

Impact des stratégies de ventilation dans une enceinte de piscine intérieure sur la concentration du trichlorure d'azote, de l'évaporation de l'eau et du confort thermique

par

Hélène PROULX

THÈSE PAR ARTICLES PRÉSENTÉE À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE  
SUPÉRIEURE COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DU  
DOCTORAT EN GÉNIE  
Ph.D.

MONTREAL, LE 30 OCTOBRE 2023

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

©Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre media une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

**PRÉSENTATION DU JURY**

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Stéphane Hallé, directeur de thèse  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Mme Christiane Papineau, présidente du jury  
Département de génie de la construction à l'École de technologie supérieure

M. Louis Lamarche, membre du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Hachimi Fellouah, examinateur externe  
Département de génie mécanique de l'Université de Sherbrooke

ELLE A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 13 OCTOBRE 2023

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE





## REMERCIEMENTS

Je remercie sincèrement mon directeur de thèse, le professeur Stéphane Hallé, pour tout son accompagnement et son encadrement au long de mon parcours académique aux cycles supérieurs, à l'École de technologie supérieure. Son excellent enseignement et sa grande écoute m'ont été précieux pour la réalisation de cette recherche et l'élaboration de cette thèse. Je remercie respectueusement chaque membre du jury pour l'évaluation de cette thèse.

Je suis très reconnaissante du soutien que m'ont apporté ma famille et mes amis, je les en remercie de tout cœur. Cette thèse est dédiée à mon fils, Lucas. Merci pour ton regard lumineux, tes si nombreuses questions, ton immense curiosité et ta confiance sans limites envers ma capacité de mener à terme ce projet d'envergure. Et ce grand rêve.



# **Impact des stratégies de ventilation dans une enceinte de piscine intérieure sur la concentration du trichlorure d'azote, de l'évaporation de l'eau et du confort thermique**

Hélène PROULX

## **RÉSUMÉ**

Le trichlorure d'azote ( $\text{NCl}_3$ ), également nommé trichloramine, est un sous-produit de désinfection que l'on trouve couramment dans l'eau et l'air des piscines intérieures. Il se forme dans l'eau des piscines en raison d'une réaction entre le chlore et les fluides corporels (comme la sueur et l'urine) introduits dans l'eau par les baigneurs et se volatilise davantage lorsque l'eau est agitée. Ce gaz est associé à des maladies chroniques telles que l'asthme et provoque souvent des irritations oculaires, cutanées et respiratoires. En raison de sa masse volumique supérieure à celle de l'air, le  $\text{NCl}_3$  a tendance à s'accumuler près de la surface de l'eau et au-dessus de la plage (plancher autour du bassin).

La ventilation par dilution (ou dite par mélange) est la principale stratégie de ventilation utilisée dans les centres aquatiques pour maintenir les concentrations de  $\text{NCl}_3$  à un niveau acceptable. Cette stratégie de ventilation vise à diluer tout contaminant dans l'air afin de réduire sa concentration avant que l'air ne soit extrait et évacué. Cependant, les centres aquatiques sont reconnus pour être très énergivores, en grande partie à cause de l'évaporation de l'eau du bassin qui doit être remplacée et chauffée. Par conséquent, les codes du bâtiment recommandent de maintenir une faible vitesse d'air au-dessus de la piscine et de la plage afin de minimiser l'évaporation et éviter de causer de l'inconfort thermique aux baigneurs. ASHRAE recommande d'ajouter des bouches d'extraction dans le bas de l'enceinte afin de capter le  $\text{NCl}_3$  proche de sa source d'émission. Cependant, aucune directive n'a été trouvée dans la littérature sur le nombre de grilles d'extraction basse, leur position dans l'enceinte ou leur débit d'air minimum. En outre, un mouvement d'air suffisant dans la zone occupée et près des surfaces d'eau et de la plage est nécessaire pour déplacer cette molécule ( $\text{NCl}_3$ ) plus lourde que l'air. Cependant, ce flux d'air peut entraîner une augmentation indésirable de l'évaporation de l'eau ou engendrer un inconfort thermique pour les baigneurs. Ces deux paramètres peuvent avoir un impact négatif sur la gestion d'une piscine intérieure. Cette thèse présente une étude

## VIII

numérique des impacts des stratégies de ventilation sur les concentrations de  $\text{NCl}_3$  dans l'air d'une enceinte de piscine située à Montréal (Canada). Plus spécifiquement, la quantité d'air extérieur, donc la recirculation de l'air, le nombre de changements d'air par heure et l'ajout de grilles d'extraction au niveau de la plage (extraction basse) sont étudiés. Les modifications (paramètres et stratégies) qui présentent les résultats les plus intéressants en termes de réduction du  $\text{NCl}_3$  sont ensuite étudiées pour leurs impacts sur le taux d'évaporation de l'eau de la surface de la piscine et sur le confort thermique des baigneurs, lorsqu'ils se tiennent debout sur la plage.

Au total, 14 scénarios réalisables visant à réduire les niveaux de  $\text{NCl}_3$  dans la zone de respiration ont été simulés et comparés au cas de référence. Ils pourraient tous être mis en œuvre bien que certains d'entre eux nécessitent des modifications substantielles au système CVCA existant. Quatre de ces scénarios ont ensuite été choisis en fonction de leur capacité à réduire le  $\text{NCl}_3$ . Les taux d'évaporation de l'eau ainsi que le confort thermique ont été étudiés puis comparés au cas de référence.

Les résultats numériques montrent que les recommandations minimales de l'ASHRAE ne sont pas suffisantes pour réduire significativement l'accumulation et la stratification du  $\text{NCl}_3$  dans les zones respiratoires inférieures. En outre, la recirculation d'air affecte principalement les zones respiratoires des occupants debout sur la plage et celle des sauveteurs, mais a un impact plus faible sur les zones respiratoires des nageurs ou des personnes assises sur la plage. L'élimination de la recirculation ne garantit donc pas une meilleure qualité de l'air en ce qui concerne la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans ces zones respiratoires.

Les résultats montrent que la position des grilles d'extraction basse affecte le mouvement de l'air au-dessus de la surface de l'eau, entraînant soit une accumulation indésirable, soit une réduction du  $\text{NCl}_3$ . Les résultats démontrent aussi l'importance d'une évaluation numérique des flux d'air dans l'enceinte d'une piscine et en particulier au-dessus de l'eau et de la plage avant de planifier la position de ces grilles d'extraction basse.

Les résultats montrent également que l'ajout de grilles d'extraction d'air au niveau de la plage, lorsque positionnées de façon optimale, permet de réduire le  $\text{NCl}_3$  dans toutes les zones de

respiration (inférieures et supérieures) sans impact négatif sur le confort thermique et avec seulement une légère augmentation du taux d'évaporation de l'eau. Cette stratégie de ventilation combinée, soit la ventilation par dilution (avec l'extraction supérieure) et l'extraction basse, est une méthode prometteuse si ces grilles d'extraction sont positionnées de manière optimale par rapport à la configuration du flux d'air dans une enceinte de piscine. Les résultats obtenus pour le complexe étudié peuvent être utilisés pour guider des recherches similaires dans d'autres centres aquatiques ainsi que pour le développement continu des codes de construction et des normes de qualité de l'air.

**Mots-clés :** piscine intérieure, trichloramine, confort thermique, évaporation de l'eau, CFD



## **Impact of ventilation strategies in an indoor swimming pool enclosure on nitrogen trichloride concentration, water evaporation and thermal comfort**

Hélène Proulx

### **ABSTRACT**

Nitrogen trichloride ( $\text{NCl}_3$ ), also called trichloramine, is a disinfection by-product commonly found in the water and air of indoor swimming pools, that forms in swimming pool water due to a reaction between chlorine and bodily fluids (like sweat and urine) brought in the water by bathers. This gas is associated with chronic diseases such as asthma, and often causes eye and skin irritation. Due to its higher density than air,  $\text{NCl}_3$  tends to accumulate close to the water surface and above the deck. It easily becomes airborne when water is agitated and can impair lung functions and cause illnesses such as asthma and bronchitis in workers and bathers, when inhaled.

Mixing ventilation is the main ventilation strategy used in aquatic centers to maintain the  $\text{NCl}_3$  concentrations at an acceptable level. This ventilation strategy aims at diluting any contaminant in the air to reduce its concentration before the air is extracted and exhausted. However, swimming pool halls are known to be significantly energy-intensive, thanks for a large part to water evaporation from the basin that needs to be replaced and heated. Consequently, building codes recommend maintaining a low airspeed above the pool and deck to minimize evaporation and to ensure swimmers' thermal comfort. Since  $\text{NCl}_3$  tends to accumulate at the water surface and above the deck, ASHRAE's recommendations are to add lower extraction vents to capture it. However, no guideline is found in literature on the number of vents, their position in the enclosure or their minimum airflow rate. Also, sufficient air movement in the occupied zone and near the water and deck surfaces are required to move these heavier than air molecules. However, this airflow may cause an unwanted increase of water evaporation or unwanted discomfort for bathers. Both parameters can negatively impact the management of an indoor swimming pool enclosure.

This thesis carries out a numerical investigation of the impacts of ventilation strategies on  $\text{NCl}_3$  concentrations in the air of a swimming pool enclosure in Montreal (Canada). More specifically, the outdoor air intake, thus the recirculation of air, the number of air changes per hour and the addition of extraction vents at deck level are investigated for this particular swimming pool enclosure. The modifications (parameters and strategies) that show the most interesting results in terms of  $\text{NCl}_3$  reduction are then investigated for their impact on the water evaporation rate from the pool surface and on thermal comfort of bathers, as they are standing on the deck.

A total of 14 scenarios aiming at reducing  $\text{NCl}_3$  levels in the breathing zone were simulated and compared to the reference case. They all could potentially be implemented in the swimming pool hall, although some will require more modifications to the existing HVAC system. Then four of these scenarios were chosen, based on their capacity in reducing  $\text{NCl}_3$ , and water evaporation rates and thermal comfort were investigated and compared to the reference case.

