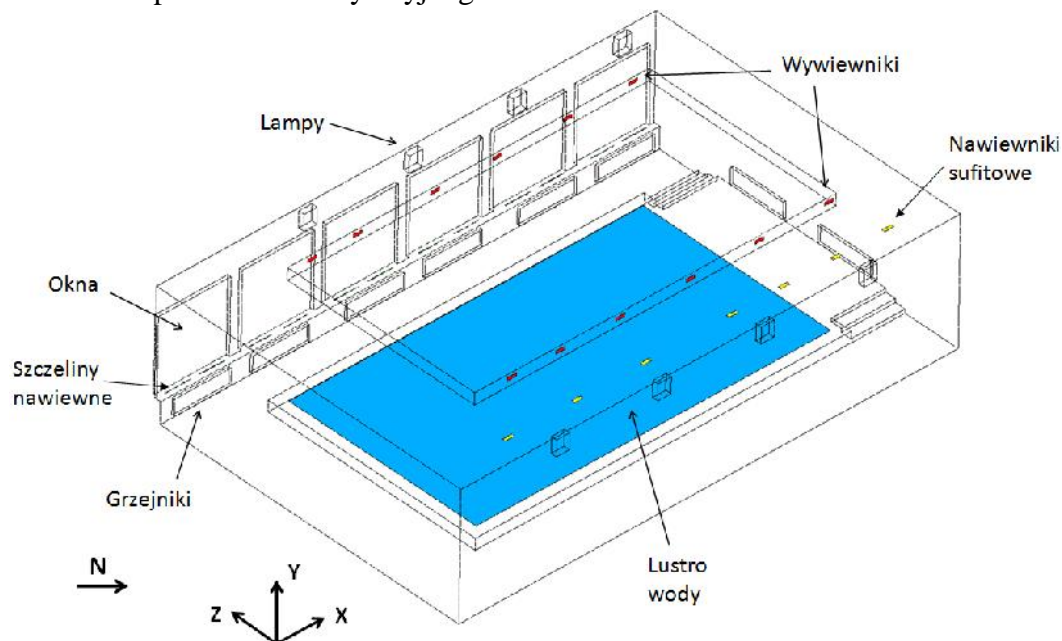
- Zaobserwowano dobrą zgodność wyników obliczeń numerycznych z wynikami

pomiarów dla rejonu strugi dla modeli *EVM*. Wyjtkiem był model *zero-równaniowy*, który nie nadawał się do tego typu przypadku obliczeniowego. Najbardziej zgodne wyniki otrzymano dla modeli *SST* oraz *k-ε*, które były niemal zbliżone do siebie. Wyniki standardowe w tego typu przepływach powietrza oba modele są w stanie poprawnie oddać charakterystyk strugi. Za pomocą modeli *RSM* w większości przypadków uzyskano gorsze wyniki w porównaniu do modeli *EVM*.

- Dla wybranych parametrów w strefie przebywania ludzi najlepsze wyniki uzyskano dla modeli *SST* oraz *k-ε*. Wyniki dla modelu *SST* były jednak bardziej zbliżone do wyników pomiarów. Wyniki dla modeli *RSM* w większym stopniu odbiegały od pomiarowych.
- Podobne zalecenia zaobserwowano w przypadku rozkładu energii kinetycznej turbulencji. Najlepszy rezultat otrzymano za pomocą modelu *SST*, a modele *RSM* przyczyniły się do pogorszenia wyników.

Na podstawie przeprowadzonych badań dla pomieszczenia testowego stwierdzono, że do analizowanych przypadków obliczeniowych dotyczących modelowania wentylacji można z powodzeniem stosować model *SST* oraz *k-ε*, ze wskazaniem jednak na model *SST*. Z tego względu do zasadniczych badań w hali pływalni zdecydowano się zastosować model turbulencji *SST*.

Model numeryczny badanej hali pływalni, przedstawiony na rys. 6.1, przygotowano za pomocą programu komputerowego Ansys CFX 14.5. W modelu uwzględniono rzeczywiste wymiary i geometrię hali oraz lustro wody w nieszcepowanej, a także zamodelowano system rozdzielania powietrza wentylacyjnego.



Rys. 6.1. Model numeryczny hali pływalni

Warunki brzegowe do obliczeń numerycznych, podane w tab. 6.1, opracowano na podstawie wyników identyfikacji eksperymentalnej i dokumentacji budowlanej obiektu. Uwzględniono w nich średnie lub uśrednione w czasie wartości z pomiarów następujących parametrów: strumienia masy, temperatury i wilgotności w powietrza nawiewanego, temperatury i wilgotności w powietrza zewnętrznego, temperatury powierzchni lustra wody, strumienia masy parującej wilgoci z powierzchni lustra wody i zwilżonych posadzek,

strumieni ciepła od oświetlenia i grzejników oraz współczynników przenikania ciepła przegród budowlanych.

Obliczenia numeryczne w hali pływalni zostały przeprowadzone za pomocą programu Ansys CFX 14.5 w warunkach ustalonych, nieizotermicznych. Do dyskretyzacji równań nieliniowych układu zastosowano metodę objętości kontrolnych FVM (*Finite Volume Method*). Zastosowano zaimplementowany w programie schemat dyskretyzacji typu 'second-order upwind' i algorytm Rhie Chow dla sprężenia ciśnienia i prędkości. W badaniach wykorzystano model turbulencji SST (*Shear Stress Transport*) z grupy modeli EVM. Modelowanie promieniowania cieplnego między przegrodami, lustrem wody i wyposażeniem znajdującym się wewnątrz hali pływalni przeprowadzono modelem DTM (*Discrete Transfer Model*), wybranym na podstawie badań (Palmowska, 2015).

Tab. 6.1. Warunki brzegowe dla badanej hali pływalni dla wszystkich serii pomiarowych

Warunek brzegowy	Jednostka	Seria 1	Seria 2	Seria 3
Sumaryczny strumień masy powietrza nawiewanego przez sufitowe kratki nawiewne	kg/s	0,369	0,306	0,475
Sumaryczny strumień masy powietrza nawiewanego przez szczeliny nawiewne	kg/s	0,155	0,128	0,321
Temperatura powietrza nawiewanego	°C	28,2	27	28,3
Temperatura powietrza zewnętrznego	°C	1,5	23,9	2,5
Wilgotność właściwa powietrza nawiewanego	kg H ₂ O/kg p.s.	0,00362	0,00843	0,00325
Temperatura powierzchni lustro wody basenowej	°C	29,9	28,2	29,9
Strumień masy parującej wilgoci z powierzchni lustro wody	kg/s	0,00200	0,00161	0,00234
Strumień masy parującej wilgoci z powierzchni zwilżonych posadzek	kg/s	0,00026	0,00021	0,00047
Strumień ciepła od pojedynczej lampy oświetleniowej	W/m ²	Promieniowanie		
		395,2	-	-
		Konwekcja		
Strumień ciepła od pojedynczego grzejnika	W/m ²	Promieniowanie		
		462,8	-	462,8
		Konwekcja		
		694,2	-	694,2
Współczynnik przenikania ciepła przegrody zewnętrznej, północno-zachodniej	W/m ² K	0,223		
Współczynnik przenikania ciepła przegrody zewnętrznej, południowo-zachodniej	W/m ² K	0,340		
Współczynnik przenikania ciepła okna w przegrodzie południowo-zachodniej	W/m ² K	1,522		
Strumień masy powietrza usuwanego, równy całkowitemu strumieniowi powietrza nawiewanego	kg/s	0,524	0,434	0,796

W pracy przeprowadzono testy trzech siatek dyskretyzacji dla modelu hali pływalni z warunkami brzegowymi, ustalonymi na podstawie wyników pomiarów dla serii pomiarowej 1. Składały się one z elementów nieuporzdkowanych, głównie tetrahedralnych. Następnie przeprowadzono sprawdzenie wyników tych obliczeń przez porównanie z wynikami pomiarów dla serii pomiarowej 1, w zakresie szybkości, temperatury i wilgotności właściwej powietrza.

Podsumowując analizę wariantów siatek dyskretyzacji stwierdzono, że najlepsze wyniki uzyskano za pomocą siatki S3, w której zastosowano dodatkowe zagłuszenie elementów siatki do wysokości 0,2 m nad lustrem wody, czyli na wysokości głowy osoby pływającej. W strefie przebywania wokół niecki basenowej większość wyników obliczeń wykazywała dobrą zgodność z wynikami pomiarowymi. Dotyczyło to wartości zarówno na poszczególnych wysokościach pomiarowych, jak i średnich. Jedynie przy zastosowaniu tej siatki otrzymano takie wartości średnich parametrów powietrza w strefie przebywania, że wszystkie mieściły się w zakresie błędów pomiarowych. Oprócz tego, dodatkowe zagłuszenie siatki nad lustrem wody przyczyniło się do polepszenia prognozowania wartości wilgotności względnej i właściwej powietrza w tym obszarze, a otrzymane wartości parametrów mieściły się w zakresie błędów pomiarowych. Z tego powodu, do dalszych badań numerycznych została zastosowana siatka dyskretyzacji z wariantu S3.

Otrzymane wyniki dla siatki S3 są wprawdzie najlepsze spośród wszystkich badanych siatek, ale mimo to wymagały dalszego udoskonalenia w celu uzyskania lepszej zgodności z wynikami pomiarów.

7. Walidacja eksperymentalna modelu numerycznego przepływu powietrza, ciepła i wilgoci w hali pływalni

Aby można było w pełni i z przekonaniem wykorzystywać opracowany model numeryczny hali pływalni do obliczeń różnych przypadków rozdziału powietrza w takim obiekcie, musiał on zostać zwalidowany przy wykorzystaniu wyników identyfikacji eksperymentalnej rozkładów parametrów powietrza w obiekcie rzeczywistym. W pracy walidację podzielono na dwa etapy. W pierwszym etapie, wykorzystując wyniki pomiarów parametrów powietrza w hali pływalni, przeprowadzono udoskonalenie modelu numerycznego przez wybór najbardziej precyzyjnej metody modelowania emisji wilgoci, a w drugim etapie przeprowadzono eksperymentalne sprawdzenie wyników obliczeń numerycznych wykonanych przy wykorzystaniu udoskonalonego modelu.

7.1. Doskonalenie modelowania numerycznego emisji wilgoci z lustra wody w basenie przy wykorzystaniu eksperymentu

Wartość strumienia masy emitowanej wilgoci z lustra wody basenowej można obliczyć za pomocą szeregu zależności pochodzenia eksperymentalnego dostępnych w literaturze, lecz nie ma wśród badaczy jednomyślności co do sposobu jej obliczania. Autorzy tych zależności korzystają z dostępnych wyników badań eksperymentalnych.

W niniejszej pracy, w celu wykonania obliczeń numerycznych różnych przypadków rozdziału powietrza wentylacyjnego, woda w niecce basenowej była traktowana jako źródło ciepła i wilgoci, dla którego zadawano wartości temperatury wody i zysków wilgoci. Zyski wilgoci wyznaczano przy wykorzystaniu szeregu wzorów dostępnych w literaturze

(Carrier, 1918; Smith i in., 1999; ASHRAE, 2011; VDI, 2010; Biasin i Krumme, 1974; Shah, 2003), natomiast na etapie przygotowania modelu numerycznego parametry powietrza w hali pływalni w bezpo rednim s siedztwie lustra wody zostały przyj te na podstawie rekomendowanych warto ci parametrów powietrza w hali pływalni. Wst pne obliczenia numeryczne wykonane przy takiej metodzie zadawania zysków wilgoci przedstawiono w pracach (Ciuman i in., 2015; Ciuman, 2017). Wykazały one niedokładno w odwzorowaniu emisji wilgoci i zjawisk cieplno-wilgotno ciowych w obiekcie, co skutkowało rozbie no ci pomi dzy wynikami oblicze numerycznych, a rzeczywistymi parametrami powietrza uzyskanymi w trakcie bada eksperymentalnych w hali pływalni.

W zwi zku z tym w prezentowanej pracy przeprowadzono udoskonalenie modelu numerycznego, w którym zaproponowano własn metod modelowania emisji wilgoci w hali pływalni. Polegała ona na zaimplementowaniu do programu Ansys CFX ww. formuł obliczeniowych. Warto ci parametrów, które wprowadzono do tych formuł, zostały obliczone na podstawie numerycznych warto ci temperatury i wilgotno ci wla ciwej powietrza w strefie nad lustrem wody uzyskanych w wyniku przeprowadzonych bada eksperymentalnych w hali pływalni.

Dla oceny, czy udoskonalony model numeryczny przepływu powietrza, ciepła i wilgoci w hali pływalni dobrze symulował zachodz ce w niej zjawiska fizyczne i w zwi zku z tym mógł by wykorzystany do realizacji bada ró nych przypadków rozdziału powietrza wentylacyjnego, przeprowadzono jego walidacj eksperymentaln .

W pierwszej kolejno ci porównano mapy wilgotno ci wla ciwej powietrza w płaszczy nie $Y = 0,6$ m (przechodz cej na wysoko ci 0,2 m nad lustrem wody), utworzone na podstawie oblicze numerycznych przy zastosowaniu ww. formuł obliczeniowych oraz wyników bada eksperymentalnych (rys. 7.1).

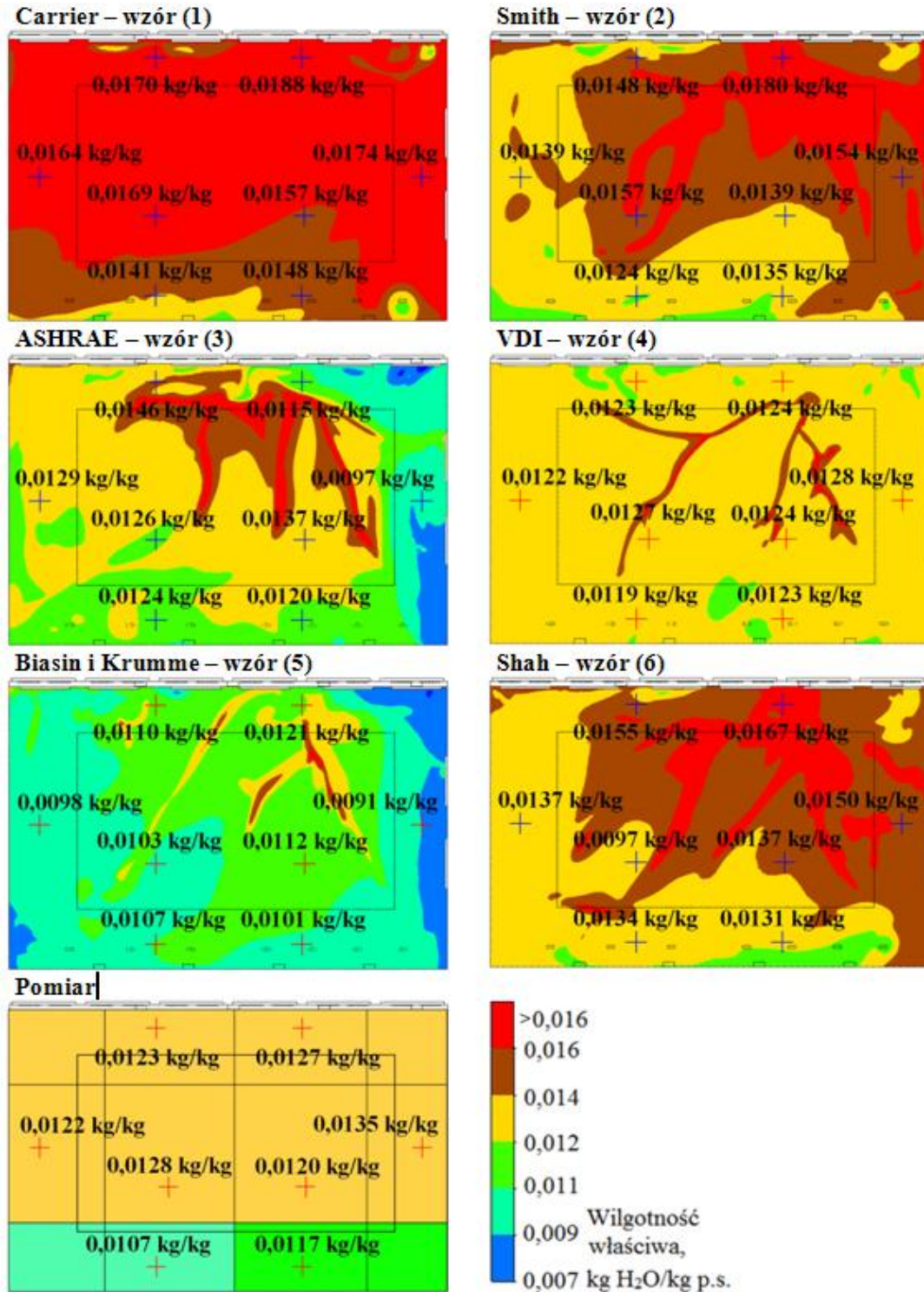
Na mapach kolorem czerwonym został zaznaczony obszar o warto ciach wilgotno ci wla ciwej powietrza przekraczaj cych dopuszczaln warto $0,016$ kg H₂O/kg p.s. według krzywej duszno ci dla basenów (Jaskólski i Micewicz, 2000). Obszar ten ró nił si znacznie w zale no ci od zastosowanej formuły obliczeniowej. Na uwag zwraca fakt, e warto pomiarowa przekraczaj ca dopuszczaln nie wyst piła w adnym punkcie pomiarowym.

W wyniku zastosowania formuły (Carrier, 1918) niemal w całej płaszczy nie $Y = 0,6$ m wyst piło przekroczenie warto ci dopuszczalnej i były to najwy sze warto ci wilgotno ci wla ciwej powietrza. Dla formuły (Smith i in., 1999) obszar ten obejmował ju tylko około 1/3 płaszczyzny. W przypadku formuł (ASHRAE, 2011; Smith i in., 1999; Shah, 2003) obszar z warto ciami przekraczaj cymi dopuszczaln był jeszcze mniejszy. Natomiast przy zastosowaniu formuł (VDI, 2010) oraz (Biasin i Krumme, 1974) warto ci przekraczaj ce dopuszczaln wyst powały jedynie lokalnie. Zastosowanie formuły (Biasin i Krumme, 1974) przyczyniło si do prognozowania rozkładu o najni szych warto ciach parametru. Rozkład wilgotno ci wla ciwej powietrza najbli szy pomiarowemu otrzymano natomiast przy zastosowaniu formuły (VDI, 2010). Wi kszo uzyskanych warto ci wilgotno ci wla ciwej powietrza była zgodna z pomiarowymi lub mie ciła si w granicach bł du pomiarowego, a tylko lokalnie wyst powały warto ci niewiele ró ni ce si od pomiarowych.

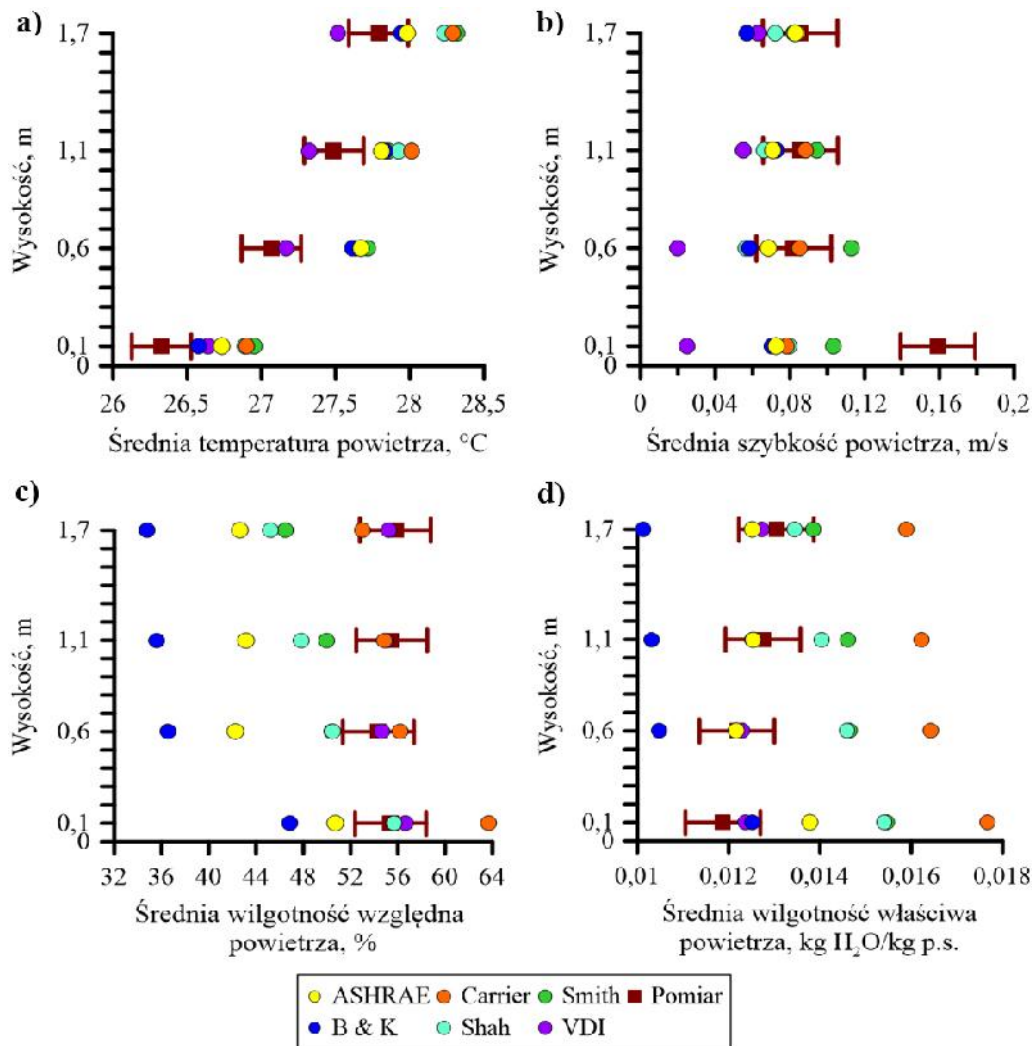
Szczegółowe porównanie rozkładów pozostałych parametrów powietrza w hali pływalni uzyskanych z pomiarów i z oblicze numerycznych we wszystkich punktach pomiarowych nie zostało zaprezentowane w pracy, gdy z punktu widzenia wykorzystania zwalidowanego modelu do dalszych analiz numerycznych najwa niejszy jest nie tyle rozkład punktowy

wartości parametrów, co ich średnie wartości na danej wysokości w strefie przebywania.

Z tego powodu, na rys. 7.2. przedstawiono porównanie średnich wartości pomiarowych i numerycznych w osiach pomiarowych nad posadzką wokół niecki basenowej na wysokościach 0,1 m, 0,6 m, 1,1 m i 1,7 m. Poza rozkładem wilgotności właściwej powietrza analizie poddano również temperaturę i wilgotność względną powietrza.



Rys. 7.1. Rozkład wilgotności właściwej powietrza w płaszczyźnie $Y = 0,6$ m dla różnych formuł obliczeniowych na emisję wilgoci z lustra wody w niecce basenowej i pomiarów (seria pomiarowa 1)



Rys. 7.2. Porównanie średnich wartości pomiarowych z obliczonymi numerycznie na wysokościach nad posadzką 0,1 m; 0,6 m; 1,1 m i 1,7 m dla różnych modeli emisji wilgoci z lustra wody w nieszkie basenowej: a) temperatury, b) szybkości, c) wilgotności względnej, d) wilgotności właściwej powietrza, wokół nieszki basenowej dla serii pomiarowej 1

W przypadku temperatury powietrza (rys. 7.2a) rozkład wartości przy zastosowaniu każdej z formuł obliczeniowych był zbliżony do pomiarowego. Rozkład temperatury najbardziej zgodny z pomiarowym otrzymano za pomocą formuły (VDI, 2010), dla której wartości na wysokościach 0,6 m i 1,1 m mieściły się w zakresie błędów pomiarowych, a na pozostałych wysokościach były w pobliżu zakresu błędów. Przy pomocy pozostałych formuł otrzymano wyniki wykraczające poza zakres błędów pomiarowych na wszystkich wysokościach, poza wysokością 1,1 m w przypadku formuł (Biasin i Krumme, 1974; ASHRAE, 2011).

Odnośnie do szybkości powietrza (rys. 7.2b) można zauważyć, że za pomocą wszystkich formuł otrzymano wartości znajdujące się w zakresie błędów pomiarowych lub zbliżone do niego. Wyjątkiem była wysokość 0,1 m, na której wszystkie wartości numeryczne były niższe od pomiarowej i w większym stopniu odbiegały od zakresu błędów pomiarowych. Rozkład szybkości powietrza najbardziej zgodny z pomiarowym otrzymano w przypadku formuł (ASHRAE, 2011; Carrier, 1918), dla których na wysokościach 0,6 m, 1,1 m i 1,7 m wartości mieściły się w zakresie błędów pomiarowych. Dla pozostałych formuł na niektórych wysokościach otrzymano wartości wykraczające poza zakres błędów pomiarowych.

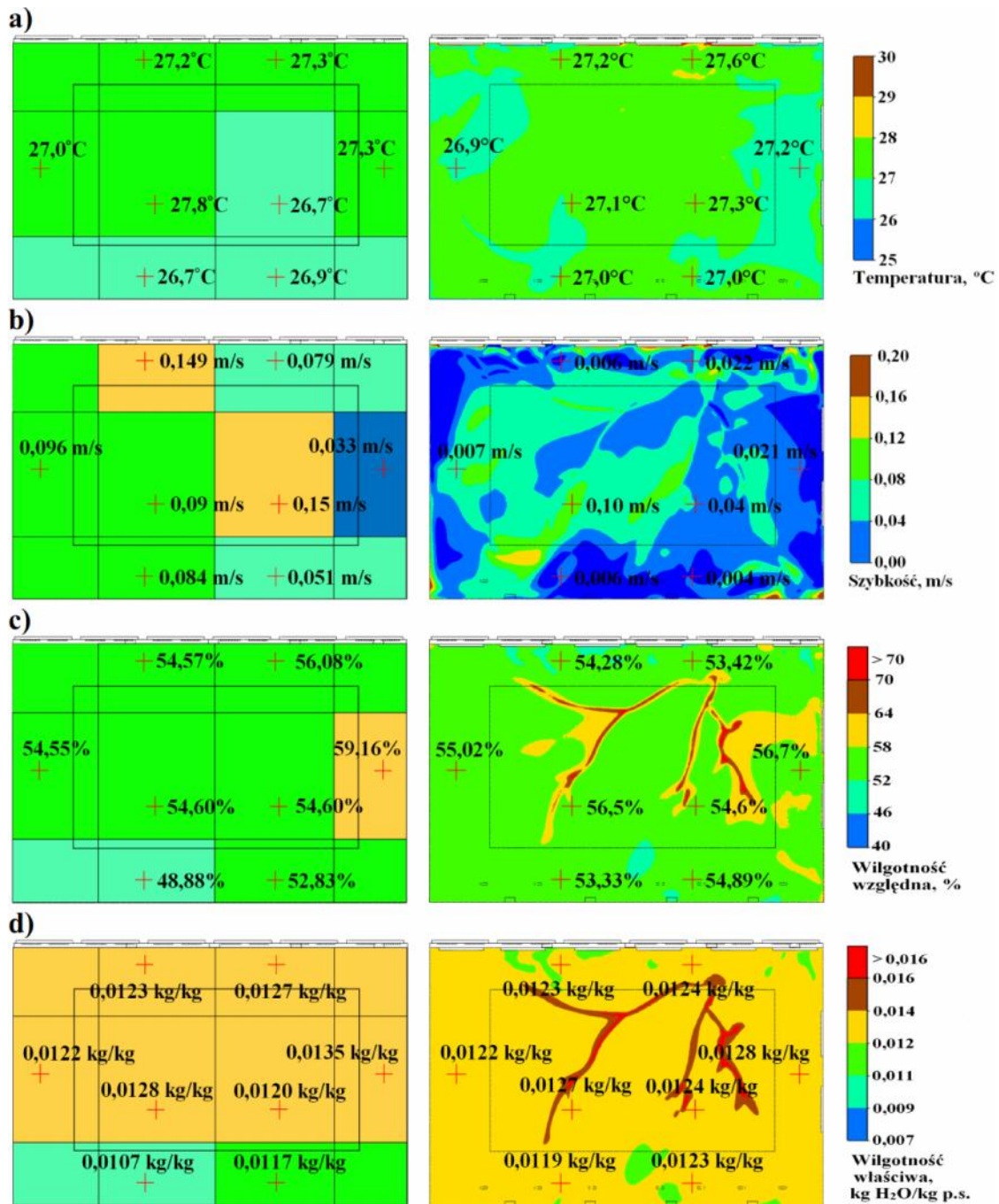
W przypadku wilgotności względnej powietrza (rys. 7.2c) rozkład najbardziej zgodny z pomiarowym otrzymano dla formuły (VDI, 2010), za pomocą której uzyskano wartości mieszczące się w zakresie błędów pomiarowych na każdej wysokości. Dobrze zgodnie otrzymano również w przypadku formuły (Carrier, 1918). Wyjątkiem była tylko wysokość 0,1 m, na której wartość numeryczna była większa od zakresu błędów pomiarowych. W przypadku pozostałych formuł otrzymano rozkłady o nielicznych wartościach od pomiarowych i wykraczające poza dolny zakres błędów pomiarowych. Tylko na niektórych wysokościach wartości wilgotności względnej mieściły się w zakresie błędów pomiarowych.