Results show that the minimum recommendations by ASHRAE are not sufficient to eliminate  $\text{NCl}_3$  accumulation and stratification in the lower breathing zones. Moreover, air recirculation mostly affects the breathing zones of standing occupants on decks and of lifeguards, but has a smaller impact on the breathing zones of swimmers or people sitting on the deck. Eliminating air recirculation does not guarantee better air quality in terms of  $\text{NCl}_3$  in these breathing zones.

Results also show that the position of these vents affects the air movement above the water surface, causing either unwanted accumulation or reduction of  $\text{NCl}_3$ . The results also demonstrate the importance of a numerical assessment of the airflow patterns in a pool enclosure and especially above the water and deck before planning the position of these deck level extraction vents.

The present findings also show that adding deck-level air exhaustion vents allow  $\text{NCl}_3$  reduction in all breathing zones (lower and higher) without negatively impacting thermal comfort and with only a slight increase in the water evaporation rate. This combined ventilation strategy, mixing ventilation (with upper extraction) and deck-level extraction offers a



promising method if these deck level vents are positioned in an optimal way in regard to the airflow pattern in a swimming pool enclosure. The findings for the complex under study may be used to guide similar research in other aquatic centers and for the continuous development of building codes and air quality standards.

**Keywords :** indoor swimming pool, trichloramine, thermal comfort, water evaporation, CFD



## TABLE DES MATIÈRES

|   | Page |
|---|------|
| INTRODUCTION .....  | 1    |
| 0.1 Contexte de cette étude et problématique.....                                     | 1    |
| 0.2 Objectifs principal et spécifiques.....   | 2    |
| 0.3 Contribution et originalité.....  | 2    |
| 0.4 Structure de la thèse.....  | 3    |
| CHAPTER 1 ÉTAT DES CONNAISSANCES .....  | 5    |
| 1.1 Le NCl <sub>3</sub> dans l'air des enceintes aquatiques.....                      | 5    |
| 1.1.1 La réglementation.....  | 5    |
| 1.1.2 Concentration de NCl <sub>3</sub> mesurée .....                                 | 6    |
| 1.1.3 Paramètres influant la concentration de NCl <sub>3</sub> .....                  | 9    |
| 1.2 Ventilation dans les enceintes aquatiques.....                                    | 10   |
| 1.2.1 Stratégies de ventilation par dilution .....                                    | 11   |
| 1.2.2 Extraction de l'air au niveau de la plage .....                                 | 12   |
| 1.2.3 Vitesse de l'air à la surface de l'eau.....                                     | 14   |
| 1.2.4 Recirculation de l'air par le système CVCA .....                                | 14   |
| 1.3 Dépense énergétique des centres aquatiques .....                                  | 16   |
| 1.3.1 Évaporation de l'eau.....   | 18   |
| 1.4 Confort thermique.....  | 19   |
| 1.5 Simulations numériques de l'écoulement de l'air dans une enceinte aquatique ..... | 21   |
| CHAPTER 2 MÉTHODOLOGIE .....  | 23   |
| 2.1 Enceinte de la piscine étudiée.....   | 23   |
| 2.1.1 Système CVCA de l'enceinte.....   | 24   |
| 2.2 Modèle numérique .....  | 25   |
| 2.2.1 Code numérique.....   | 26   |
| 2.2.2 Système CVCA numérique .....  | 28   |
| 2.2.3 Conditions frontières .....   | 29   |
| 2.2.3.1 Émission de la trichloramine de la surface du bassin .....                    | 34   |
| 2.2.3.2 Modèle d'évaporation de l'eau de la surface du bassin .....                   | 35   |
| 2.2.4 Résolution de la vitesse d'écoulement aux parois.....                           | 39   |

|           |   |    |
|-----------|---|----|
| 2.2.5     | Étude d'indépendance du maillage.....   | 39 |
| 2.2.6     | Validation du modèle numérique de l'enceinte.....   | 40 |
| 2.3       | Indices de la qualité de l'air.....   | 43 |
| 2.3.1     | Âge moyen de l'air.....   | 44 |
| 2.3.2     | Renouvellement de l'air intérieur.....  | 44 |
| 2.3.3     | Extraction des contaminants gazeux.....   | 45 |
| 2.4       | Indice de confort thermique.....  | 45 |
| 2.4.1     | Indice PMV.....   | 45 |
| 2.4.2     | Indice PPD.....   | 48 |
| 2.4.3     | Indice PD.....  | 48 |
| 2.5       | Cas étudiés.....  | 49 |
| <br>      |   |    |
| CHAPTER 3 | ARTICLE 1 : A NUMERICAL STUDY OF THE IMPACTS OF<br>OUTDOOR AIR INTAKE AND AIR CHANGE PER HOUR ON<br>THE TRICHLORAMINE CONCENTRATIONS IN A<br>SWIMMING POOL ENCLOSURE..... | 53 |
| 3.1       | Introduction.....   | 54 |
| 3.2       | Methodology.....  | 57 |
| 3.2.1     | Swimming pool description.....  | 57 |
| 3.2.2     | Modelling approach.....   | 60 |
| 3.2.3     | Model validation.....   | 65 |
| 3.2.4     | Ventilation indices.....  | 66 |
| 3.3       | Results.....  | 67 |
| 3.3.1     | Surface and supply temperatures.....  | 67 |
| 3.3.2     | Tracer gas results.....   | 68 |
| 3.3.3     | Air velocities.....   | 71 |
| 3.3.4     | Ventilation indices.....  | 73 |
| 3.3.5     | Concentration of $\text{NCl}_3$ for the groups of users.....  | 75 |
| 3.4       | Discussion.....   | 79 |
| 3.5       | Conclusion.....   | 80 |
| <br>      |   |    |
| CHAPTER 4 | ARTICLE 2 : DECK LEVEL AIR EXTRACTION AND ITS<br>IMPACT ON TRICHLORAMINE CONCENTRATIONS IN AN<br>INDOOR SWIMMING POOL: A NUMERICAL STUDY.....                             | 83 |
| 4.1       | Introduction.....   | 84 |
| 4.2       | Methodology.....  | 87 |
| 4.2.1     | Swimming pool description.....  | 87 |
| 4.2.2     | Modeling approach.....  | 89 |

|            |  |     |
|------------|--|-----|
| 4.2.3      | Investigated cases .....   | 93  |
| 4.2.4      | Validation of the numerical model .....  | 95  |
| 4.3        | Results and discussion .....   | 98  |
| 4.3.1      | Environmental conditions .....   | 98  |
| 4.3.2      | Concentration of $\text{NCl}_3$ .....  | 99  |
| 4.3.3      | Stratification of $\text{NCl}_3$ .....   | 100 |
| 4.3.4      | Recirculation of $\text{NCl}_3$ .....  | 101 |
| 4.3.5      | Air velocities .....   | 101 |
| 4.3.6      | Airflow pattern with $C_{\text{NCl}_3}$ .....  | 102 |
| 4.3.7      | Simulation 1, the reference case .....   | 103 |
| 4.3.8      | Simulation 2 .....   | 103 |
| 4.3.9      | Simulation 3 .....   | 104 |
| 4.3.10     | Simulation 4 .....   | 104 |
| 4.3.11     | Simulation 5 .....   | 104 |
| 4.4        | Conclusion .....   | 110 |
|            |  |     |
| CHAPTER 5  | ARTICLE 3: IMPACT OF MODIFIED VENTILATION STRATEGIES ON WATER EVAPORATION RATE AND THERMAL COMFORT IN AN INDOOR SWIMMING POOL BY NUMERICAL STUDY ..... | 113 |
| 5.1        | Introduction .....   | 114 |
| 5.2        | Methodology .....  | 117 |
| 5.2.1.     | Water evaporation model .....  | 122 |
| 5.2.2.     | Evaporation model validation .....   | 124 |
| 5.2.3.     | Thermal comfort .....  | 125 |
| 5.2.4.     | PMV index .....  | 126 |
| 5.2.5.     | PD index .....   | 128 |
| 5.3        | Results and discussions .....  | 130 |
| 5.3.1.     | Evaporation model validation .....   | 130 |
| 5.3.2.     | Evaporation rates .....  | 132 |
| 5.3.3.     | Visualization of water vapor and $T_a$ .....   | 136 |
| 5.3.4.     | Thermal comfort indexes .....  | 144 |
| 5.3.5.     | $\text{NCl}_3$ concentration .....   | 149 |
| 5.4        | Conclusion .....   | 151 |
|            |  |     |
| CHAPTER 6  | SYNTHÈSE DES RÉSULTATS .....   | 155 |
|            |  |     |
| CONCLUSION | .....  | 159 |

|   |     |
|---|-----|
| RECOMMANDATIONS .....                     | 165 |
| LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES..... | 167 |