W przypadku wilgotności właściwej powietrza (rys. 7.2d) rozkład najbardziej zgodny z pomiarowym otrzymano przy zastosowaniu formuły (VDI, 2010), dla której wartości na każdej wysokości mieściły się w granicach błędów pomiarowych. Zbliżone wartości do pomiarowych otrzymano również dla formuły (ASHRAE, 2011), jednakże wartości na wysokości 0,1 m wykraczały poza wartości błędów pomiarowych. Przy pomocy pozostałych formuł otrzymano rozkłady o bardziej odbiegających od pomiarowego, poza pojedynczymi wartościami, na których wartości mieściły się w zakresie błędów pomiarowych.

Podsumowując stwierdzono, że wybór odpowiedniej formuły obliczeniowej emisji wilgoci z lustrowej wody w niecce basenowej miał wpływ na kształtowanie się wszystkich parametrów powietrza w hali, jednakże w największym stopniu dotyczyło to wilgotności właściwej powietrza. Najlepsze zgodnie z wynikami numerycznymi z pomiarowymi dla tego parametru otrzymano dla formuły (VDI, 2010). Za jej pomocą w płaszczyźnie poziomej $Y = 0,6$ m uzyskano bardzo wysokie zbliżenie rozkładu tego parametru z pomiarowym zarówno nad posadzką wokół niecki basenowej, jak i nad lustrem wody. Natomiast w rozkładzie pionowym wartości wilgotności właściwej powietrza na każdej wysokości mieściły się w zakresie błędów pomiarowych. Najgorsze wyniki otrzymano z kolei dla formuły (Carrier, 1918) która doprowadziła do największego zawyżenia wartości wilgotności właściwej powietrza – dochodziło do +48% wartości pomiarowej oraz dla formuły (Biasin i Krumme, 1974), przy której uzyskano największe заниzenie wartości – dochodziło do -32,6%. Podobne obserwacje dotyczą temperatury i wilgotności względnej powietrza, w przypadku których za pomocą formuły (VDI, 2010) uzyskano rozkład pionowy wartości najbardziej zbliżony z pomiarowym, w porównaniu do wyników dla pozostałych formuł. W związku z tym, w dalszych obliczeniach numerycznych zastosowano formuły obliczeniowe (VDI, 2010) na emisję wilgoci z lustrowej wody w niecce basenowej.

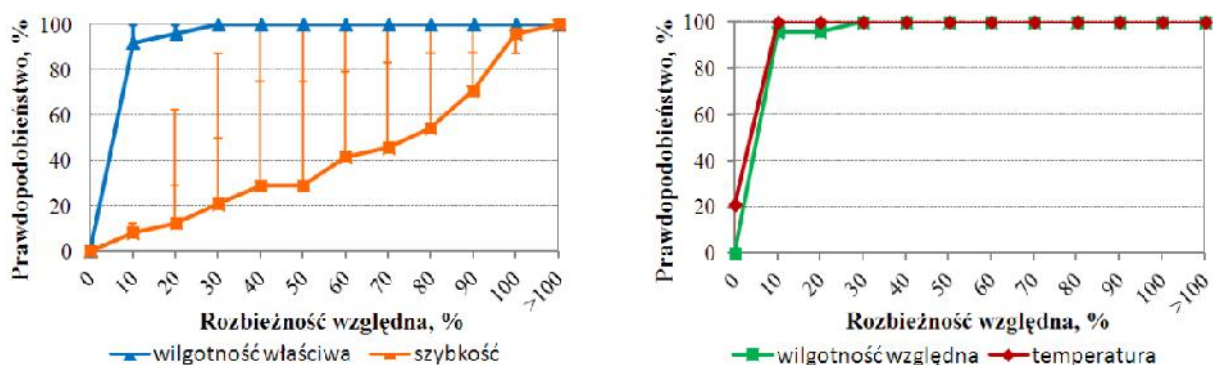
7.2. Sprawdzenie eksperymentalne wyników obliczeń numerycznych parametrów powietrza w hali pływalni i temperatury wewnętrznych powierzchni przegród budowlanych

Szczegółowe porównanie wyników symulacji numerycznych z wynikami pomiarów parametrów powietrza w hali pływalni, tj. temperatury, szybkości, wilgotności względnej oraz wilgotności właściwej w sześciu osiach pomiarowych w strefie przebywania wokół niecki basenowej oraz w dwóch punktach pomiarowych nad lustrem wody przeprowadzono dla serii pomiarowej 1. Na rys. 7.3 przedstawiono to porównanie w płaszczyźnie poziomej na wysokości 0,6 m na posadzkę (0,2 m nad lustrem wody) w postaci map rozkładu parametrów. W pracy przeprowadzono także ocenę różnic pomiędzy wynikami symulacji numerycznych i pomiarów na wszystkich wysokościach pomiarowych.



Rys. 7.3. Porównanie wyników symulacji numerycznych (po prawej) z wynikami pomiarów w hali pływalni (po lewej) dla: a) temperatury, b) szybkości, c) wilgotności wzgl. dnej, d) wilgotności właściwej powietrza, na wysokościach 0,6 m nad posadzką wokół niecki basenowej i 0,2 m nad lustrem wody dla serii pomiarowej 1

Na rys. 7.4 przedstawiono łączny rozkład prawdopodobieństwa występowania rozbieżności względnej pomiędzy wynikami symulacji oraz wynikami pomiarów na wszystkich wysokościach pomiarowych dla każdego parametru powietrza. Na wykresy naniesiono słupki błędów pomiarowych w przypadku każdego parametru powietrza, dzięki czemu możliwe było uwzględnienie wpływu niedoskonałości pomiarów na wartości rozbieżności. Otrzymane wyniki były pierwszym wiarygodnym dowodem na to, że model numeryczny i jego zastosowanie do dalszych badań.



Rys. 7.4. Prawdopodobieństwo wystąpienia względnych rozbieżności pomiędzy wynikami symulacji numerycznych oraz pomiarów temperatury, szybkości, wilgotności względnej i właściwej w sześciu osiach pomiarowych łącznie dla wysokości 0,1 m, 0,6 m, 1,1 m, 1,7 m nad posadzką (seria pomiarowa 1)

W pracy przeprowadzono również sprawdzenie eksperymentalne wyników obliczeń numerycznych wartości średnich temperatury, szybkości, wilgotności względnej oraz wilgotności właściwej powietrza na poszczególnych wysokościach pomiarowych, które przedstawiono na wykresach dla wszystkich trzech serii pomiarowych. Przeanalizowano również średnie wartości parametrów powietrza w punktach pomiarowych na wysokości 0,2 m nad lustrem wody w nieszce basenowej we wszystkich seriach pomiarowych.

W ramach walidacji modelu numerycznego dokonano także porównania rozkładu temperatur na wewnętrznych powierzchniach ścian zewnętrznych i ścian wewnętrznych, które otrzymano z symulacji numerycznej oraz wyników pomiarów termowizyjnych dla serii pomiarowej 3, przez porównanie wyników rozkładu temperatury z pomiarów termowizyjnych z rozkładem numerycznym.

Podsumowując przeprowadzoną walidację eksperymentalną wyników symulacji numerycznych dla trzech serii pomiarowych stwierdzono, że otrzymano dobre odwzorowanie parametrów powietrza zarówno nad posadzką wokół nieszki basenowej, jak i nad lustrem wody w nieszce basenowej. W przypadku wilgotności względnej i właściwej powietrza wartości numeryczne były w bardzo dużym stopniu zbliżone z wynikami pomiarów w każdej serii pomiarowej na każdej z wysokości. W przypadku temperatury powietrza, w punktach, w których nie otrzymano zbliżenia z eksperymentem, różnica pomiędzy wynikami obliczeń numerycznych, a zakresem błędów pomiarowych była niewielka i wynosiła 0,3°C. W przypadku szybkości powietrza w większości serii pomiarowych również otrzymano wysokie zbliżenie z wynikami pomiarów, za wyjątkiem wysokości 0,1 m, co wynikało jednak ze specyficznej lokalizacji tego punktu pomiarowego. Ponadto, została wykazana dobra zgodność wyników rozkładu temperatury uzyskanych z pomiarów termowizyjnych z rozkładem numerycznym dla przegród wewnętrznych hali pływalni.

Biorąc pod uwagę wysoki stopień zgodności wyników numerycznych z wynikami pomiarowymi stwierdzono, że model numeryczny hali pływalni umożliwił dobre odwzorowanie rzeczywistych warunków występujących w niej oraz większość zjawisk związanych z przepływem powietrza, ciepła i wilgoci. Z tego powodu mógł zostać wykorzystany do dalszych badań dotyczących wentylacji hali pływalni.

8. Badania numeryczne wpływu strumienia obj to ci powietrza wentylacyjnego na warunki komfortu cieplnego w hali pływalni wraz z analizą statystyczną

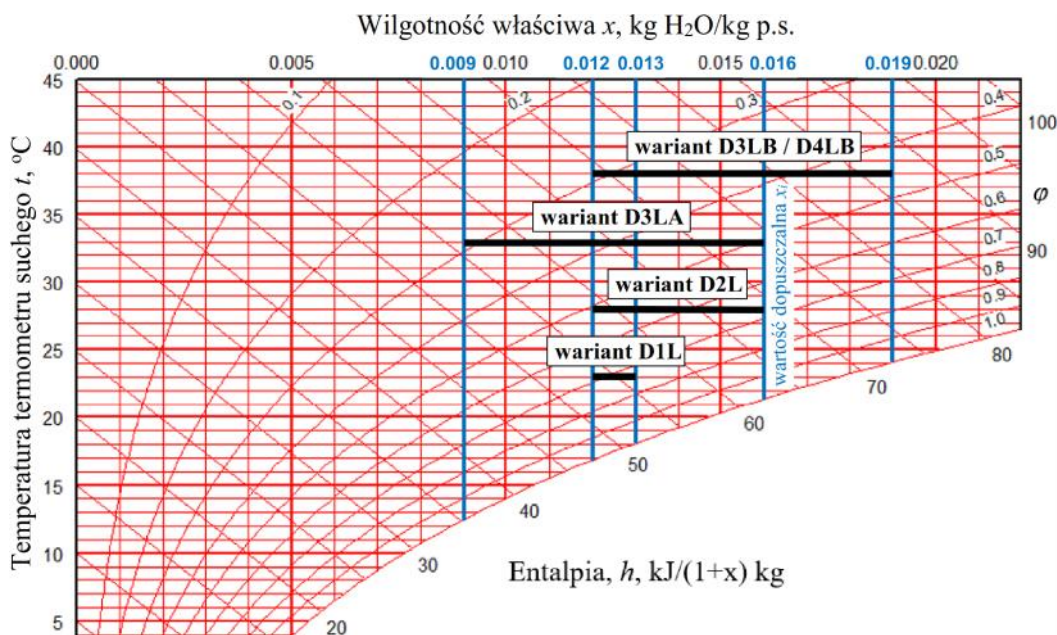
Zwalidowany model numeryczny hali pływalni wykorzystano do wstępnych badań wpływu czynników związanych z rozdziałem powietrza wentylacyjnego, takich jak: rodzaj i lokalizacja otworów nawiewnych oraz wywiewnych, a także parametry powietrza nawiewanego, na kształtowanie warunków cieplno-wilgotnościowych w tej hali. Na ich podstawie stwierdzono, że bardzo istotny wpływ na te warunki ma wartość strumienia obj to ci powietrza nawiewanego do hali (Ciuman i in., 2015a), a jednocześnie nie brakuje jednolitych polskich przepisów dotyczących sposobu wyznaczania tej wartości. Normy i przepisy zagraniczne zawierają różnice w tym zakresie, jednak z tendencją do zmniejszania wartości tego strumienia ze względu na ograniczenie kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych. W ramach prezentowanych badań sprawdzono, jak taka zmiana wpływała na rozkład parametrów powietrza w strefie przebywania ludzi w hali pływalni.