## LISTE DES TABLEAUX

|   | Page |
|---|------|
| Tableau 1.1 Valeurs limites d'exposition moyenne pondérée de la concentration de $\text{NCl}_3$ dans l'air des enceintes des piscines.....                              | 6    |
| Tableau 1.2 Concentration moyenne de $\text{NCl}_3$ mesurée dans l'air des enceintes de piscines .....  | 8    |
| Tableau 1.3 Corrélations entre la concentration de $\text{NCl}_3$ mesurée dans l'air et les paramètres de l'air.....  | 10   |
| Tableau 1.4 Recommandations d'ASHRAE à l'égard du conditionnement de l'air, de sa distribution et de sa captation, dans une enceinte aquatique (ASHRAE 2019a et b)..... | 11   |
| Tableau 2.1 Caractéristiques de l'enceinte de la piscine étudiée et de son système CVCA.....  | 24   |
| Tableau 2.2 Conditions frontières et initiales du modèle numérique.....   | 33   |
| Tableau 2.3 Conditions des essais expérimentaux des mesures de taux d'évaporation de l'eau utilisés pour la validation du modèle VDI.....                               | 38   |
| Tableau 2.4 Indices GCI .....   | 40   |
| Tableau 2.5 Cas numériques étudiant l'impact de la modification de paramètres du système CVCA sur la concentration du $\text{NCl}_3$ dans les zones de respiration..... | 52   |
| Tableau 3.1 Effects of $\text{NCl}_3$ in air of swimming pool Hall.....   | 55   |
| Tableau 3.2 Numerical simulations ventilation parameters.....   | 64   |
| Tableau 3.3 Mean differences between experimental and numerical tracer gas tests results .....  | 71   |
| Tableau 3.4 Air velocity above water surface, numerical results .....   | 73   |
| Tableau 3.5 MAA and ACE numerical results .....   | 74   |
| Tableau 3.6 CRE numerical results (%).....  | 75   |
| Tableau 4.1 Investigated pool enclosure and HVAC system characteristics.....  | 88   |

|             |   |     |
|-------------|---|-----|
| Tableau 4.2 | Boundary and initial conditions .....   | 92  |
| Tableau 4.3 | Numerical simulations parameters and settings .....   | 95  |
| Tableau 4.4 | Mesh description and cell sizes for coarse, medium and fine grids .....   | 97  |
| Tableau 4.5 | GCI index .....   | 98  |
| Tableau 4.6 | Experimental mean measures of air temperature, relative humidity, and surface temperature .....   | 99  |
| Tableau 5.1 | Simulated numerical cases with airflow characteristics and boundary conditions .....  | 121 |
| Tableau 5.2 | Conditions for water evaporation rate simulations used for validation of the VDI model.....   | 125 |
| Tableau 5.3 | Results of mean PD indexes for all cases.....   | 149 |
| Tableau 5.4 | Numerical results of $\text{NCl}_3$ concentration in the breathing zones, of the mean PMV and mean PPD indexes for wet bathers and of the evaporation rates ..... | 151 |



## LISTE DES FIGURES

|            |   |    |
|------------|---|----|
| Figure 1.1 | Disposition des grilles d'extraction hautes et basses dans une enceinte aquatique .....   | 13 |
| Figure 1.2 | Schéma du parcours de l'air dans le système CVCA.....   | 16 |
| Figure 1.3 | Répartition des dépenses énergétiques des enceintes de piscine en Finlande.....   | 17 |
| Figure 2.1 | Photo de l'enceinte de la piscine étudiée .....   | 23 |
| Figure 2.2 | Composantes du système CVCA a) solarium b) diffuseur linéaire dans un solarium c) gaine en tissus perforé d) diffuseur d'air circulaire en mezzanine.....                       | 25 |
| Figure 2.3 | Vue en coupe latérale dans le plan yz de l'enceinte de la piscine avec les températures intérieures et extérieures considérées dans le modèle numérique.....                    | 30 |
| Figure 2.4 | Schéma de l'enceinte de la piscine vue en plan, montrant le bassin divisé en 28 surfaces d'évaporation de l'eau. ....   | 37 |
| Figure 2.5 | Disposition des quatre capteurs de CO <sub>2</sub> dans la chambre climatique .....   | 41 |
| Figure 2.6 | Modèle numérique de la chambre climatique .....   | 42 |
| Figure 2.7 | Disposition des huit capteurs de CO <sub>2</sub> sur la plage de la piscine étudiée selon les configurations 1(a) et 2(b).....  | 43 |
| Figure 3.1 | a) Studied swimming pool hall b) linear diffusers in solariums c) fabric duct d) circular diffusers over mezzanine and e) extracting vents .....                                | 59 |
| Figure 3.2 | Numerical HVAC air recirculation diagram .....  | 62 |
| Figure 3.3 | Swimming pool hall numerical model's geometry with control volumes of user groups .....   | 63 |
| Figure 3.4 | a) Schematic layout of the pool enclosure showing the positions of the tracer gas injection's supply vent and the measurement rods 1 to 8 and b) rod with two air sensors ..... | 66 |

|            |  |     |
|------------|--|-----|
| Figure 3.5 | Experimental data and numerical curves of tracer gas two tests in climatic chamber .....   | 69  |
| Figure 3.6 | Experimental data and numerical curves of tracer gas (CO <sub>2</sub> ) tests (rods 1 to 8) .....  | 70  |
| Figure 3.7 | Velocities a) in XY plane at water level (Z=0.13m) and b) in YZ plane in the centre of the pool hall (X=21.0m).....  | 72  |
| Figure 3.8 | C <sub>NCl3</sub> for the five user groups a) absolute values and b) variation with reference case (sim. 1).....   | 76  |
| Figure 3.9 | C <sub>NCl3</sub> a) in XY plane at water level (Z=0.13m) and b) in YZ plane in the centre of the pool hall (X=21.0m).....   | 78  |
| Figure 4.1 | Investigated swimming pool hall a) north exterior wall with solariums b) pool basin, diving boards and mezzanine area.....   | 88  |
| Figure 4.2 | Numerical HVAC air recirculation diagram (adapted from Proulx and Hallé, 2022).....  | 91  |
| Figure 4.3 | Numerical model of swimming pool enclosure showing the position of a) the air supply branches (identical for all simulations) and the LE vents for sim. 2, b) the UE vent for all simulations and the LE vents for sim. 3, and c) the LE vents for sim. 4 and sim. 5. .... | 94  |
| Figure 4.4 | C <sub>NCl3</sub> in horizontal planes at different heights for the entire pool enclosure, in the supplied air and in the LE and UE vents with the 98% confidence interval, for simulations 1 to 5.....  | 100 |
| Figure 4.5 | Numerical spatial and temporal mean air velocities in a horizontal plane (x-y) at z=13 cm, over the water surface and overall (deck and water surfaces), for simulations 1(Ref case) to 5. ....  | 102 |
| Figure 4.6 | Velocity vectors with C <sub>NCl3</sub> for sim. 1 (ref. case) in: a) a horizontal plane (xy) at z=13 cm, and b) a vertical plane (yz) at x=2100 cm. ....  | 105 |
| Figure 4.7 | Velocity vectors with C <sub>NCl3</sub> for sim. 2 in: a) a horizontal plane (xy) at z=13 cm, and b) a vertical plane (yz) at x=2100 cm. ....  | 106 |
| Figure 4.8 | Velocity vectors with C <sub>NCl3</sub> for Simulation 3 in: a) a horizontal plane (xy) at z=13 cm, and b) a vertical plane (yz) at x=2100 cm. ....  | 107 |

|             |  |     |
|-------------|--|-----|
| Figure 4.9  | Velocity vectors with $C_{NC13}$ for Simulation 4 in: a) a horizontal plane ( $xy$ ) at $z=13$ cm, and b) a vertical plane ( $yz$ ) at $x=2100$ cm. .... | 108 |
| Figure 4.10 | Velocity vectors with $C_{NC13}$ for sim. 5 in: a) a horizontal plane ( $xy$ ) at $z=13$ cm, and b) a vertical plane ( $yz$ ) at $x=2100$ cm. ....       | 109 |
| Figure 5.1  | Investigated swimming pool enclosure, view of the north side with 3 solariums. ....  | 118 |
| Figure 5.2  | Swimming pool enclosure numerical model. ....  | 119 |
| Figure 5.3  | Schematic of the numerical pool enclosure model in plan view, showing the pool divided into 28 water evaporation surfaces. ....                          | 124 |
| Figure 5.4  | Schematic of the numerical pool enclosure model in plan view, showing the 25 positions where data was extracted for calculation of the PMV index. ....   | 130 |
| Figure 5.5  | Numerical water evaporation rates compared with experimental water evaporation rates from Blazquez et al. and with Shah's model. ....                    | 131 |
| Figure 5.6  | Numerical water evaporation rates compared with Asdrubali's prediction model and with Shah's model. ....   | 132 |
| Figure 5.7  | Numerical water evaporation rates for each case with confidence interval of 98%, compared with Shah's manual calculation results. ....                   | 133 |
| Figure 5.8  | Local evaporation rates for each of the 28 control surfaces for cases 1 to 5. ....   | 135 |
| Figure 5.9  | Computed isosurfaces of 45% RH and above for all cases. ....   | 138 |
| Figure 5.10 | Computed 2D contours of $T_a$ in a $xy$ plane at $z=0.125$ m for cases 1 (a) and 5 (b). ....   | 140 |
| Figure 5.11 | Computed 2D contours of $T_a$ in a $yz$ plane at $x=18$ m for cases 1 (a) and 5 (b). ....  | 141 |
| Figure 5.12 | Computed 2D contours of RH in a $xy$ plane at $z=0.125$ m for cases 1 (a) and 5 (b). ....  | 143 |
| Figure 5.13 | Computed 2D contours of RH in a $yz$ plane at $x=18$ m for cases 1 (a) and 5 (b). ....   | 144 |

|             |  |     |
|-------------|--|-----|
| Figure 5.14 | Numerical predictive mean vote (PMV) and the related percentage of people dissatisfied (PPD) indexes expressed in %. | 146 |
| Figure 5.15 | Local mean PMV index and the related mean PPD index.   | 148 |
| Figure 6.1  | Synthèse des cas étudiés avec les tendances des résultats des simulations numériques.....                            | 157 |

## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

|                   |   |
|-------------------|---|
| AFSSET            | Agence française de sécurité sanitaire de l'environnement et du travail   |
| ASHRAE            | American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers |
| ACH               | Air change per hour   |
| ACE               | Air change effectiveness  |
| AE                | Air extérieur   |
| CAM               | Groupe de chloramines   |
| CAH               | Changement d'air par heure  |
| C <sub>CO2</sub>  | Concentration de CO <sub>2</sub>  |
| CFD               | Mécanique des fluides numériques  |
| C <sub>NCl3</sub> | Concentration de NCl <sub>3</sub>   |
| Cl                | Chlore  |
| CO <sub>2</sub>   | Gaz carbonique  |
| CRE               | Contaminant removal effectiveness   |
| CVCA              | Chauffage, ventilation et conditionnement d'air                           |
| DISC              | Thermal discomfort index  |
| DNS               | Direct numerical simulation (simulation numérique directe)                |
| ÉTS               | École de technologie supérieure   |
| FDS               | Fire Dynamic Simulator  |
| GCI               | Grid convergence index (indice d'indépendance du maillage)                |
| H <sub>2</sub> O  | Vapeur d'eau  |
| HR                | Humidité relative   |
| HVAC              | Heating, ventilation and air conditioning                                 |
| LE                | Lower extraction  |
| LES               | Large Eddy Simulation (Simulation des grandes échelles)                   |
| MAA               | Mean age of air   |
| N                 | Azote   |
| NCl <sub>3</sub>  | Trichlorure d'azote ou trichloramine                                      |

|       |  |
|-------|--|
| OA    | Outdoor airflow  |
| OMS   | Organisation mondiale de la santé                                |
| PD    | Percentage of people dissatisfied from draft                     |
| PMV   | Predicted mean vote  |
| ppb   | Parts per billion  |
| PPD   | percentage people dissatisfied                                   |
| RA    | Recirculated airflow   |
| RH    | Relative humidity  |
| REHVA | Federation of European Heating, Ventilation and Air conditioning |
| TA    | Total airflow  |
| TEA   | Total extraction airflow   |
| TSV   | Thermal subjective vote  |
| UE    | Upper extraction   |
| VDI   | Verein Deutscher Ingenieure                                      |
| 2D    | Deux dimensions  |

## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

|                 |  |
|-----------------|--|
| $A$             | Superficie du conduit de ventilation numérique en $m^2$                        |
| $A_b$           | Aire du bassin de la piscine en $m^2$  |
| $a$             | Unité de temps en année  |
| $B$             | Bilan d'équilibre énergétique du corps humain en $W/m^2$                       |
| $B_y$           | Constante adimensionnelle  |
| $C_p$           | Capacité thermique de l'air en $J/kg^\circ C$                                  |
| $C_{pt}$        | Concentration de $CO_2$ en un point donné dans un espace en ppm ou $mg/kg$     |
| $C_{gt}$        | Concentration d'un gaz traçant quelconque en $kg/m^3$                          |
| $C_{gt, init}$  | Concentration initiale d'un gaz traçant quelconque en $kg/m^3$                 |
| $D$             | Coefficient de diffusion en $m^2/s$  |
| $E_{peau}$      | Flux de chaleur dû à l'évaporation de l'eau à la surface de la peau en $W/m^2$ |
| $F_{gt}$        | Débit volumique d'injection d'un gaz traçant quelconque en $m^3/s$             |
| $h$             | Unité de temps en heure  |
| $K_j$           | Coefficient de perte de charge du conduit de ventilation numérique             |
| $L$             | Unité de volume en litres  |
| $L_j$           | Longueur du conduit de ventilation numérique en m                              |
| $LR$            | Ratio de Lewis en $^\circ C m^2/W$   |
| $\dot{M}_{eau}$ | Taux d'évaporation de l'eau en $kg/s$  |
| $\dot{m}_{eb}$  | Débit massique d'air d'extraction basse en $kg/s$                              |
| $\dot{m}_{so}$  | Débit massique d'air de soufflage en $kg/s$                                    |
| $\dot{m}_{eh}$  | Débit massique d'air d'extraction haute en $kg/s$                              |
| $n$             | Nombre de cellules du domaine de calcul numérique                              |
| $P$             | Pression de l'air en Pa  |
| $P_{sat}$       | Pression de saturation de la vapeur d'eau en Pa                                |

## XXVIII

|            |  |
|------------|--|
| $p_{i,k}$  | Pression de l'air aux nœuds du système de ventilation numérique en Pa                    |
| $p_n$      | Ordre de discrétisation spatiale   |
| $Q$        | Flux de chaleur en $W/m^2$   |
| $Q_{meta}$ | Flux de chaleur produit par le corps en $W/m^2$  |
| $q$        | Débit d'air en $m^3/s$   |
| $q''_i$    | Composante cartésienne du flux de chaleur en W   |
| $R$        | Constante universelle des gaz parfaits en $J/kmol K$                                     |
| $R_v$      | Constante de la vapeur d'eau en $J/kmol K$   |
| $R''$      | Résistance thermique en $^{\circ}Cm^2/kW$  |
| $r$        | Ratio de raffinement du maillage   |
| $r_{exit}$ | Fraction du débit d'air total pour extraction  |
| $s$        | Unité de temps en seconde  |
| $\Delta T$ | Différence de température en $^{\circ}C$   |
| $T$        | Température en $^{\circ}C$   |
| $T_{air}$  | Température de l'air en $^{\circ}C$  |
| $T_{eau}$  | Température de la surface de l'eau en $^{\circ}C$  |
| $T_j$      | Température de l'air dans un conduit de ventilation numérique en $^{\circ}C$             |
| $T_{moy}$  | Température moyenne en $^{\circ}C$   |
| $T_{rad}$  | Température moyenne en $^{\circ}C$ (l'ajustement en degrés K s'effectue dans l'équation) |
| $t$        | Unité de temps en s  |
| $U_{cond}$ | Indice de conductivité thermique en $W/m^2^{\circ}C$                                     |
| $U$        | Vitesse en m/s   |
| $u_i$      | Composante cartésienne de la vitesse en m/s  |
| $u_j$      | Vitesse dans un conduit de ventilation numérique en m/s                                  |
| $V$        | Volume en $m^3$  |
| $v$        | Vitesse de l'air en m/s  |



|                   |  |
|-------------------|--|
| $W$               | Masse molaire d'un gaz en g/mol  |
| $x_i$             | Composante cartésienne représentant une distance dans la direction $i$ en m                          |
| $Y$               | Masse fractionnaire d'un gaz dans l'air ambiant en kg/kg   |
| $\beta_u$         | Coefficient d'occupation de la piscine en m/h  |
| $\lambda$         | Taille caractéristique des mailles du domaine de calcul numérique en m                               |
| $\rho$            | Masse volumique de l'air en kg/m <sup>3</sup>  |
| $\rho_j$          | Masse volumique de l'air dans un conduit de ventilation numérique en kg/m <sup>3</sup>               |
| $\tau$            | Age de l'air en minutes  |
| $\tau_n$          | Age nominal de l'air en minutes  |
| $\eta_{NCl_3,eb}$ | Efficacité du filtre de NCl <sub>3</sub> du système de ventilation numérique pour l'extraction basse |
| $\eta_{NCl_3,eh}$ | Efficacité du filtre de NCl <sub>3</sub> du système de ventilation numérique pour l'extraction haute |
| $\zeta$           | Ratio de la variation de la concentration de NCl <sub>3</sub>  |



## INTRODUCTION

### 0.1 Contexte de cette étude et problématique

La baignade est une activité saine et appréciée par plusieurs personnes. Une multitude d'activités se déroulent dans un centre aquatique, en toute saison requérant un environnement intérieur spécifique nonobstant le climat extérieur. L'eau et l'air sont ainsi conditionnés pour permettre le bon déroulement de ces activités et assurer un confort adéquat pour les occupants. Notamment, l'eau des bassins est désinfectée pour prévenir les infections, virus et maladies transmissibles par ce médium. Le chlore est un produit de désinfection de l'eau communément utilisé, toutefois il entraîne la formation subséquente dans l'eau du trichlorure d'azote ( $\text{NCl}_3$ ), aussi appelé la trichloramine. Il s'agit d'une molécule formée d'un atome d'azote (N) et de trois atomes de chlore (Cl) qui est issue de la réaction d'ions de chlore libre qui se lient à des composés d'origine humaine (les baigneurs) comportant de l'azote, en particulier l'urine, la sueur, les particules de peau morte et le sébum des cheveux. Cette molécule se volatilise aisément et est conséquemment répandue dans l'air de nombreuses piscines intérieures, se caractérisant par une odeur forte de chlore typiquement associée à la présence d'une piscine dans un bâtiment. Le  $\text{NCl}_3$  est un gaz irritant qui est à l'origine de maladies chroniques chez des personnes exposées à ces environnements.

Des recherches sont en cours pour réduire la quantité de  $\text{NCl}_3$  dans l'eau des bassins. À court et à moyen terme, il semble toutefois peu probable d'éviter sa formation dans l'eau ainsi que sa volatilisation dans l'air. Des solutions d'ingénierie sont donc requises pour réduire la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans la zone de respiration des usagers, à titre d'exemple accroître l'efficacité de la ventilation par augmentation du débit d'air frais et du débit d'air total ou en proposant une combinaison de procédures de ventilation permettant une bonne dilution des contaminants ainsi qu'une extraction optimale. Cependant, la modification des paramètres de ventilation risque d'accroître la dépense énergétique associée au chauffage de l'espace intérieur, d'augmenter l'évaporation de l'eau du bassin et d'avoir un impact négatif sur le confort thermique des occupants.

Les codes et normes régissant la construction et l'exploitation d'un centre aquatique fournissent des prescriptions minimales ainsi que des recommandations visant la santé des occupants, la préservation du bâtiment et des équipements et une dépense énergétique autant que possible minimisée. Malgré cela, on rapporte pour plusieurs établissements aquatiques des inconforts reliés au  $\text{NCl}_3$  dans l'air. Les prescriptions et recommandations minimales ne semblent pas être garantes d'une qualité de l'air acceptable en ce qui concerne le  $\text{NCl}_3$ .