Głównym zadaniem wentylacji pływalni w lecie jest usunięcie nadmiaru wilgoci z hali, zatem zgodnie z (Lipska, 2014) strumień obj to ci powietrza nawiewanego wyznacza się na podstawie zysków wilgoci oraz wilgotności właściwej powietrza nawiewanego i usuwanego, które w przybliżeniu przyjmuje się jako równą wilgotność powietrza w hali. W okresie letnim do hali jest nawiewane bezpośrednio powietrze zewnętrzne, bez uzdatniania cieplnego. W związku z tym wilgotność właściwa powietrza nawiewanego x_N jest równa jej wartości dla powietrza zewnętrznego x_e . Zatem o wyznaczonych wartościach strumienia obj to ci powietrza nawiewanego, oprócz obliczeniowych parametrów powietrza w hali, decydują przede wszystkim parametry powietrza zewnętrznego.

W dalszej części pracy przedstawiono badania numeryczne rozkładów parametrów powietrza kształtujących się w hali pływalni dla różnych wartości strumienia obj to ci powietrza wentylacyjnego dla okresu kalendarzowego zimowego (Z) i letniego (L).

Podstawą do obliczenia wartości strumienia obj to ci powietrza nawiewanego do hali pływalni były zyski wilgoci, na które składały się wartości odparowanej wilgoci z lustra wody i z posadzki wokół niecki basenowej. Do obliczenia zysków wilgoci z lustra wody basenowej zastosowano formułę z wytycznych (VDI, 2010). Założono, że 60% powierzchni posadzki wokół niecki basenowej było zwilżone. Przyjęto temperaturę wody basenowej równą 30°C. Ponadto założono następujący rozdział powietrza: 80% strumienia obj to ci powietrza wentylacyjnego było nawiewane przez nawiewniki szczelinowe, a 20% przez nawiewniki sufitowe. W okresie letnim przyjęto temperaturę powietrza nawiewanego do hali pływalni równą 30°C.

Wartości strumienia obj to ci powietrza wentylacyjnego dla analizowanych wariantów D2L, D3LA, D3LB i D4LB zostały określone na podstawie różnicy wartości wilgotności właściwej powietrza wewnętrznego i nawiewanego x dla okresu letniego (L), natomiast w przypadku wariantu D1L – w oparciu o założoną liczbę wymian powietrza w hali pływalni, a wartość x została obliczona. Na rys. 8.1 przedstawiono zakresy x dla analizowanych wariantów obliczeń numerycznych w okresie letnim D1L, D2L, D3LA, D3LB i D4LB.



Rys. 8.1. Zakresy różnic wartości wilgotności właściwej x na wykresie Molliera w analizowanych wariantach D1L-D4L

Szczegółowe założenia dotyczące obliczenia wartości strumienia objętości powietrza wentylacyjnego oraz wartości wilgotności właściwej powietrza wewnętrznego i nawiewanego w rozpatrywanych wariantach w okresie letnim (L) były następujące:

Wariant D1L

Założono liczbę wymian powietrza w pomieszczeniu dla wentylacji ogólnej $z = 8 \text{ h}^{-1}$ i na tej podstawie obliczono strumień objętości powietrza wentylacyjnego. Wilgotność właściwą powietrza nawiewanego przyjęto jako równą wilgotności właściwej powietrza zewnętrznego latem, zgodnie z normą (PKNMiJ, 1976), $x_N = 0,012 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s.}$ Przy takich założeniach, obliczeniowa wilgotność właściwa powietrza w hali, wyznaczona na podstawie bilansu wilgoci wynosiła $x_i = 0,013 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s.}$, zatem była niższa od wartości dopuszczalnej x_i (rys. 8.1).

Wariant D2L

Strumień objętości powietrza dla wentylacji ogólnej obliczono na podstawie różnic wartości wilgotności właściwej powietrza wewnętrznego i nawiewanego x dla okresu letniego (L). Wilgotność właściwą powietrza nawiewanego przyjęto jako równą wilgotności właściwej powietrza zewnętrznego latem, zgodnie z normą (PKNMiJ, 1976), $x_N = 0,012 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s.}$, a wilgotność właściwą powietrza w hali przyjęto jako dopuszczalną $x_i = 0,016 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s.}$ (rys. 8.1). Obliczona wartość strumienia objętości odpowiadała liczbie wymian powietrza w pomieszczeniu $z = 6,2 \text{ h}^{-1}$, zbliżonej do górnej granicy zakresu zalecanego przez (ASHRAE, 2011).

Wariant D3L

Strumień objętości powietrza dla wentylacji ogólnej obliczono na podstawie różnic wartości wilgotności właściwej powietrza wewnętrznego i nawiewanego x dla okresu letniego (L). W wariantcie **D3LA** wilgotność właściwą powietrza nawiewanego przyjęto jako równą wilgotności właściwej powietrza zewnętrznego zgodnie z normą (VDI, 2010), $x_N = 0,009 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s.}$, a wilgotność właściwą powietrza w hali przyjęto – jako

dopuszczalną $x_i = 0,016 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s}$ (rys. 8.1). Odpowiadało to liczbie wymian powietrza w pomieszczeniu $z = 3,4 \text{ h}^{-1}$, czyli mieszczącej się w zakresie zalecanym przez (Recknagel i in., 2008) oraz nie szej o około 15% od dolnej granicy zakresu zalecanego przez (ASHRAE, 2011).

W wariantcie **D3LB** wilgotno włą ciw powietrza nawiewanego przyjąto jako równo wilgotno ci włą ciwej powietrza zewn trznego zgodnie z norm (PKN MiJ, 1976), $x_N = 0,012 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s}$, przy zachowaniu tej samej warto ci strumienia obj to ci powietrza. Spodziewana warto wilgotno ci włą ciwej powietrza w hali wynosiła w tym przypadku $x_i = 0,019 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s}$ i przekraczała warto dopuszczalną x_i (rys. 8.1).

Obecnie w projektowaniu wentylacji hal pływalni d y si do tego, aby systemy wentylacyjne były jak najbardziej energooszcz dne. Ograniczenie zapotrzebowania na energi osi ga si cz sto przez znaczne obni enie strumienia obj to ci powietrza wentylacyjnego akceptuj c jednocze nie, e doprowadzi to do pogorszenia warunków komfortu cieplnego w hali pływalni.

Takie podej cie uzasadnia si tym, e osoba przebywaj ca w basenie nie odczuwa przekroczenia warto ci wilgotno ci włą ciwej powietrza, bo i tak przez wi kszo czasu jest zanurzona w wodzie, a na brzegu niecki basenowej przebywa przez krótki okres czasu. Stwarza to jednak dyskomfort cieplny dla ratowników, którzy sp dzaj c długie godziny na brzegu niecki basenowej s nara eni na skutki złych warunków cieplno-wilgotno ciowych. Mog si one przejawia u nich zawrotami głowy, odczuciem duszno ci, czy osłabieniem organizmu, co mo e powodowa realne zagro enie w sytuacji konieczno ci podj cia nagłej reakcji, chocia by w przypadku ratowania ycia ludzkiego.

W celu poprawy tych warunków zaproponowano własne rozwi zanie problemu. Zało ono, e przy obni onej warto ci strumienia obj to ci powietrza dla wentylacji ogólnej hali pływalni, w przypadku wyst pienia wy szych od dopuszczalnej warto ci wilgotno ci włą ciwej x_i powinien zadziała dodatkowy nawiew miejscowy powietrza skierowany bezpo rednio na stanowisko ratowników. Rozwi zanie to miało na celu popraw warunków cieplno-wilgotno ciowych w tej strefie. Obliczenia dla strefy ratownika w okresie letnim przeprowadzono tylko w wariantcie D4LB, czyli dla $x_N = 0,012 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s}$. W okresie zimowym nie przeprowadzono oblicze dla wariantu „B”, bowiem sytuacja z tego wariantu nie zachodziła dzi ki regulacji wilgotno ci włą ciwej powietrza nawiewanego. W zwi zku z tym, w okresie zimowym strefa ratownika została przyjąta jedynie dla wariantu D4ZA i miała na celu polepszenie wymiany powietrza.

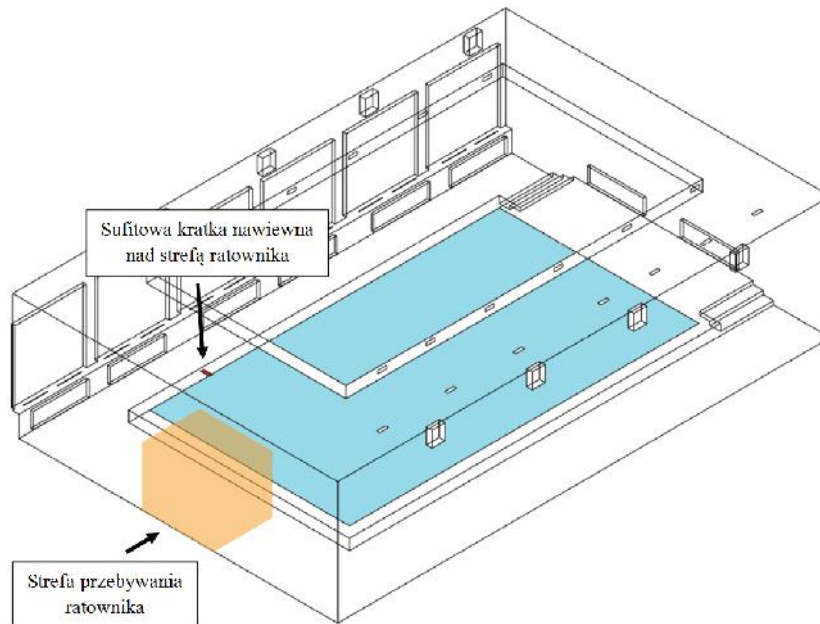
Szczegółowe dane do obliczenia strumienia obj to ci powietrza wentylacyjnego w okresie letnim (L) w wariantcie z uwzgl dnieniem nawiewu miejscowego:

Wariant D4LB

Dla wentylacji ogólnej przyjąto taki sam strumie obj to ci powietrza, jak w wariantcie D3L. Wilgotno włą ciw powietrza nawiewanego przyjąto jako równo wilgotno ci włą ciwej powietrza zewn trznego zgodnie z (PKN MiJ, 1976), $x_N = 0,012 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s}$. Ró nic x przyjąto zgodnie z (VDI, 2010). W hali pływalni otrzymano wilgotno włą ciw powietrza $x_i = 0,019 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s}$ (rys. 7.2). Strumie obj to ci powietrza nawiewanego dla strefy ratownika został okre lony na podstawie kubatury strefy równej 10 m^3 oraz korzystnej liczby wymian powietrza dla pływalni $z = 8 \text{ h}^{-1}$ i wynosił $80 \text{ m}^3/\text{h}$. Całkowity strumie obj to ci powietrza nawiewanego do hali w tym wariantcie był sumo warto ci strumienia obj to ci powietrza dla wentylacji ogólnej i strumienia obj to ci powietrza dla strefy ratownika.

W modelu numerycznym badanej hali pływalni wymiary strefy ratownika przyjęto jako: długość 2,5 m, szerokość 2 m, wysokość 2 m. Jej lokalizację przewidziano w miejscu rzeczywistego stanowiska ratownika, przy ścianie południowo-wschodniej. Nawiew miejscowy do tej strefy był realizowany za pomocą kratki nawiewnej zamontowanej na przewodzie nawiewnym na wysokości 4,4 m. Miała ona powierzchnię 0,027 m² i była umieszczona bezpośrednio nad rodkiem strefy. Lokalizację strefy ratownika wraz z nawiewem miejscowym przedstawiono na rys. 8.2.

Wprowadzenie do modelu takiej kratki wymusiło zmiany w zastosowanej do obliczeń numerycznych siatce dyskretyzacji. Na powierzchni kratki i w jej pobliżu wprowadzono zagęszczenie siatki o długości krawędzi oczka 0,01 m.



Rys. 8.2. Lokalizacja strefy przebywania ratownika wraz z nawiewem miejscowym w wariantcie D4LB

Obliczenia numeryczne przeprowadzono również dla warunków zimowych. Parametry powietrza nawiewanego w wariantach dotyczących tego okresu wynikały z założenia, że zastosowany był system ze stałym strumieniem objętości powietrza wentylacyjnego w okresie całego roku CAV, więc strumień ten przyjęto jak dla okresu letniego (L), odpowiednio:

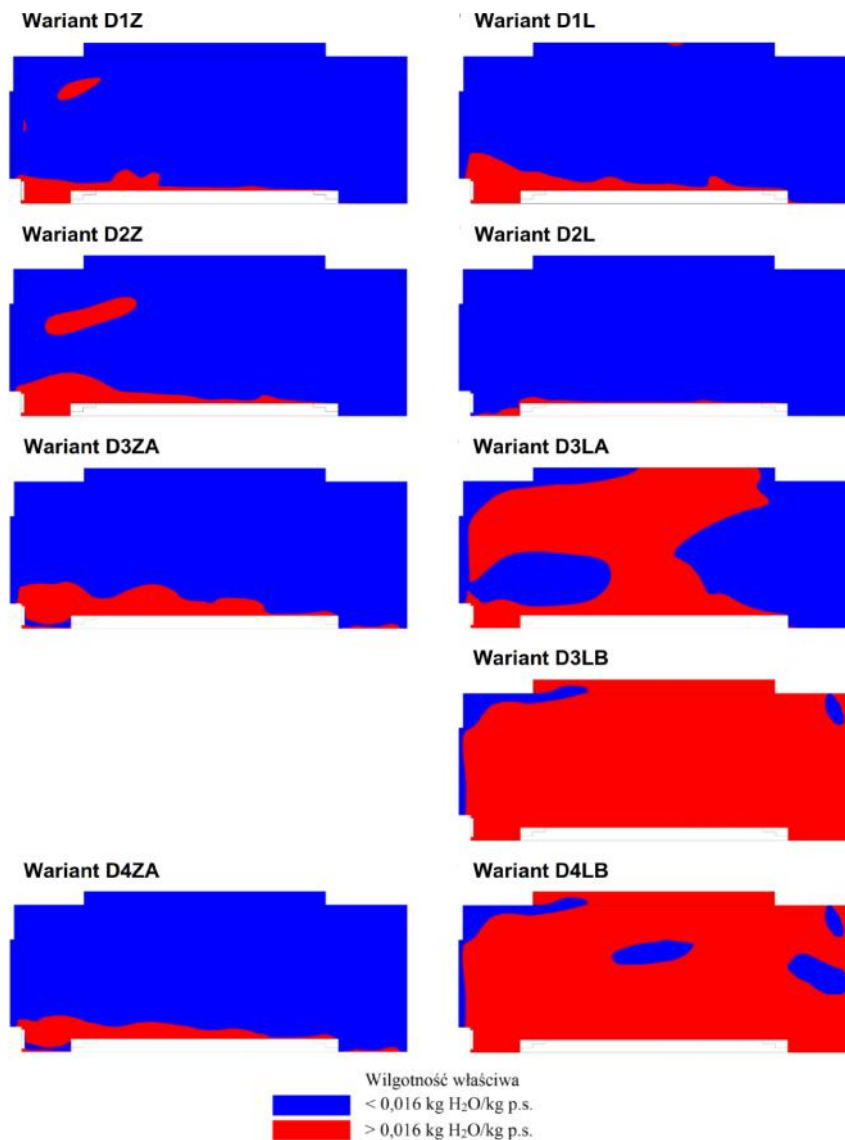
- Wariant D1Z** – jak w wariantcie D1L,
- Wariant D2Z** – jak w wariantcie D2L,
- Wariant D3ZA** – jak w wariantach D3LA i D3LB,
- Wariant D4ZA** – jak w wariantcie D4LB.

Zmiana zysków ciepła i wilgoci w analizowanych wariantach w okresie zimowym pociągnęła za sobą zmiany parametrów powietrza nawiewanego. Wyznaczono je na podstawie bilansu ciepło-wilgotnościowego dla tego okresu, tak aby zapewnić utrzymanie w strefie przebywania w hali pływalni dopuszczalnej wartości wilgotnościowej powietrza $x_i = 0,016 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s.}$

Wyniki obliczeń dla trybu dziennego dla obu okresów roku (zimowego i letniego) w postaci map parametrów powietrza (temperatury, szybkości, wilgotności względnej i wilgotnościowej) przedstawiono przykładowo w dwóch płaszczyznach:

w przekroju poprzecznym $X = 13,9$ m przechodzącym przez nawiewnik sufitowy i szczelinowy oraz w płaszczyźnie poziomej $Y = 0,6$ m umiejscowionej 0,2 m nad lustrem wody, czyli na wysokości ciał ludzkich. Na mapach w płaszczyźnie poziomej fioletowymi liniami zaznaczono obszar strefy ratownika. Na podstawie zaprezentowanych map rozkładu ww. parametrów przeprowadzono szczegółową analizę warunków cieplno-wilgotnościowych oraz szybkości powietrza w hali pływalni.

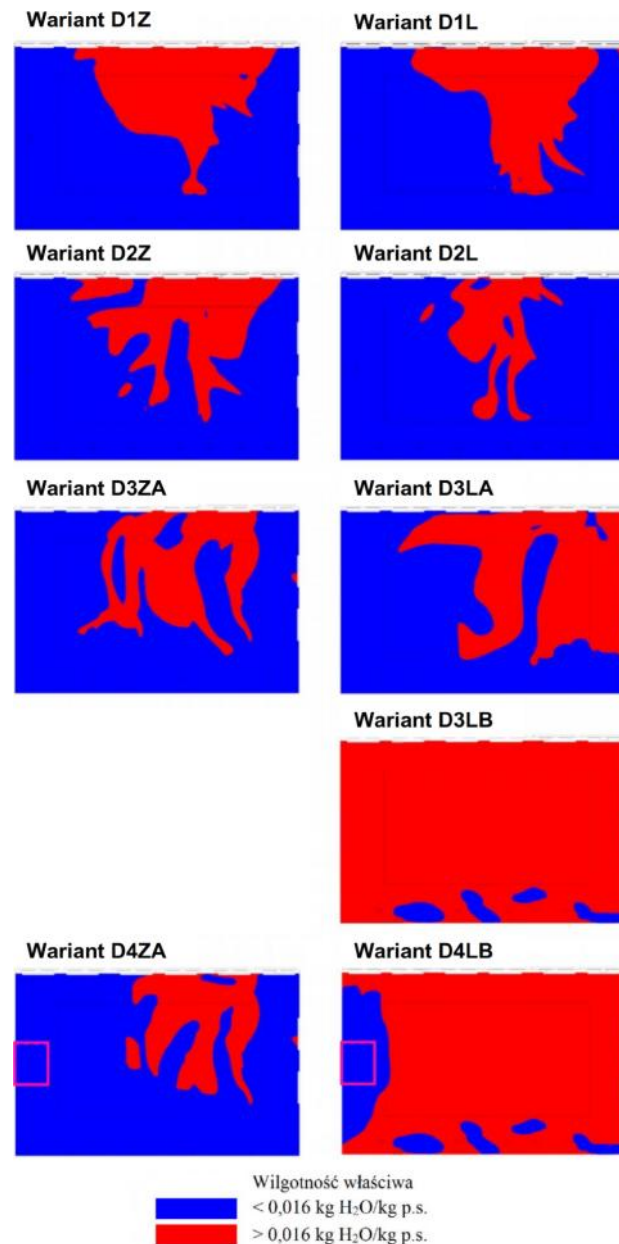
W streszczeniu pracy na rys. 8.3 i 8.4 zamieszczono przykładowo tylko mapy rozkładu wilgotności właściwej powietrza dla wszystkich wariantów obliczeniowych, przy uwzględnieniu dopuszczalnej wartości $x_i = 0,016$ kg H₂O/kg p.s.



Rys. 8.3. Rozkład wilgotności właściwej powietrza w hali pływalni w płaszczyźnie $X = 13,9$ m

Na rys. 8.3 można zauważyć, że w strefie przebywania ludzi w wariantach D1Z i D1L oraz D2Z i D2L obszar przekraczający dopuszczalną wartość $x_i = 0,016$ kg H₂O/kg p.s. występuje jedynie nad lustrem wody oraz nad posadzką w pobliżu okien. W wariantach D3ZA i D3LA obszar ten ulegał zmniejszeniu. Miało to związek z tym, że w tych wariantach nawiewano mniejszy strumień objętości powietrza wentylacyjnego o niższej wilgotności właściwej niż w przypadku wariantów D1Z i D1L oraz D2Z i D2L. W przypadku wariantu

D4ZA w tym przekroju otrzymano rozkład zbite ny z wariantem D3ZA. Natomiast w wariantach D3LB i D4LB w całej strefie przebywania w tym przekroju wyst piło przekroczenie dopuszczalnej warto ci wilgotno ci wła ciwej powietrza.



Rys. 8.4. Rozkład wilgotno ci wła ciwej powietrza w hali pływalni w płaszczy nie $Y = 0,6 \text{ m}$ (0,2 m nad lustrem wody)

Na rys. 8.4 mo na zauwa y , e obszar o warto ci wilgotno ci wła ciwej powietrza przekraczaj cej dopuszczaln był wyrównany dla wariantów D1Z i D2Z oraz D1L i D2L. Obejmował on cz obszaru nad lustrem wody oraz w pobli u ciany z oknami. W przypadku wariantu D3LA obejmował on równie obszar przy cianie północno-zachodniej. W wariantach D1Z i D1L warto ci były ni sze od dopuszczalnej w około 68% płaszczyzny, w przypadku wariantów D2Z i D2L – w około 76%, a w przypadku wariantu D3ZA – w 80%. W wariacie D3LA warto ci wilgotno ci wła ciwej powietrza były zgodne z zalecanymi w 64%. W wariacie D3LB jedynie w rejonie zasi gu strug nawiewanych przez nawiewniki sufitowe nie wyst powało przekroczenie dopuszczalnej warto ci wilgotno ci

wła ciwej powietrza.

Wprowadzenie strefy ratownika w wariantach D4LB skutkowało zniżeniem powierzchni, na której nie doszło do przekroczenia wartości dopuszczalnej wilgotności w powietrza o około 9% w obu okresach. Jest to widoczne zwłaszcza w wariantach D4LB, w których w rejonie strefy ratownika wartość parametru nie przekraczała wartości dopuszczalnej, w porównaniu do wariantu D3LB, w którym w całym tym obszarze wartość dopuszczalna była przekroczona.

Do porównania warunków cieplno-wilgotnościowych w strefie przebywania w hali pływalni zastosowano również analizy statystyczne, co umożliwiło określenie prawdopodobieństwa wystąpienia danej wartości szybkości, temperatury, wilgotności względnej i wilgotności w powietrza. Jako strefę przebywania przyjęto obszar wokół niecki basenowej o wysokości od 0,1 do 1,8 m i oddalony o 0,5 m od ścian. Nie analizowano parametrów powietrza nad niecką basenową ze względu na fakt, że osoby pływające w basenie nie są podatne na ich wartości w takim stopniu jak osoby przebywające na brzegu niecki basenowej.

W rozprawie doktorskiej przedstawiono histogramy wraz z funkcjami skumulowanymi rozkładu szybkości, temperatury, wilgotności względnej i wilgotności w powietrza dla obu okresów zimowego i letniego. Ponadto dla wszystkich wariantów oraz dodatkowo dla samej strefy ratownika w zestawieniu tabelarycznym podano zakres wartości poszczególnych parametrów oraz wartości średnie, mediany, a także procentowy obszar strefy przebywania, w której wartości parametrów powietrza obliczone numerycznie spełniały zalecenia literaturowe.

Podsumowując, na podstawie przedstawionych analiz wyników statystycznych i obliczeń numerycznych sporządzono następujące wnioski:

Warianty D1Z i D1L oraz D2Z i D2L, z najwyższymi wartościami strumienia objętości powietrza nawiewanego, nie były odpowiednie do zastosowania w badanej hali pływalni. Strugi powietrza nawiewanego charakteryzowały się zbyt dużym zasięgiem, co mogło skutkować ryzykiem przecięcia w strefie przebywania ludzi wokół niecki basenowej. Miało to szczególnie negatywny wpływ na osoby wychodzące z basenu, mające zwilżoną powierzchnię ciała.

Zmniejszenie strumienia objętości nawiewanego powietrza i przyjęcie go zgodnie z wytycznymi (VDI, 2010) w wariantach D3ZA i D3LAB oraz D3LB wpłynęło nieznacznie na pogorszenie warunków w hali pływalni w porównaniu do strumienia objętości powietrza wentylacyjnego przyjętego zgodnie z polskimi normami (PKNMiJ, 1976) w wariantach D2Z i D2L. W przypadku szybkości powietrza, zredukowanie strumienia objętości powietrza doprowadziło do zmniejszenia o 9% w okresie zimowym i o 5% w okresie letnim objętości strefy przebywania, w której były spełnione zalecenia. W przypadku temperatury powietrza doprowadziło to do zmniejszenia o 13% w okresie zimowym i o 6% w okresie letnim objętości strefy przebywania, w której były spełnione zalecenia. W przypadku wilgotności względnej powietrza zredukowanie strumienia objętości powietrza doprowadziło do zmniejszenia o 6% w okresie zimowym i zwiększenia o 1% w okresie letnim objętości strefy przebywania, w której były spełnione zalecenia. W przypadku wilgotności w powietrza zredukowanie strumienia objętości powietrza doprowadziło do zmniejszenia o 7% w okresie zimowym i o 14% w okresie letnim objętości strefy przebywania, w której były spełnione zalecenia.

Zastosowanie dodatkowego nawiewu miejscowego w wariantach D4ZA i D4LB przyczyniło się do poprawy warunków cieplno-wilgotnościowych w obrębie całej strefy przebywania w hali pływalni w porównaniu do wariantów D3ZA i D3LB. W przypadku ka dego z parametrów powietrza zwi kszeniu uległ obszar, w którym spełnione były zalecenia. W przypadku szybko ci obszar ten wzrósł o 5% w obu okresach, w przypadku temperatury o 4% w okresie letnim (w okresie zimowym był bez zmian), w przypadku wilgotno ci wzgl dnej o 4% w okresie zimowym i 1% w okresie letnim, a w przypadku wilgotno ci włą ciwej o 6% w okresie zimowym i 21% w okresie letnim. Wydzielenie strefy dla ratowników z dodatkowym nawiewem miejscowym w wariacie D4LB przyczyniło się do polepszenia warunków cieplno-wilgotnościowych w tym rejonie w porównaniu do analogicznego obszaru bez strefy ratownika w wariacie D3LB. Wprowadzenie dodatkowego nawiewu miejscowego umo liwiło uzyskanie warto ci wilgotno ci włą ciwej i redniej warto ci szybko ci powietrza w strefie zgodnych z zaleceniami, podczas gdy przed wprowadzeniem strefy, w wariacie D3LB, warto ci te nie spełniały wymaga . Mo na tym samym stwierdzi , e zastosowanie dodatkowego nawiewu miejscowego mo e stanowi rozwi zanie problemu dotycz cego niespełnienia warunków komfortu cieplnego w strefie przebywania ratowników.

9. Analiza energetyczna wybranych wariantów działania instalacji wentylacyjnej

Naturaln tendencj w rozwi zaniach energooszcz dnych budynków jest zmniejszanie strumienia obj to ci powietrza wentylacyjnego. Nie pozostaje to jednak bez wpływu na warunki panuj ce w obiektach. W rozdziale 8 przedstawiono wpływ ró nych warto ci strumienia obj to ci powietrza wentylacyjnego na warunki cieplno-wilgotno ciowe w badanej hali szkolnej pływalni. Do analiz wybrano cztery warianty działania wentylacji w trybie dziennym D1 - D4 i na podstawie wyników oblicze numerycznych oraz sporz dzonych map rozkładu parametrów powietrza wentylacyjnego oceniono poprawno działania wentylacji hali pływalni.