Il est complexe pour un gestionnaire immobilier de mesurer la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans l'air puisque des appareils à lecture directe sont encore en développement. De plus, la concentration dépend de nombreux facteurs, notamment le nombre de baigneurs, leur niveau d'agitation dans l'eau et la chimie de l'eau.

## **0.2 Objectifs principal et spécifiques**

Dans le contexte énoncé précédemment, l'objectif général de cette thèse est de déterminer numériquement l'exposition des occupants au  $\text{NCl}_3$  dans une enceinte aquatique et de quantifier l'influence de la ventilation comme moyen de contrôle de l'exposition.

Pour atteindre cet objectif, trois objectifs secondaires ont été identifiés :

1. Déterminer l'impact du débit d'air extérieur et du nombre de changements d'air sur la concentration du  $\text{NCl}_3$ .
2. Quantifier l'influence de l'ajout de grilles d'extraction basses, sur la stratification et les niveaux de  $\text{NCl}_3$ .
3. Évaluer l'impact des stratégies de ventilation sur le taux d'évaporation d'eau et le confort thermique des occupants.

## **0.3 Contribution et originalité**

Au terme de cette recherche, des recommandations seront émises concernant l'ajustement des paramètres du système de ventilation afin d'améliorer la qualité de l'air tout en minimisant l'évaporation de l'eau et les impacts négatifs sur le confort thermique des occupants. Les

résultats peuvent aussi contribuer à la mise à jour des codes et normes concernant la ventilation des environnements aquatiques.

Au meilleur de notre connaissance, aucune étude n'a analysé numériquement l'impact des stratégies de ventilation sur la concentration du  $\text{NCl}_3$  dans les enceintes aquatiques. En matière d'originalité, la présente recherche se distingue par l'étude des stratégies de ventilation dans les enceintes aquatiques aux moyens de simulations numériques de l'écoulement de l'air, couplé à un modèle d'émission de  $\text{NCl}_3$  et de vapeur d'eau ( $\text{H}_2\text{O}$ ). De plus, la simulation du système de ventilation et de conditionnement de l'air, incluant la recirculation des contaminants, couplé à la simulation CFD des mouvements d'air dans les enceintes aquatiques constitue un autre aspect original de cette thèse.

#### **0.4 Structure de la thèse**

Cette thèse par articles s'organise en six chapitres. Le chapitre 1 présente l'état des connaissances des établissements aquatiques à l'égard du  $\text{NCl}_3$  dans l'air des enceintes, des stratégies de ventilation adoptées, des indices de caractérisation de la qualité de l'air, des simulations numériques de l'écoulement de l'air, des dépenses énergétiques, de l'évaporation de l'eau des bassins puis du confort thermique des occupants.

Le chapitre 2 présente le centre aquatique choisi ainsi que les méthodes utilisées pour étudier l'écoulement de l'air et le comportement du  $\text{NCl}_3$  à l'état gazeux. La validation du modèle numérique, l'implantation d'un modèle d'évaporation d'eau ainsi que sa validation et les indices de confort thermique des occupants sont également présentés dans ce chapitre.

Le chapitre 3 présente le premier article intitulé: « *A Numerical Study of the Impacts of Outdoor Air Intake and Air Change per Hour on the Trichloramine Concentrations in a Swimming Pool Enclosure* ». Cet article publié dans la revue *Frontiers in Built Environment* porte sur l'étude numérique des impacts de l'apport d'air extérieur et du nombre de changements d'air par heure sur les concentrations de  $\text{NCl}_3$ .

Le chapitre 4 présente le deuxième article publié dans la revue *Journal of Building Engineering*. Cet article intitulé « *Deck Level Air Extraction and its Impact on Trichloramine*

*Concentration in an Indoor Swimming Pool: A Numerical Study* » présente l'impact de l'ajout de bouches d'extraction au niveau de la plage sur la vitesse et la direction de l'écoulement d'air à la surface du bassin et sur les concentrations de  $\text{NCl}_3$ .

Le troisième article intitulé : « Impact of Modified Ventilation Strategies on Water Evaporation Rate and Thermal Comfort in an Indoor Swimming Pool by numerical study » soumis à la revue *Building and Environment* fait l'objet du chapitre 5. Cet article reprend les stratégies de ventilation les plus prometteuses en termes de qualité de l'air intérieur et analyse l'impact de ces stratégies sur les taux d'évaporation de l'eau du bassin et le confort thermique des occupants.

La thèse se termine par une synthèse des principaux résultats (chapitre 6), une conclusion générale et des recommandations de travaux futurs.

# CHAPITRE 1

## ÉTAT DES CONNAISSANCES

Ce chapitre présente l'état des connaissances des établissements aquatiques en débutant avec la concentration du  $\text{NCl}_3$  dans l'air des enceintes et les stratégies de ventilation adoptées comme moyen de mitigation. Ce chapitre se poursuit en présentant les dépenses énergétiques, le confort thermique des occupants puis se termine avec les simulations numériques de l'écoulement de l'air.

### 1.1 Le $\text{NCl}_3$ dans l'air des enceintes aquatiques

Le  $\text{NCl}_3$  est un sous-produit du chlore, agent désinfectant couramment utilisé dans l'eau des piscines, qui se volatilise aisément et se retrouve dans l'air intérieur des centres aquatiques. Il est formé par la réaction des ions de chlore libres avec de l'azote issu de biofluides introduits par les baigneurs, particulièrement la sueur et l'urine (Afifi & Blatchley, 2015). Le  $\text{NCl}_3$  peut être très irritant pour les yeux et les voies respiratoires supérieures causant potentiellement des maladies respiratoires tel l'asthme et la bronchite chez les travailleurs et chez les baigneurs (Thickett, McCoach, Gerber, Sadhra, & Burge, 2002, Fantuzzi et al., 2010, ANSES, 2012, Parrat et al. 2012, Romberg, Tufvesson, & Bjermer, 2012, Nordberg et al., 2012, Fornander, Ghafouri, Lindahl, & Graff, 2013, et Chu, Cheng, Wang, & Tsai, 2013). Andersson et al. (2018) ont étudié l'exposition des enfants à la trichloramine et ont constaté une augmentation notable du risque de développer de l'asthme chez les enfants de moins de 7 ans participant à des activités en piscine intérieure.

#### 1.1.1 La réglementation

Les concentrations de  $\text{NCl}_3$  dans l'air ne sont pas réglementées au Québec ni au Canada. Néanmoins, certains organismes recommandent des valeurs limites de concentration variant de 0,10 à 0,50  $\text{mg/m}^3$ , selon la durée d'exposition, tel que rapporté dans le tableau 1.1 (Lévesque, Vézina, Gauvin, & Leroux, 2015, Wastensson & Erikson, 2019, Nitter & Svendsen,

2020, Ahmadpour et al. 2022). Parrat et al. (2014) proposent une valeur limite d'exposition moyenne pondérée (TLV) de 0,3 mg/m<sup>3</sup> basée sur leurs résultats.

Tableau 1.1 Valeurs limites d'exposition moyenne pondérée de la concentration de NCl<sub>3</sub> dans l'air des enceintes des piscines

| <b>Organisme</b>  | <b>Pays</b> | <b>Concentration de NCl<sub>3</sub> (mg/m<sup>3</sup>)</b> |
|---|-------------|--|
| Ministry of Social Affairs and Health, 2012                                   | Finlande    | 0,50   |
| Organisation mondiale de la santé, 2006                                       | -           | 0,50   |
| WorkSafeBC, 2014  | Canada      | 0,35   |
| Agence française de sécurité sanitaire de l'environnement et du travail, 2010 | France      | 0,30   |
| German Federal Environment Agency 2011  | Allemagne   | 0,20   |
| Swiss technical standard, 2011  | Suisse      | 0,20   |
| Nordic Expert Group, 2020   | Norvège     | 0,10   |

### 1.1.2 Concentration de NCl<sub>3</sub> mesurée

Les résultats expérimentaux disponibles dans la littérature scientifique montrent que les concentrations de NCl<sub>3</sub> dans l'air des enceintes aquatiques peuvent être plus élevées que les valeurs limites recommandées et surtout qu'elles sont variables dans le temps et d'une enceinte aquatique à l'autre (Tardif et al. 2015). La grande majorité de ces mesures sont prises dans la zone de respiration entre 5 et 150 cm de hauteur au-dessus de la plage. Certains chercheurs ont pris des mesures à d'autres emplacements tel qu'au-dessus de l'eau, au niveau d'une chaise de sauveteur (~2,5 m), à la grille de retour d'air et à une grille d'alimentation en air, dépendamment de l'approche préconisée et des équipements disponibles.



En effet, la méthode de mesure est complexe et requiert un savoir-faire et des équipements spécialisés en laboratoire. Des appareils permettant une mesure directe de la concentration de  $\text{NCl}_3$  sont en développement, mais ceux-ci n'ont pas fait l'objet d'une comparaison rigoureuse par rapport aux méthodes d'échantillonnages traditionnelles. Soulignons également que le  $\text{NCl}_3$  est un gaz explosif ce qui limite aussi son utilisation en laboratoire.