W niniejszym rozdziale dokonano oceny energetycznej wytypowanych wariantów przedstawionych w rozdziale 8, aby przekona si równie , jak zmniejszenie strumienia powietrza wentylacyjnego wpływa na oszcz dno ci energii na potrzeby wentylacji, a tak e dodatkowo sprawdzi , jakie b d koszty energetyczne zaproponowanego dodatkowego nawiewu na stanowisko ratownika.

Celem analiz energetycznych zaprezentowanych w niniejszym rozdziale było równie sprawdzenie, o ile w wariantach D1 - D4 mo na zmniejszy całoroczne zu ycie energii na potrzeby wentylacji hali pływalni przez zastosowanie dwustopniowego odzysku ciepła w centrali wentylacyjnej w porównaniu do odzysku jednostopniowego.

Badania zu ycia energii na potrzeby wentylacji hali pływalni wykonano za pomoc programu komputerowego IDA ICE.

W programie IDA ICE opracowano model hali pływalni o rzeczywistych wymiarach i konstrukcji przegród budowlanych przyszkolnej hali pływalni i wprowadzono do niego wewn trzne zyski wilgoci i ciepła.

Analizy obejmowały 9 ró nych wariantów działania centrali wentylacyjnej oraz 2 tryby pracy centrali: dzienny (okres k pielowy – warianty D) w godzinach 8:00 – 21:00 od poniedziałku do pi tku i nocny (okres niek pielowy – wariant N) od poniedziałku do pi tku w godzinach 21:00 – 8:00 oraz w soboty i niedziele w ci gu całej doby.

Warianty różniły się tymi wartościami wymaganej temperatury powietrza wewnątrz hali oraz strumienia objętości powietrza nawiewanego i jego parametrów.

W okresie zimowym i przejściowym w trybie dziennym porównano dwie metody odzysku ciepła w centrali wentylacyjnej:

system jednostopniowy z zastosowaniem recyrkulacji powietrza wywiewanego (warianty D1.1 - D4.1),

system dwustopniowy z zastosowaniem recyrkulacji i wymiennika przeciwprądowego (warianty D1.2 - D4.2).

W trybie nocnym badano pracę centrali wentylacyjnej przy pełnej recyrkulacji powietrza wywiewanego.

W trybie nocnym pracy pływalni założono spokojną powierzchnię wody w nieszkie basenowej, co wpłynęło na zmniejszenie emisji wilgoci z lustra wody. Temperatura w hali pływalni obniżyła się do $t_i = 29^\circ\text{C}$. Wilgotność właściwa powietrza w hali pływalni przyjęta zgodnie z krzywą nasycenia dla basenów $x_i = 0,016 \text{ kg H}_2\text{O/kg p.s.}$ Strumień objętości powietrza nawiewanego dobrane tak, aby nie przekroczył temperatury powietrza nawiewanego $t_N = 45^\circ\text{C}$, zgodnie z rozporządzeniem (Minister Pracy i Polityki Socjalnej RP, 2003).

Szczegółową analizę procesów uzdatniania powietrza dla wszystkich wariantów trybu dziennego wykonano przy zastosowaniu wykresów $h-x$ i $t-t_e$, które w rozprawie doktorskiej przedstawiono przykładowo dla wariantów D1.1, D3.1 z jednostopniowym odzyskiem ciepła i D1.2 z dwustopniowym odzyskiem ciepła.

Na podstawie wykresów $h-x$ otrzymano potrzebne do obliczenia maksymalne temperatury powietrza nawiewanego dla zimy oraz sprawdzono, czy istnieje potrzeba zastosowania nagrzewnicy wstępnej w centrali. W leczeniu we wszystkich wariantach w trybie dziennym przyjęto nawiew powietrza zewnętrznego bez zmiany jego parametrów. Temperatura powietrza w hali była zatem zależna od temperatury powietrza zewnętrznego.

Na podstawie wykresów $t-t_e$ wykonanych dla wszystkich wariantów trybu dziennego przeanalizowano przebiegi procesów uzdatniania powietrza wentylacyjnego w zależności od temperatury powietrza zewnętrznego w zakresie od -20°C do 30°C i wyznaczono: temperaturę powietrza nawiewanego t_N przyjmując w uproszczeniu, że jest ona liniowo zależna od temperatury zewnętrznej t_e , a także procentowe udziały powietrza zewnętrznego w nawiewanym $n_e = f(t_e)$, okresy działania poszczególnych urządzeń w centrali wentylacyjnej oraz wyodrębniono okresy pracy centrali – zimowy, przejściowy i letni, co było potrzebne w obliczeniach z zastosowaniem programu IDA ICE.

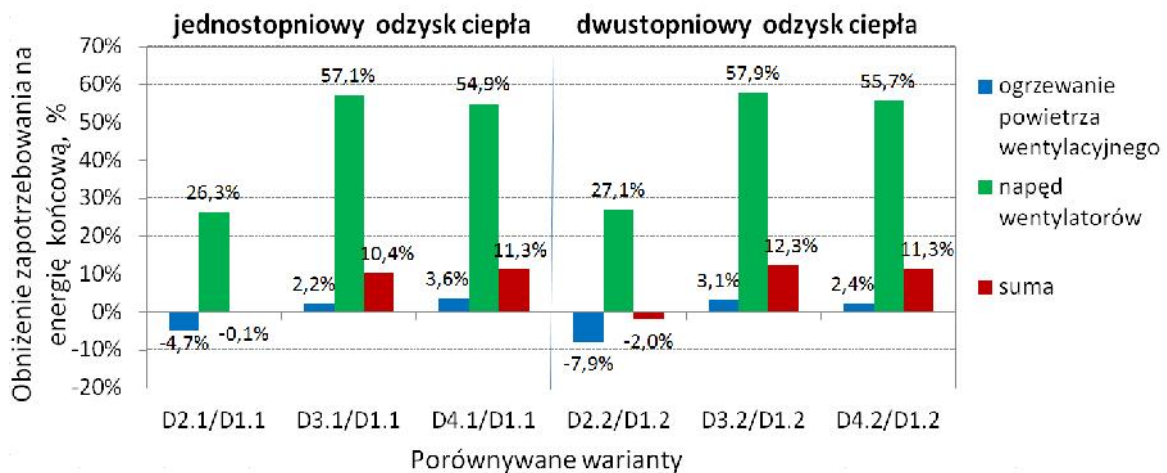
Na podstawie analizy procesów uzdatniania powietrza opracowano schematy technologiczne instalacji wentylacyjnych oraz konfiguracje central ThermoCond 38 firmy Menerga (<http://www.menerga.pl>) dla każdego z wariantów dla trybu dziennego oraz dokonano doboru urządzeń wchodzących w skład centrali. Pozwoliło to na ustalenie w każdym wariantcie sprawności wymiennika przeciwprądowego, sprężu wentylatorów nawiewnego i wywiewnego oraz przyrostu temperatury powietrza w wentylatorze, które służyły jako dane do obliczenia programem IDA ICE.

We wszystkich wariantach przyjęto trasę prowadzenia przewodów wentylacyjnych zgodnie z rzeczywistością występującą w badanej hali pływalni, ale wymiary przewodów i kształtek dostosowywano do strumienia objętości powietrza wentylacyjnego w poszczególnych wariantach. Obliczenia strat ciepła układu nawiewnego i wywiewnego zostały wykonane przy zastosowaniu programu WENT2IBM, a straty ciepła na elementach nawiewnych

i wywiejnych wyposażonych w przepustnice powietrza ustalono wykorzystując program FDBES Ventpack. W wariantach D3.1 i D4.1 uwzględniono ponadto opory przepływu powietrza przez elektryczną nagrzewnicę wstpn.

W efekcie przeprowadzonych symulacji otrzymano informacje o całorocznym zapotrzebowaniu na energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla systemu wentylacji hali pływalni, w postaci wskaźników EK i EP odniesionych do 1 m^2 powierzchni hali. Na zapotrzebowanie to składa się ciepło do ogrzania powietrza wentylacyjnego (na podgrzanie czynnika roboczego dla nagrzewnicy wodnej) oraz energia elektryczna potrzebna do jego transportu (do zasilania wentylatorów), a w niektórych przypadkach również do zasilania nagrzewnicy elektrycznej.

Na rys. 9.1 przedstawiono jak obniżenie strumienia powietrza wentylacyjnego w wariantach D2, D3 i D4 dla jedno- i dwustopniowego odzysku ciepła wpłynęło na zmianę rocznego zapotrzebowania na energię końcową dla wentylacji hali pływalni w stosunku do wariantu D1.



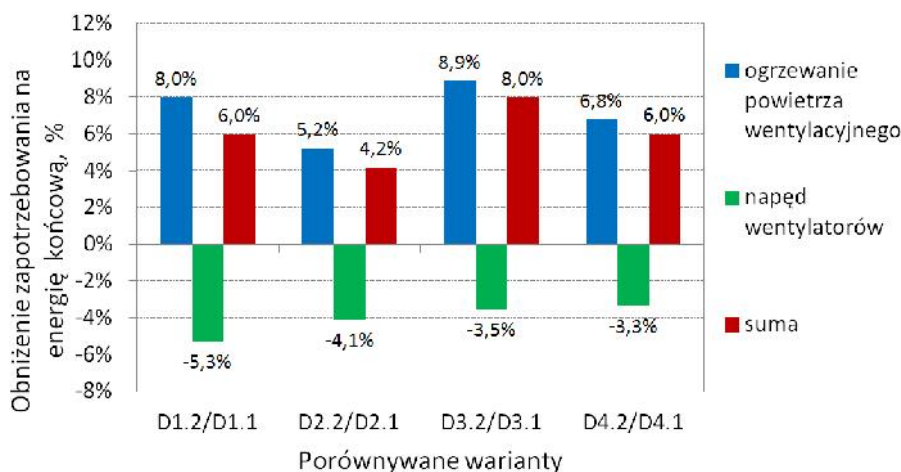
Rys. 9.1. Obniżenie zapotrzebowania na energię końcową po zmniejszeniu strumienia objętości powietrza wentylacyjnego w wariantach D2, D3 i D4 w stosunku do wariantu D1

W wariantach D2 ($\tau = 6,2 \text{ h}^{-1}$) w porównaniu do D1 ($\tau = 8 \text{ h}^{-1}$) nastąpiło zwiększenie zapotrzebowania na energię końcową o 0,1% przy jednostopniowym odzysku ciepła oraz o 2% przy dwustopniowym. Wynikało to z większego udziału powietrza zewnętrznego w powietrzu nawiewanym w tym wariantach, co spowodowało wzrost zapotrzebowania na ogrzanie powietrza wentylacyjnego o 4,7% przy jednostopniowym odzysku ciepła i o 7,9% przy odzysku dwustopniowym.

W wariantach D3 ($\tau = 3,4 \text{ h}^{-1}$) w porównaniu do D1 ($\tau = 8 \text{ h}^{-1}$) nastąpiło obniżenie zapotrzebowania na energię końcową o 10,4% przy jednostopniowym odzysku ciepła oraz o 12,3% przy dwustopniowym. Wpłynęło na to głównie zmniejszenie zużycia energii do napędu wentylatorów o ponad 57%, gdy zużycie energii końcowej do ogrzania powietrza wentylacyjnego zmniejszyło się bardzo niewiele, tj. o 2,2% - 3,1%.

W przypadku wariantu D4 ($\tau = 3,4 \text{ h}^{-1}$ z dodatkowym nawiewem do strefy ratowników) uzyskano bardzo niewielkie różnice w zapotrzebowaniu na energię końcową – zaledwie 1% w stosunku do wariantu D3, co oznacza, że skierowanie do strefy pracy ratowników dodatkowego strumienia powietrza wentylacyjnego nie miało istotnego wpływu na zapotrzebowanie na energię hali pływalni.

Na rys. 9.2 przedstawiono roczne obniżenie zapotrzebowania na energię końcową w wyniku zastosowania dwustopniowego odzysku ciepła, w stosunku do odzysku jednostopniowego. Największa oszczędność energii wystąpiła w wariantach D3 i wyniosła 8%, natomiast najmniejsza w wariantach D2 i wyniosła 4,2%. Należy zwrócić uwagę na to, że dzięki zastosowaniu wymiennika do odzysku ciepła uzyskano oszczędność energii potrzebnej do ogrzania powietrza wentylacyjnego od 5,2% w wariantach D2 do 8,9% w wariantach D3, ale równocześnie nastąpił wzrost zużycia energii do napędu wentylatorów od 3,3% w wariantach D4 do 5,3% w wariantach D1, co było spowodowane wzrostem strat ciepła przy przepływie powietrza przez wymiennik.



Rys. 9.2. Obniżenie zapotrzebowania na energię końcową po zastosowaniu dwustopniowego odzysku ciepła w stosunku do odzysku jednostopniowego

Uzyskane wyniki przeprowadzonych analiz energetycznych w programie IDA ICE dla hali pływalni przy różnych wariantach pracy centrali wentylacyjnej pozwoliły na wyciągnięcie następujących ogólnych wniosków:

Zmniejszenie strumienia objętości powietrza nawiewanego wpłynęło na zmniejszenie nakładów energetycznych na wentylację. Różnica w zapotrzebowaniu na energię końcową pomiędzy wariantem z największym strumieniem objętości powietrza D1 w porównaniu do wariantu z najmniejszym strumieniem objętości powietrza D3 wyniosła: w przypadku ogrzewania powietrza wentylacyjnego ok. 3%, w przypadku napędu wentylatorów ok. 57%, a w przypadku całkowitego zużycia energii ok. 12%. Zastosowanie wariantu z nawiewem miejscowym na stanowisko ratowników nieznacznie (o 1%) wpłynęło na zmianę zapotrzebowania na energię końcową dla systemu wentylacji.