Le tableau 1.2 rapporte les concentrations de  $\text{NCl}_3$  moyennes (par ordre décroissant), minimales et maximales mesurées dans diverses enceintes aquatiques avec la hauteur correspondant aux mesures. D'abord les mesures rapportées pour une seule enceinte de piscine sont présentées puis celles englobant plus d'une enceinte. Les concentrations moyennes varient de 0,11 à 0,62  $\text{mg/m}^3$  tandis que les valeurs maximales varient de 0,21 à 1,34  $\text{mg/m}^3$ . Plusieurs chercheurs rapportent leurs résultats sous forme de moyenne temporelle au cours d'une journée ou d'une semaine, selon leur approche. La variation temporelle est étudiée tandis que la variation spatiale reste à être davantage explorée. Lors d'une campagne de mesures de  $\text{NCl}_3$  réalisée dans quatre enceintes aquatiques, Ahmadpour et al. (2022) ont étudié cette variation spatiale, sur un plan horizontal en y déployant trois emplacements de mesures sur la plage, soit un seul emplacement par côté du bassin, pour chaque enceinte étudiée. Les concentrations moyennes de  $\text{NCl}_3$  pour chacun des trois côtés du bassin sont de 0,22, 0,23 et 0,24  $\text{mg/m}^3$  pour la piscine 1, de 0,20, 0,26 et 0,33  $\text{mg/m}^3$  pour la piscine 2, de 0,11, 0,13 et 0,15  $\text{mg/m}^3$  pour la piscine 3 et de 0,23, 0,36 et 0,43  $\text{mg/m}^3$  pour la piscine 4. Il en résulte des variations spatiales significatives (plan horizontal) pour les piscines 2 et 4 seulement, avec un écart allant jusqu'à 63% et 88%, respectivement. Ahmadpour et al. (2022) ont également étudié la variation spatiale sur le plan vertical pour la piscine 4, mais n'ont pas constaté de gradient (variation verticale) entre les mesures prises à 50 et 150 cm au-dessus de la plage. De même, Parrat et al. (2012) n'ont pas trouvé de gradient vertical de  $\text{NCl}_3$  dans leurs mesures expérimentales effectuées à 16 et 130 cm au-dessus de l'eau. D'autre part, Wu et al. (2021) ont mesuré des concentrations de  $\text{NCl}_3$  significativement plus élevées à une hauteur de 40 cm au-dessus du niveau de l'eau (fourchette de 0,62 à 1,2  $\text{mg/m}^3$ ) par rapport à une hauteur de 320 cm (de 0,35 à 0,65  $\text{mg/m}^3$ ), dans l'enceinte d'un centre aquatique pendant une compétition de natation.

Tableau 1.2 Concentration moyenne de  $\text{NCl}_3$  mesurée dans l'air des enceintes de piscines

| Auteurs  | Hauteur des mesures (cm) | Enceinte de piscine, numéro et nombre | Concentration de $\text{NCl}_3$ ( $\text{mg}/\text{m}^3$ ) |        |      |
|--|--------------------------|---------------------------------------|--|--------|------|
|  |                          |                                       | moyenne  | min    | max  |
| <b>Résultats pour une enceinte de piscine</b>              |                          |                                       |  |        |      |
| Goma et al. (2017)   | 5                        | #1 de 1                               | 0,62   | -      | -    |
| Lévesque et al. (2015)                                     | 30                       | #1 de 1                               | 0,38   | 0,30   | 0,51 |
| Goma et al. (2017)   | 5                        | #1 de 1                               | 0,38   | -      | -    |
| Wu et al. (2021)   | 320                      | #1 de 1                               | 0,37   | 0,15   | 0,61 |
| Ahmadpour et al. (2022)                                    | 150                      | #4 de 4                               | 0,32   | 0,20   | 0,45 |
| Parrat et al. (2012)                                       | 130                      | #1 de 30                              | 0,26   | -      | -    |
| Ahmadpour et al. (2022)                                    | 150                      | #4 de 4                               | 0,24   | 0,07   | 0,45 |
| Ahmadpour et al. (2022)                                    | 150                      | #2 de 4                               | 0,24   | 0,13   | 0,40 |
| Ahmadpour et al. (2022)                                    | 50                       | #4 de 4                               | 0,23   | 0,10   | 0,48 |
| Ahmadpour et al. (2022)                                    | 150                      | #1 de 4                               | 0,23   | 0,15   | 0,35 |
| Parrat et al. (2012)                                       | 16                       | #1 de 30                              | 0,23   | -      | -    |
| Catto et al. (2012)  | 150                      | #2 de 2                               | 0,22   | 0,08   | 0,21 |
| Catto et al. (2012)  | 150                      | #1 de 2                               | 0,14   | 0,11   | 0,35 |
| Ahmadpour et al. (2022)                                    | 150                      | #3 de 4                               | 0,13   | 0,10   | 0,23 |
| Lee et al. (2023)  | 450                      | #1 de 1                               | -  | 0,10   | 0,80 |
| Carbonnelle et al. (2008)                                  | 20                       | #1 de 1                               | -  | 0,16   | 0,28 |
| <b>Résultats regroupant plusieurs enceintes de piscine</b> |                          |                                       |  |        |      |
| Jacobs et al. (2007)                                       | 30 et 150                | 6                                     | 0,56   | 0,13   | 1,34 |
| Westerlund et al. (2015)                                   | 50 et 150                | 8                                     | 0,35   | 0,18   | 0,64 |
| Tardif et al. <sup>1</sup> (2015)                          | 30 et 150                | 41                                    | 0,23   | < 0,05 | 0,56 |
| Bessonneau et al. (2011)                                   | 25 et 150                | 15                                    | 0,19   | 0,20   | 1,26 |
| Saleem et al. (2019)                                       | 50                       | 5                                     | 0,14   | 0,05   | 0,28 |
| Parrat et al. (2012)                                       | 130                      | 30                                    | 0,11   | 0,02   | 0,52 |
| Westerlund et al. (2015)                                   | -                        | 8                                     | 0,11   | 0,05   | 0,24 |
| Fantuzzi et al. (2013)                                     | -                        | 20                                    | -  | 0,20   | 1,20 |
| Schmoll et al. (2009)                                      | 20 et 150                | 92                                    | -  | 0,02   | 0,70 |

<sup>1</sup>Ces chercheurs ont mesuré les chloramines sans distinction entre la monochloramine ( $\text{NH}_2\text{Cl}$ ), la dichloramine ( $\text{NHCl}_2$ ) et le trichlorure d'azote ( $\text{NCl}_3$ )

Dans une étude englobant 92 enceintes de piscines intérieures, Schmoll et al. (2009) ont également trouvé un gradient de  $\text{NCl}_3$  entre les échantillons prélevés à 20 cm au-dessus de la surface de l'eau et à 150 cm au-dessus de la plage.

### **1.1.3 Paramètres influant la concentration de $\text{NCl}_3$**

L'agitation de l'eau est un phénomène influant la vaporisation du  $\text{NCl}_3$  tel que conclu par plusieurs chercheurs (Lee et al. 2023, Wu et al., 2021, Ahmadpour et al., 2022, Saleem et al., Tardif et al., 2015, Afifi & Blatchley III, 2015, Gerardin, Cloteaux, & Midoux 2015, Gerardin et al., 2015, Bessonneau et al. 2011, Weng et al., 2011, Jacobs et al., 2007). Un constat intéressant est rapporté par Weng et al. (2011) observant qu'un groupe de 30 nageurs de compétition fait hausser la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans l'air tout autant qu'un groupe de 100 enfants en baignade récréative. Afifi & Blatchley III (2015) font le même constat en affirmant que les concentrations les plus élevées sont mesurées lors d'une activité de 54 nageurs de compétition.

Le tableau 1.3 présente les paramètres liés à l'air d'enceintes aquatiques et leurs corrélations à l'égard de la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans la zone respirable, étudiés et rapportés dans la littérature. Ces paramètres sont la température et l'humidité relative de l'air intérieur, la hauteur de la prise des mesures  $\text{NCl}_3$ , la hauteur du plafond, le volume d'air de l'enceinte, le nombre de changements d'air par heure (CAH) et l'apport d'air extérieur. Notons que les caractéristiques des systèmes de ventilation tout comme certains paramètres tels que la vitesse et la direction de l'écoulement d'air, sont peu rapportées dans la littérature.

Tableau 1.3 Corrélations entre la concentration de  $\text{NCl}_3$  mesurée dans l'air et les paramètres de l'air

| Paramètres                                       | Valeurs du paramètre minimales à maximales | Corrélation | Auteurs                  |
|--|--|-------------|--------------------------|
| <b>Température de l'air</b>                      | 27 à 33°C                                  | Positive    | Bessonneau et al. 2011   |
|  | 23 à 30°C                                  | Négative    | Ahmadpour et al. 2022    |
|  | 29 à 30°C                                  | Aucune      | Parrat et al. 2008, 2012 |
| <b>Humidité relative de l'air</b>                | 27 à 86%                                   | Positive    | Ahmadpour et al. 2022    |
|  | 48 à 53%                                   | Aucune      | Parrat et al. 2008, 2012 |
| <b>Hauteur des prises de mesures</b>             | 30 et 150 cm                               | Aucune      | Jacobs et al. 2007       |
|  | 16 et 130 cm                               | Aucune      | Parrat et al. 2008, 2012 |
|  | 20 et 150 cm                               | Négative    | Schmoll et al. 2009      |
| <b>Hauteur du plafond de l'enceinte</b>          | nd   | Négative    | Jacobs et al. 2007       |
| <b>Volume de l'enceinte</b>                      | 350 à 17 565 m <sup>3</sup>                | Négative    | Bessonneau et al. 2011   |
| <b>Nombre de CAH (% d'air extérieur inconnu)</b> | < 1 à ≥ 2                                  | Négative    | Lévesque et al. 2015     |
|  | 0,2 à 0,5                                  | Aucune      | Parrat et al. 2008, 2012 |
| <b>Nombre de CAH à 100% air extérieur</b>        | 0,5 à 10,5                                 | Négative    | Schmoll et al. 2009      |

## 1.2 Ventilation dans les enceintes aquatiques

Les chloramines (dont la  $\text{NCl}_3$ ) doivent être évacuées de l'enceinte d'une piscine par une ventilation forcée (Lochner & Wasner, 2017). Les recommandations d'ASHRAE à l'égard du conditionnement de l'air, de sa distribution et de sa captation dans une enceinte aquatique sont regroupées et présentées au tableau 1.4.

Tableau 1.4 Recommandations d'ASHRAE à l'égard du conditionnement de l'air, de sa distribution et de sa captation, dans une enceinte aquatique (ASHRAE 2019a et b)

| <b>Recommandations de l'ASHRAE</b> |   |
|------------------------------------|---|
| Température de l'air               | - De 1 à 2 °C degrés supérieure à la température de l'eau   |
| Humidité relative                  | - Entre 40% et 60%  |
| Extraction de l'air                | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Évacuer l'air chaud et humide qui s'accumule dans le haut de l'enceinte.</li> <li>- Capturer les contaminants à proximité de leur(s) source(s) d'émission.</li> <li>- Éviter la recirculation des contaminants en rejetant l'air à l'extérieur du bâtiment.</li> <li>- Évaluer la faisabilité de positionner des grilles de captation de l'air au niveau de la plage et de la surface de l'eau.</li> </ul> |
| Soufflage de l'air                 | - Diriger l'air de soufflage sur la surface de l'eau pour guider les contaminants vers les bouches de captation.  |
| Nombre de CAH                      | <ul style="list-style-type: none"> <li>- De 4 à 6 pour une enceinte sans zone de spectateur</li> <li>- De 6 à 8 pour une enceinte avec une zone de spectateur</li> </ul>  |
| Apport d'air extérieur             | <ul style="list-style-type: none"> <li>- 2,4 L/s par m<sup>2</sup> de surface du bassin et de la plage</li> <li>- 0,3 L/s par m<sup>2</sup> de surface de l'aire de plancher des spectateurs en plus de 0,3 L/s par nombre de spectateurs</li> </ul>  |

### 1.2.1 Stratégies de ventilation par dilution

La ventilation par dilution (ou par mélange) est la stratégie la plus utilisée dans les enceintes de piscines intérieures (Baxter, 2012), ayant pour objectif la dispersion des contaminants dans tout le volume d'air afin d'en réduire la concentration dans les zones de respiration. D'ailleurs, Bessonneau, Derbez, Clément, & Thomas (2011) obtiennent une corrélation négative entre le volume de l'enceinte et la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans la zone de respiration. Ces chercheurs l'expliquent par la dilution des contaminants dans un plus grand volume d'air. Selon Cavestri

& Seeger-Clevenger (2008) ainsi que Baxter (2012), cette méthode de ventilation par dilution et d'extraction de l'air uniquement dans la partie supérieure du volume de l'enceinte n'est pas appropriée pour expulser les contaminants gazeux s'accumulant à la surface de l'eau, notamment la  $\text{NCl}_3$  qui est tangiblement plus dense que l'air (120 g/mol).

### **1.2.2 Extraction de l'air au niveau de la plage**

Cavestri & Seeger-Clevenger (2008), Baxter (2012) et Lochner & Wasner (2017) précisent que les bouches d'extraction doivent être situées au niveau du bassin de la piscine. Lochner & Wasner (2017) proposent une stratégie de ventilation par dilution (Figure 1.1) avec l'ajout de bouches d'extraction basse où l'extraction de l'air s'effectue par six grilles positionnées sur le même mur, dont trois sont situées dans le haut et trois sont situées dans le bas, en vis-à-vis. L'alimentation en air de l'enceinte est effectuée par des gaines circulaires positionnées dans le haut du volume, longeant les parois et le milieu de l'espace entre le bassin de compétition et les bassins récréatifs. Le soufflage de l'air est donc effectué au long de trois murs depuis le haut de l'enceinte et l'extraction de l'air est effectué au long du 4<sup>e</sup> mur depuis le haut et le bas (aucun soufflage d'air au long de ce mur). Cependant, Lochner & Wasner (2017) ne fournissent pas d'explication justifiant cette disposition ni d'information sur la répartition du débit total d'extraction de l'air entre l'extraction haute et l'extraction basse. De même, il n'y a aucune indication dans la littérature sur l'emplacement idéal des bouches d'extraction basse, leur quantité ni même leur débit d'extraction.

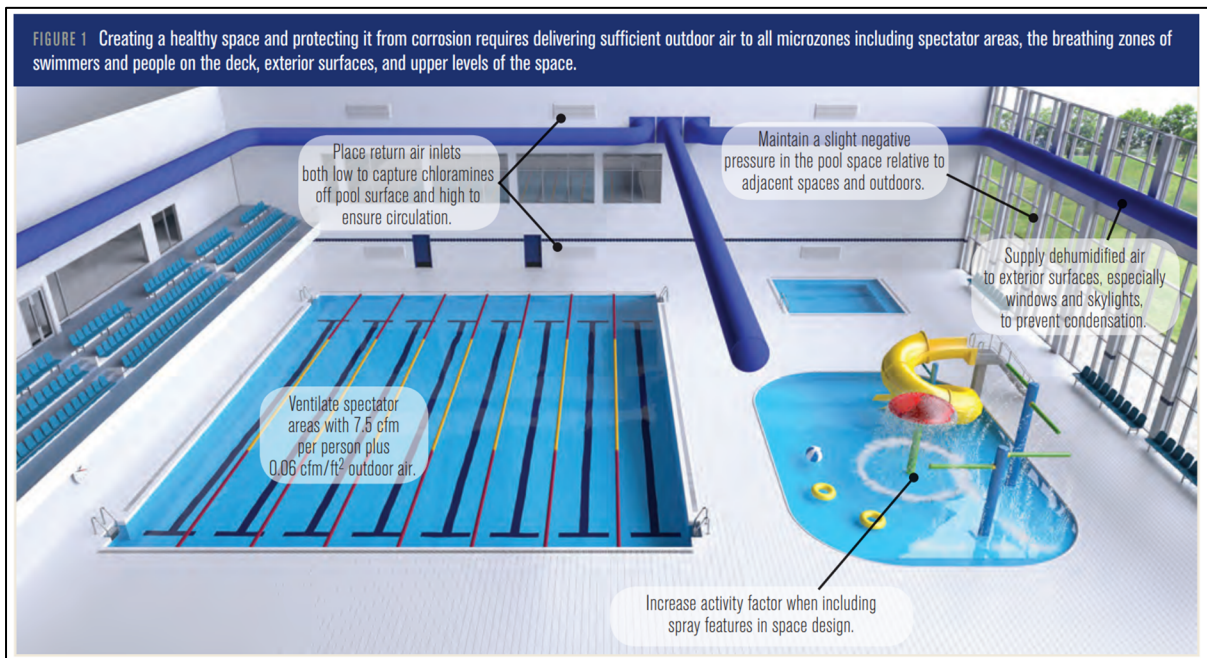


Figure 1.1 Disposition des grilles d'extraction hautes et basses dans une enceinte aquatique  
Tiré de Lochner et Wasner (2017, p.17)

Weng et al. (2011) ont étudié l'impact sur la concentration de  $\text{NCl}_3$  de l'ajout d'un système d'extraction d'air commercial, en tant que système de chauffage, ventilation et conditionnement de l'air (CVCA) secondaire, placé sur la plage à l'interface eau-air d'une piscine intérieure. Ils ont observé une réduction significative de la concentration de  $\text{NCl}_3$  seulement lorsque le ratio d'extraction d'air au niveau de l'eau est passé de 29% à 74% du débit d'extraction d'air total combiné à l'augmentation du nombre de changements d'air par heure (CAH) passant de 3,3 à 5,0. Ils ont toutefois conclu que leurs résultats pouvaient avoir été affectés par le niveau d'activité plus faible lié au nombre inférieur de baigneurs pendant l'échantillonnage de la  $\text{NCl}_3$ , pour cette dernière phase. Face à ces résultats peu concluants, ils ont recommandé que des recherches supplémentaires soient menées pour caractériser la performance de la stratégie d'extraction d'air au niveau de la plage et de la surface de l'eau.

De même, Xie & Cooper (2006) recommandent de placer les bouches d'extraction basses sur les murs intérieurs afin d'éviter le phénomène de court-circuit de l'air neuf. En effet, les bouches d'alimentation en air sont généralement situées sur les murs extérieurs aux abords des

fenêtres et des portes dans le but de réduire les risques de condensation de l'air intérieur au contact de ces surfaces plus froides que les murs, en période hivernale (ASHARE, 2019). Cet air chaud et sec délivré par les grilles de soufflage sert à réchauffer ces surfaces plus froides au-dessus du point de rosée de l'air ambiant (Naumov et al., 2015, Nelson & Totten, 2010). De plus, le fait de refroidir ou de réchauffer ces surfaces afin de les rapprocher de la température de consigne (ou température de l'air ambiant) contribue au confort des occupants au niveau des échanges thermiques par rayonnement. L'air ainsi admis le long des murs extérieurs peut traverser l'enceinte aquatique vers les bouches d'extraction idéalement positionnées sur un mur intérieur, toujours selon Xie et Cooper (2006).

Saleem et al. (2019) ont mesuré les taux de  $\text{NCl}_3$  dans l'air de cinq enceintes de piscine, dont trois étaient équipées d'un système d'extraction de l'air intégré dans la goulotte entourant la piscine. Ils ont constaté un taux élevé du contaminant dans ce système d'évacuation et une réduction significative dans l'air de l'enceinte. Ils ont conclu que cette stratégie de ventilation par aspiration avait un impact significatif en réduisant les taux de  $\text{NCl}_3$  de 36%.

### **1.2.3 Vitesse de l'air à la surface de l'eau**

La plupart des systèmes de ventilation sont conçus pour éviter un mouvement d'air excessif à la surface de l'eau (Baxter, 2012). Cette approche est adoptée pour limiter l'évaporation de l'eau et éviter la création de courants d'air pouvant affecter le confort thermique des baigneurs. ASHRAE (2019) recommande à cet égard de maintenir une vitesse de 0,15 m/s ou moins à la surface de l'eau. Selon Cavestri & Seeger-Clevenger (2008), une faible vitesse de déplacement de l'air à la surface de l'eau, de l'ordre de 0,05 à 0,10 m/s, serait suffisante pour assurer l'évacuation de  $\text{NCl}_3$ . Ainsi, il existe une plage de vitesse d'air à la surface de l'eau comprise entre 0,05 et 0,15 m/s qui est recommandée pour déplacer le  $\text{NCl}_3$  par advection sans augmenter le taux d'évaporation de l'eau au-delà d'une limite jugée acceptable.