W wyniku zastosowania dwustopniowego odzysku ciepła, największą oszczędność energii końcowej wynoszącą 8% uzyskano w przypadku wariantu D3. Mniejszy efekt z zastosowania dwustopniowego odzysku ciepła uzyskano w wariantach D2, w których oszczędność energii końcowej wyniosła 4,2%.

W dalszych analizach można by również obliczyć, jakie zmiany w zapotrzebowaniu na energię w układzie uzdatniania powietrza wentylacyjnego przyniosłoby w układzie dwustopniowego odzysku ciepła zastosowanie pompy ciepła w miejsce wymiennika przeciwprądowego. Należy jednak sprawdzić, jaki wpływ na zużycie energii miałyby w tym przypadku konieczność odszraniania parownika pompy ciepła.

10. Podsumowanie i wnioski

W rozprawie doktorskiej przedstawiono kompleksowe badania w zakresie modelowania rozdziału powietrza wentylacyjnego w hali pływalni. Obejmowały one eksperymentalną identyfikację zjawisk przepływowych, cieplnych i wilgotnościowych w rzeczywistym obiekcie, opracowanie modelu numerycznego przepływu powietrza, ciepła i wilgoci dla tej pływalni oraz eksperymentalne sprawdzenie wyników obliczeń numerycznych, przeprowadzonych dla rzeczywistych warunków panujących w hali. Model ten posłużył następnie do wielowariantowych badań numerycznych rozdziału powietrza w hali pływalni, pochodzących z analiz zużycia energii na potrzeby wentylacji.

Badania eksperymentalne pozwoliły na ocenę parametrów wentylacji i warunków cieplno-wilgotnościowych wewnątrz badanej hali pływalni w różnych okresach roku. Wyniki uzyskane z pomiarów, takie jak: parametry powietrza zewnętrznego, temperatura wody w niszce basenowej, parametry powietrza nawiewanego i rozkłady parametrów powietrza w hali, a także wartości temperatury powierzchni i współczynnika przenikania ciepła przez ściany budowlane, wykorzystano jako dane do obliczeń numerycznych w postaci warunków brzegowych na lustro wody, ścianach hali, w otworach nawiewnych oraz do walidacji modelu poprzez eksperymentalne sprawdzenie wyników tych obliczeń.

W pierwszej części badań numerycznych przygotowano i udoskonalono model numeryczny przepływu powietrza, ciepła i wilgoci w hali pływalni tak, aby dobrze symulował zachodzące w niej zjawiska fizyczne i mógł być z pełnym przekonaniem wykorzystany do realizacji dalszych celów pracy. Posługując się walidacją eksperymentalną dokonano wyboru modelu turbulencji, który najlepiej nadawał się do modelowania strug turbulentnych, doboru odpowiedniej siatki dyskretyzacji oraz udoskonalenia metody modelowania emisji wilgoci z lustro wody basenowej.

W ramach wielowariantowych badań numerycznych przeprowadzonych z wykorzystaniem zwalidowanego modelu numerycznego sprawdzono wpływ wartości strumienia objętości powietrza wentylacyjnego na warunki cieplno-wilgotnościowe w całej przestrzeni hali pływalni, a zwłaszcza w strefie przebywania ludzi, w okresach zimowym i letnim.

Dla zbadanych numerycznie wariantów strumienia objętości powietrza wentylacyjnego przeprowadzono ocenę energochłonności, która obejmowała procesy uzdatniania i transportu powietrza do hali pływalni. Umożliwiło to odpowiedź na pytanie, jak zmniejszenie strumienia objętości powietrza nawiewanego wpłynęło na zużycie energii na potrzeby wentylacji pływalni, a także, w jakim stopniu można dodatkowo zmniejszyć to zużycie przez zastosowanie dwustopniowego odzysku ciepła w centrali wentylacyjnej w porównaniu z odzyskiem jednostopniowym.

Własne, oryginalne osiągnięcia naukowe autora rozprawy doktorskiej są następujące:

1. Modyfikacja sposobu modelowania emisji wilgoci z powierzchni wody do hali pływalni przez implementację do programu komputerowego CFD różnych formuł obliczeniowych dla tej emisji oraz wybór formuły zapewniającej najlepszą zgodność wyników obliczeń rozkładu wilgotności w hali z rezultatami pomiarów.
2. Walidacja eksperymentalna udoskonalonego modelu numerycznego rozdziału powietrza wentylacyjnego w hali pływalni.
3. Koncepcja poprawy warunków pracy ratowników w przypadku zmniejszonego strumienia objętości powietrza dla wentylacji ogólnej hali pływalni, przez wprowadzenie

dotkowego, miejscowego nawiewu powietrza do strefy ratownika oraz ocen tej koncepcji pod kątem jej wpływu zarówno na parametry cieplno-wilgotnościowe w hali, jak i na dodatkowe nakłady energetyczne.

Przeprowadzone badania eksperymentalne i numeryczne pozwoliły na wypracowanie istotnych wniosków.

1. W efekcie przeprowadzonych badań *in situ* wentylacji hali pływalni stwierdzono, że przy liczbie wymian powietrza z trzech serii pomiarowych $1,77 \text{ h}^{-1}$, $1,48 \text{ h}^{-1}$ i $2,70 \text{ h}^{-1}$ w dużej części strefy przebywania ludzi warunki cieplno-wilgotnościowe oraz szybkości powietrza odbiegały od zalecanych w źródłach literaturowych. W hali pływalni występowały zarówno strefy przeciągu, jak i stagnacji powietrza, a wartości szybkości mniejsze od dolnej rekomendowanej granicy obejmowały prawie 50% wszystkich wyników pomiarowych. W przypadku wartości temperatury i wilgotności względnej powietrza ich rozkłady były wyrównane w całej hali, ale wartości nie były zgodne z zaleceniami.
2. Na podstawie pomiarów termowizyjnych temperatury przegród budowlanych oceniono, że przy niskich wartościach temperatury powietrza zewnętrznego zachodziło w tej hali niebezpieczeństwo wykroplenia wilgoci na wewnętrznych powierzchniach okien.
3. Na podstawie testowych badań numerycznych z wykorzystaniem różnych modeli turbulencji w połączeniu z walidacją eksperymentalną stwierdzono, że dla wentylacji mieszanej z bocznym nawiewem wywołującym przepływ styczny najlepszym zgodnie z wynikami obliczeń i pomiarów uzyskano dla modeli SST oraz $k-\epsilon$, które poprawnie odwzorowywały parametry strugi nawiewanej. Dla wszystkich porównywanych parametrów w strefie przebywania ludzi oraz rozkładu energii kinetycznej turbulencji wyniki najbardziej zbliżone z wynikami pomiarów uzyskano w przypadku modelu SST. Biorąc to pod uwagę zdecydowano o zastosowaniu tego modelu w badaniach numerycznych rozdziału powietrza wentylacyjnego w hali pływalni.
4. Model numeryczny hali pływalni opracowany za pomocą programu komputerowego Ansys CFX był w stanie odwzorować zjawiska związane z przepływem powietrza, ciepła i wilgoci, zidentyfikowane w rzeczywistej hali pływalni. Modyfikacji wymagał jednak sposób modelowania emisji wilgoci z łustra wody basenowej ze względu na uproszczone metody zadawania tej emisji w programie.
5. Na podstawie walidacji eksperymentalnej modelu numerycznego z zastosowaniem własnej modyfikacji sposobu modelowania emisji wilgoci stwierdzono, że na prognozowane wartości parametrów powietrza w hali, a w szczególności wilgotności względnej powietrza miała wpływ przyjęta formuła obliczeniowa dla tej emisji.
6. Najlepszym zgodnie z wynikami obliczeń numerycznych rozkładów temperatury, wilgotności względnej i wilgotnościowej z rezultatami pomiarów, zarówno nad posadzką wokół niecki basenowej, jak i nad lustrem wody w niecce basenowej, otrzymano przy zastosowaniu formuły podanej w zaleceniach (VDI, 2010). W przypadku temperatury powietrza prawdopodobieństwo wystąpienia rozbieżności nie większej niż 10% wynosiło 100%, dla wilgotności względnej – 96%, dla wilgotnościowej – 92%, a dla szybkości powietrza – 8%. Oznacza to, że przy zastosowaniu tej formuły uzyskano dobrą jakość modelowania numerycznego, a opracowany model mógł być zastosowany do badań innych wariantów wentylacji pływalni.
7. Na podstawie badań numerycznych wpływu strumienia objętości powietrza

wentylacyjnego na warunki cieplno-wilgotnościowe w hali pływalni stwierdzono, że:

- Zmniejszenie strumienia objętości nawiewanego powietrza i przyjęcie go zgodnie z zaleceniami (VDI, 2010) wpłynęło na pogorszenie warunków w hali pływalni w porównaniu do strumienia objętości powietrza wentylacyjnego przyjętego zgodnie z polskimi normami (PKNMiJ, 1976). W przypadku szybkiego powietrza, zredukowanie strumienia objętości powietrza doprowadziło do zmniejszenia o 9% w okresie zimowym i o 5% w okresie letnim objętości strefy przebywania, w której były spełnione zalecenia. W przypadku temperatury powietrza strefa, w której były spełnione zalecenia zmniejszyła się o 13% w okresie zimowym i o 6% w okresie letnim, dla wilgotności względnej powietrza – zmniejszyła się o 6% w okresie zimowym i zwiększyła się o 1% w okresie letnim, a w przypadku wilgotności właściwej powietrza nastąpiło zmniejszenie objętości strefy o 7% w okresie zimowym i 14% w okresie letnim.
- Wprowadzenie dodatkowego nawiewu miejscowego do strefy dla ratowników przy zmniejszonym strumieniu objętości powietrza dla wentylacji ogólnej przyczyniło się do poprawy warunków cieplno-wilgotnościowych w tym rejonie. Miało to szczególnie istotne znaczenie w okresie letnim, dla wartości wilgotności właściwej powietrza zewnętrznego wyliczeniowego według (VDI, 2010), gdy spowodowało uzyskanie wartości wilgotności właściwej i średniej wartości szybkiego powietrza w tej strefie zgodnych z zaleceniami dla pływalni, co nie zachodziło przed wprowadzeniem tego nawiewu. Jednocześnie nie wpłynęło to także na polepszenie warunków w pozostałych rejonach strefy przebywania ludzi.

8. Na podstawie przeprowadzonych analiz energetycznych stwierdzono, że:

- Zmniejszenie strumienia objętości powietrza nawiewanego wpłynęło na zmniejszenie nakładów energetycznych na wentylację. Różnica w całorocznym zapotrzebowaniu na energię całkową dla systemu wentylacji pomiędzy wariantem z największą i najmniejszą wartością tego strumienia wyniosła około 12%.
- Wprowadzenie nawiewu miejscowego na stanowisko ratowników przy najmniejszym z badanych strumieniach objętości powietrza wentylacyjnego wpłynęło na zmianę zapotrzebowania na energię całkową dla systemu wentylacji o 1%. Jest to zatem dobre rozwiązanie, które pozwala przy niewielkim dodatkowym nakładzie energetycznym zagwarantować odpowiednie warunki cieplno-wilgotnościowe w tej strefie.
- W wyniku zastosowania dwustopniowego odzysku ciepła w centrali wentylacyjnej (z recyrkulacją i wymiennikiem do odzysku ciepła) uzyskano oszczędność energii całkowitej od 4% do 8% w stosunku do jednostopniowego odzysku ciepła, zależnie od wartości strumienia objętości powietrza.

9. Dzięki kompleksowemu ujęciu problematyki wentylacji hal pływalni osiągnięto założony cel badawczy rozprawy doktorskiej, nie mniej jednak celowe wydaje się kontynuowanie w przyszłości badań dotyczących analiz energetycznych dla innych sposobów odzysku ciepła w instalacji wentylacji hali pływalni, np. przez zastosowanie pomp ciepła z uwzględnieniem nakładów na odszranianie parownika.

10. Wyniki niniejszej pracy, jak również opracowane i sprawdzone metody badawcze mają charakter użyteczny i mogą znaleźć zastosowanie przy projektowaniu nowych hal pływalni, a także przy modernizowaniu układów wentylacji w obiektach istniejących pod kątem poprawy warunków cieplno-wilgotnościowych ze względu na przebywających ludzi i utrzymanie dobrego stanu technicznego hali.

Bibliografia

- Abo Elazm, M. M. i Shahata, A. I. (2015). Numerical and field study of the effect of air velocity and evaporation rate on indoor air quality in enclosed swimming pools. *International Review of Mechanical Engineering*, 9(1), 97-103.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers [ASHRAE]. (2011). *ASHRAE Handbook: HVAC Applications*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers [ASHRAE]. (2010). *ASHRAE Handbook: Refrigeration*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- ANSYS, Inc. (2013). *Ansys CFX-Solver Theory Guide Release 14.5*. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc.
- Balabel, A. i El-Askary, W. A. (2011). On the performance of linear and nonlinear k–turbulence models in various jet flow applications. *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 30, 325-340.
- Besler, G. (1972). Wentylacja krytych basenów k pielowych. *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*, 5.
- Biasin, K. i Krumme, W. (1974). Die Wasserverdunstung in einem Innenschwimmbad. *Electrowaerme International*, 32(A3), 115-129.
- Burda, G. (2015). Modelowanie przepływu powietrza w hali pływalni. Praca magisterska, Gliwice: Politechnika 1 ska.
- Carrier, W. H. (1918). The temperature of evaporation. *ASHVE Transactions*, 24, 25-50.
- Caruso, G., Santoli, L. i Mariotti, M. (2007). Ventilation design in large enclosures for sports events using CFD: the halls of the “Citta dello Sport” in Rome. Proceedings from: *Clima 2007 WellBeing Indoors*. Helsinki.
- Chenvidyakarn, T. i Woods, A. (2005). Multiple steady states in stack ventilation. *Building and Environment*, 40(3), 399–410.
- Ciuman, P. (2013). Wpływ sposobu modelowania turbulencji na prognozowanie numeryczne strug nawiewanych. Praca magisterska, Gliwice: Politechnika 1 ska.
- Ciuman, P. i Lipska, B. (2014a). The improvement of numerical modeling of airflow in ventilated room. *Architecture Civil Engineering Environment*, 7(3), 77-83.
- Ciuman, P. i Lipska, B. (2014b). Eksperymentalna walidacja prognozowania numerycznego przepływu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym w warunkach ustalonych i nieustalonych. *I Ogólnopolska Konferencja Naukowa „Odpady, rodowisko, Atmosfera OSA”* (s. 157-163). Kraków: Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej.
- Ciuman, P. i Lipska, B. (2017c). Experimental identification of thermal-moisture conditions in the indoor swimming pool. Proceedings from: *International Conference Healthy Buildings 2017 Europe*. Lublin.
- Ciuman, P. i Lipska., B. (2016). The impact of modeling method of moisture emission from the swimming pool on the accuracy of numerical calculations of air parameters in ventilated natatorium. Proceedings from: *18th International Conference on Theoretical and Computational Mechanics*. Los Angeles.

- Ciuman, P., Lipska, B. i Burda, G. (2015c). Numerical modelling of air distribution in the natatorium supported by the experiment. Proceedings from HTFF'15: *2nd International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow*. Barcelona.
- Ciuman, P., Lipska, B. i Trzeciakiewicz, Z. (2015b). Modelowanie rozdziału powietrza wentylacyjnego w hali krytej pływalni. W *Instalacje basenowe. Praca zbiorowa pod red. K. Kusia i F. Piechurskiego* (s. 305-320). Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej.
- Ciuman, P., Lipska, B., Piłko, K. i Trzeciakiewicz, Z. (2017a). Wpływ strumienia objętości powietrza nawiewanego oraz systemu odzysku ciepła na zużycie energii w procesie wentylacji hali krytej pływalni. *Instal*, 6, 39-45.
- Ciuman, P., Lipska, B., Piłko, K. i Trzeciakiewicz, Z. (2017b). Wpływ strumienia objętości powietrza na zużycie energii na potrzeby wentylacji hali basenowej. W *Instalacje basenowe. Praca zbiorowa pod red. K. Kusia i F. Piechurskiego* (s. 255-275). Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej.
- Ciuman, P., Lipska, B., Trzeciakiewicz, Z. i Burda, G. (2015a). Wpływ strumienia objętości powietrza wentylacyjnego na warunki komfortu cieplnego w hali szkolnej pływalni. *Instal*, 11, 54-60.
- Cooper, D., Jackson, B. L. i Liao, G. (1993). Impinging jet studies for turbulence model assessment. I. Flow-field experiments. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(10), 2675-2684.
- Durrani, F., Cook, M. J. i McGuirk, J. J. (2015). Evaluation of LES and RANS CFD modelling of multiple steady states in natural ventilation. *Building and Environment*, 92, 167-181.
- Eriksson, J. G., Karlsson, R. I. i Persson, J. (1998). An experimental study of a two-dimensional plane turbulent wall jet. *Experiments in Fluids*, 25, 50-60.
- Europejski Komitet Normalizacyjny [CEN]. (2007). *Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings - addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics* (Norma EN 15251).
- Fédération Internationale de Natation. (2015-2017). FINA Facilities Rules. Part IX. Pobrane z https://www.fina.org/sites/default/files/finafacilities_rules.pdf
- Hurnik, M., Blaszczyk, M. i Popiolek, Z. (2015). Air distribution measurement in a room with a sidewall jet: A 3D benchmark test for CFD validation. *Building and Environment*. 93(2), 319-330.
- Hussein, H., Capp, S. i George, W. (1994). Velocity measurements in a high-Reynolds number, momentum-conserving, axisymmetric, turbulent jet. *Journal of Fluid Mechanics*, 258, 31-75.
- Isańska-wiek, A. i Napiórkowska, A. (2008). Ograniczenie zużycia energii w systemach wentylacyjnych krytych basenów kąpielowych. *Rynek Instalacyjny*, 10, 96-99.
- Jaskólski, M. i Micewicz, Z. (2000). *Wentylacja i klimatyzacja krytych pływalni*. Gdańsk: IPPU MASTA sp. z o.o.
- Johansson, L. i Westerlund, L. (2001). Energy savings in indoor swimming-pools: comparison between different heat-recovery systems. *Applied Energy*, 70(4), 281-303.

- Kappler, H. P. (1977). *Baseny k pielowe*. Warszawa: Arkady.
- Kolaszewski, A. (2001). Klimatyzacja hal basenowych. Materiały konferencyjne z: *II Sympozjum Naukowo-Technicznego Instalacje Basenowe*. Ustro .
- Kolaszewski, A. (2003). Nawiew powietrza do hal basenowych przez nawiewne szyny szczelinowe. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, 7, 20-23.
- Kolaszewski, A., Wi cek, K. i Borowiecki, M. (2011). Energooszcz dno hal basenowych. *Instal*, 4, 8-12.
- Koper, P., Lipska, B. i Michnol, W. (2010). Assessment of thermal comfort in an indoor swimming-pool making use of the numerical prediction CFD. *Architecture Civil Engineering Environment*, 3(3), 95-103.
- Lazzarin, R. M. i Longo, G. A. (1996). Comparison of heat recovery systems in public indoor swimming pools. *Applied Thermal Engineering*, 16(7), 561-570.
- Lebon, M., Fellouah, H., Galanis, N., Limane, A. i Guerfala, N. (2016). Numerical analysis and field measurements of the airflow patterns and thermal comfort in an indoor swimming pool: a case study. *Energy Efficiency*, 10(3), 527-548.
- Levesque, B., Vezina, L., Gauvin, D. i Leroux, P. (2015). Investigation of air quality problems in an indoor swimming pool: a case study. *Annals of Occupational Hygiene*, 59(8), 1085–1089.
- Li, Z. i Heiselberg, P. K. (2005). CFD simulations for water evaporation and airflow movement in swimming baths. Indoor Environmental Engineering. Report for the project: *Optimization of Ventilation System in Swimming Bath*. Aalborg University.
- Lipska, B. (2014). *Projektowanie wentylacji i klimatyzacji. Podstawy uzdatniania powietrza*. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki lskiej.
- Lipska, B., Palmowska, A., Ciuman, P. i Koper, P. (2015). Modelowanie numeryczne CFD w badaniach i projektowaniu rozdziału powietrza w pomieszczeniach wentylowanych. *Instal*, 3, 33-43.
- Liu, W., Wen, J., Lin, C. H., Liu, J., Long, Z. i Chen, Q. (2013). Evaluation of various categories of turbulence models for predicting air distribution in an airliner cabin. *Building and Environment*, 65, 118-131.
- Malicki, M. (1980). *Wentylacja i klimatyzacja*. Warszawa: PWN.
- Meslem, A., Bode, F., Croitoru, C. i Nastase, I. (2014). Comparison of turbulence models in simulating jet flow from a cross-shaped orifice. *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 44, 100–120.
- Meslem, A., Dia, A., Hassan, M. E., Nastase, I. i Vialle, P. J. (2011). A comparison of three turbulence models for the prediction of parallel lobed jets in perforated panel optimization. *Building and Environment*, 46(11), 2203-2219.
- Miltner, M., Jordan, C. i Harasek, M. (2015). CFD simulation of straight and slightly swirling turbulent free jets using different RANS-turbulence models. *Applied Thermal Engineering*, 89, 1117–1126.

- Minister Infrastruktury i Rozwoju RP. (2015). *Rozporządzenie w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz wiadomości charakterystyki energetycznej* (Dziennik Ustaw poz. 376).
- Minister Infrastruktury RP. (2015). *Rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie* (Dziennik Ustaw poz. 1422).
- Minister Pracy i Polityki Socjalnej RP. (2003). *Rozporządzenie w sprawie ogólnych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy* (Dziennik Ustaw nr 169, poz. 1650).
- Ministerstwo Sportu i Turystyki. (2015). *Pływalnie kryte w Polsce - Inwentaryzacja bazy sportowej*. Departament Infrastruktury Sportowej Ministerstwo Sportu i Turystyki. Warszawa.
Pobrane z <https://www.msit.gov.pl/pl/infrastruktura/opracowania/3719,Infrastruktura-sportowa.html>
- Müller, J. i Kosiba, K. (2013). Wentylacja basenu – czy warto stosować centrale bez pompy ciepła? *Rynek Instalacyjny*, 9, 56-63.
- Nowakowski, E. (2003). Wentylacja i klimatyzacja hal basenowych. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, 9, 50-53.
- Palmowska, A. (2016). Modelowanie rozdziału powietrza wentylacyjnego w hali krytego lodowiska. Rozprawa doktorska, Gliwice: Politechnika Śląska.
- Parlament Europejski i Rada Europy. (2010). *Dyrektywa w sprawie charakterystyki energetycznej budynków*. Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej (Dyrektywa 31/EU).
- Polski Komitet Normalizacji, Miary i Jakości [PKNMiJ]. (1976). *Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego* (Norma PN-76/B-03420).
- Polski Komitet Normalizacyjny [PKN]. (2002). *Ergonomia środowiska termicznego - Przyrządy do pomiaru wielkości fizycznych* (Norma PN-EN ISO 7726).
- Polski Komitet Normalizacyjny [PKN]. (2006). *Instalacje ogrzewcze w budynkach - Metoda obliczania projektowego obciążenia cieplnego* (Norma PN-EN 12831).
- Polski Komitet Normalizacyjny [PKN]. (2008a). *Energetyczne właściwości użytkowe budynków - Obliczanie zużycia energii na potrzeby ogrzewania i chłodzenia* (Norma PN-EN ISO 13790).
- Polski Komitet Normalizacyjny [PKN]. (2008b). *Komponenty budowlane i elementy budynku - Opór cieplny i współczynnik przenikania ciepła - metoda obliczeniowa* (Norma PN-EN ISO 6946).
- Popiolek, Z. i Melikov, A. (2008). Improvement of CFD predictions of air speed turbulence intensity and draught discomfort. Proceedings from: Indoor Air 2008. *The 11th International Conference on Indoor Air Quality and Climate*. Copenhagen, Denmark.
- Recknagel, H., Sprenger, E. i Schramek, E.R.: *Kompedium wiedzy. Ogrzewnictwo, klimatyzacja, ciepła woda, chłodnictwo*. Wrocław: Omni-Scala 2008.
- Rohdin, P. i Moshfegh, B. (2007). Numerical predictions of indoor climate in large industrial premises. A comparison between different k-ε models supported by field measurements. *Building and Environment*, 42(11), 3872–3882.

- Rohdin, P. i Moshfegh, B. (2011). Numerical modelling of industrial indoor environments: A comparison between different turbulence models and supply systems supported by field measurements. *Building and Environment*, 46(11), 2365-2374.
- Sabiniak, H. G. i Pietras, M. (2010). *Klimatyzacja obiektów basenowych*. Łódź : Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej.
- Schiavon, S. i Melikov, A. K. (2008). Energy saving and improved comfort by increased air movement. *Energy and Buildings*, 40(10), 1954–1960.
- Schiavon, S. i Melikov, A. K. (2009). Energy-saving strategies with personalized ventilation in cold climates. *Energy and Buildings*, 41(5), 543–550.
- Sejm RP. (2014). *Ustawa o charakterystyce energetycznej* (Dziennik Ustaw poz. 1200).
- Shah, M. M. (2002). Rate of Evaporation from Undisturbed Water Pools: Evaluation of Available Correlations. *International J. HVAC&R Research*, 8(1), 125-132.
- Shah, M. M. (2003). Prediction of evaporation from occupied indoor swimming pools. *Energy and Buildings*, 35, 707-713.
- Sitarek, K. (2008). Chlor. Dokumentacja dopuszczalnych wielko ci nara enia zawodowego. *Podstawy i Metody Oceny rodowiska Pracy*, 1(55), 73-95.
- Smith, C. C., Lof, G. O. G. i Jones, R. W. (1999). Rates of evaporation from swimming pools in active use. *ASHRAE Transactions*, 104(1A), 514-523.
- Spalart, P. R. i Allmaras, S. R. (1992). A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. Proceedings from AIAA 30th: *Aerospace Science Meeting and Exhibit*. Reno, NV.
- Sun, P., Wu, J. Y., Wang, R. Z. i Xu, Y. X. (2011). Analysis of indoor environmental conditions and heat pump energy supply systems in indoor swimming pools. *Energy and Buildings*, 43(5), 1071- 1080.
- Trianti-Stourna, E., Spyropoulou, K., Theofylaktos, C., Droutsa, K., Balaras, C. A., Santamouris, M., Asimakopoulos, D. N., Lazaropoulou, G. i Papanikolaou, N. (1998). Energy conservation strategies for sports centers: Part B. Swimming pools. *Energy and Buildings*, 27(2), 123-135.
- Trzeciakiewicz, Z. (2013). Do wiadczenia eksploatacyjne krytej pływalni z punktu widzenia rodowiska wewn trznego. *Instal*, 7/8, 43-47.
- Verein Deutscher Ingenieure [VDI]. (2009). *Ingenieurverfahren zur Bemessung der Rauchableitung aus Gebäuden – Ingenieurmethoden* (VDI 6019-2).
- Verein Deutscher Ingenieure [VDI]. (2010). *Technische Gebäudeausrüstung von Schwimmbädern – Hallenbäder* (VDI 2089-1).
- Wi cek, B. i De Mey, G. (2011). *Termowizja w podczerwieni. Podstawy i zastosowania*. Warszawa: Wydawnictwo PAK.
- Wynanski, I. i Fiedler, H. (1969). Some measurements in the self-preserving jet. *Journal of Fluid Mechanics*, 38(3), 577-612.
- Yang, B., Sekhar, C. i Melikov, A. K. (2010). Ceiling mounted personalized ventilation system in hot and humid climate-An energy analysis. *Energy and Buildings*, 42(12), 2304-2308.