### **1.2.4 Recirculation de l'air par le système CVCA**

La recirculation de l'air par les systèmes CVCA est une pratique courante dans de nombreux bâtiments, y compris dans les centres aquatiques, ayant pour objectif de réduire la dépense



énergétique liée au conditionnement de l'air extérieur. La figure 1.2 montre un schéma du parcours de l'air dans un système CVCA. Une portion de l'air extrait de l'enceinte de la piscine est rejetée à l'extérieur du bâtiment « air exhaust » tandis que l'autre portion est dirigée vers le système de traitement. Une quantité d'air de l'extérieur est ajouté « make up air » pour remplacer l'air rejeté. Ce processus permet de réduire les niveaux de CO<sub>2</sub>, les odeurs ainsi que divers contaminants accumulés dans les espaces intérieurs tout en minimisant la dépense énergétique par la récupération d'une portion de l'air sortant de l'enceinte. Donc ce nouveau mélange entre ensuite dans le système de traitement qui est typiquement muni de filtres, de serpentins de chauffage ou de refroidissement, d'un déshumidificateur ou d'un humidificateur, dans le but de fournir de l'air le plus sain possible comportant une température désignée « setpoint » ainsi qu'une quantité de vapeur d'eau (humidité relative) souhaitée. Cet air traité retourne dans l'enceinte de la piscine via les grilles de soufflage de l'air « air supply ».

Bessonneau et al. (2011) et Lochner & Wasner (2017) affirment que le taux d'air extérieur introduit dans le système de CVCA est un paramètre déterminant de la concentration de NCl<sub>3</sub> dans l'air. ASHRAE (2019b) prescrit un taux d'AE de 2,4 l/s par m<sup>2</sup> de surface du bassin et de la plage. Selon Lévesque et al. (2015), cette prescription serait suffisante pour maintenir la concentration de NCl<sub>3</sub> à un niveau inférieur ou égal à 0,30 mg/m<sup>3</sup>, ce qui correspond à la concentration maximale recommandée par certaines associations, dont l'Agence française de sécurité sanitaire de l'environnement et du travail (AFSSET) ainsi que WorkSafeBC (0,35 mg/m<sup>3</sup>). Cependant, ces auteurs ne précisent pas la stratégie de ventilation à adopter. Cavestri & Seeger-Clevenger (2008) concluent que la recommandation d'ASHRAE sur le débit d'AE peut être suffisante à condition qu'un système d'extraction d'air vers l'extérieur (air non recirculé) soit ajouté au niveau de l'eau du bassin. Par contre, selon Lochner & Wasner (2017), la quantité d'AE recommandée par ASHRAE ne serait pas suffisante pour plusieurs types d'installations de piscines intérieures munies d'équipements de jeux augmentant l'agitation et les éclaboussures de l'eau, favorisant ainsi la volatilisation de la NCl<sub>3</sub> dans l'air. D'après ces chercheurs, l'augmentation du taux d'AE est la piste à privilégier pour maintenir une qualité de l'air acceptable.

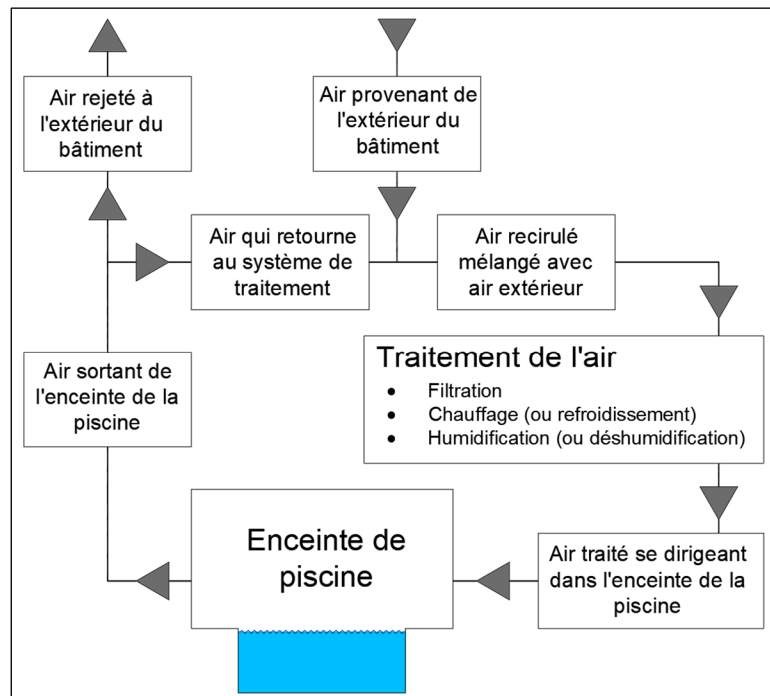


Figure 1.2 Schéma du parcours de l'air dans le système CVCA

### 1.3 Dépense énergétique des centres aquatiques

Les centres aquatiques ont une dépense énergétique très élevée par rapport à d'autres types de bâtiments. Dans le cadre d'une étude menée en Australie par Duverge et al. (2017), les centres aquatiques ont montré une dépense énergétique annuelle de 142% à 752% supérieure à celle des universités. De plus, les dépenses énergétiques variaient beaucoup parmi ces centres aquatiques selon le type d'installation et de construction. Notamment, les types d'installations avec glissades et jeux d'eau montraient une plus grande dépense énergétique que les centres ayant un seul bassin de natation sans jeux d'eau. L'air extérieur entrant dans le système de ventilation mécanique d'un édifice entraîne une certaine dépense énergétique pour hausser ou baisser sa température et son humidité relative, en fonction des conditions extérieures ainsi que des spécificités du système de conditionnement d'air (Persily 2014). Mais aussi en fonction des paramètres particuliers définis par l'usage spécifique du bâtiment ou d'une partie du bâtiment, par exemple une enceinte aquatique où l'environnement intérieur diffère significativement d'un espace commercial, industriel ou institutionnel typique.

Une part importante de la charge énergétique d'un centre aquatique est attribuable au chauffage de l'eau de la piscine (Duverge, Rajagopalan, & Fuller, 2017, Isaac, Hayes & Akers, 2010, Asdrubali, 2009 et Yuan et al. 2021a). Duverge et al. (2017) constatent que la perte d'énergie par l'évaporation de l'eau est significativement supérieure à la perte d'énergie survenant par conduction au travers de l'enveloppe du bâtiment pour un centre aquatique situé en Australie. Ce constat est partagé par Asdrubali et al. (2009) en affirmant que l'évaporation de l'eau du bassin de la piscine est la plus grande dépense énergétique rencontrée pour les enceintes de piscine.

Cependant, tel que rapporté par Yuan et al. (2021a) et présenté à la Figure 1.3, la dépense énergétique annuelle attribuable à l'évaporation de l'eau, incluant l'eau de remplacement, dans les enceintes de piscine intérieure en Finlande totalise 32% de la dépense énergétique totale et celle liée au chauffage de l'enceinte ainsi qu'à la ventilation totalise 33%.

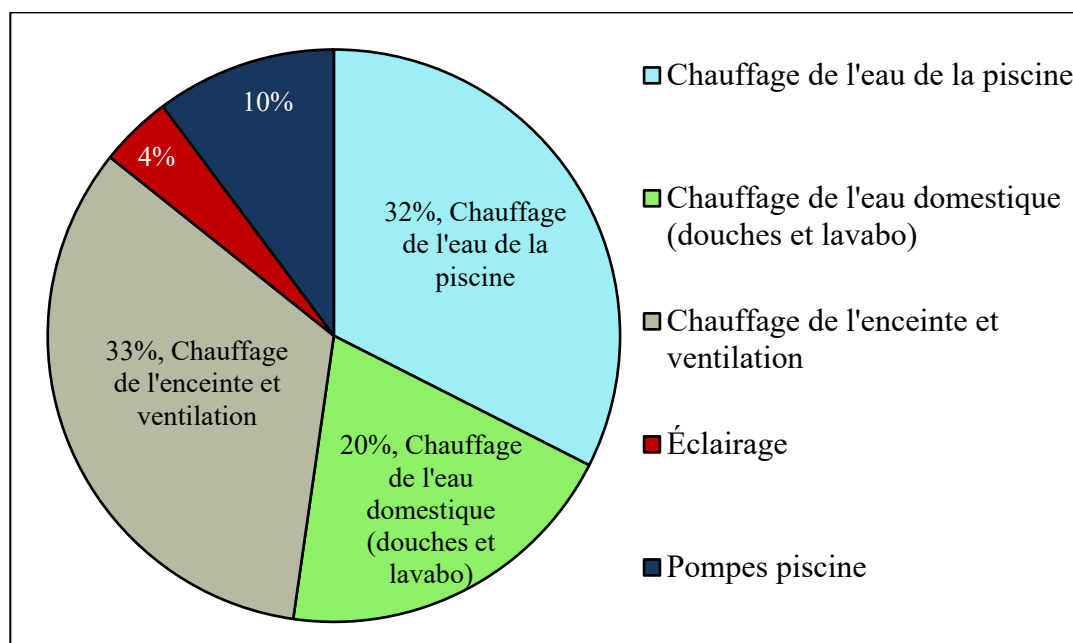


Figure 1.3 Répartition des dépenses énergétiques des enceintes de piscine en Finlande

Yuan, Lindroos, Jokisalo, Konosen & Pan (2021b) ont étudié numériquement la dépense énergétique d'un centre sportif situé en Finlande comprenant un aréna et une enceinte aquatique, en évaluant les impacts de la récupération et de la réutilisation de chaleur. Ces

chercheurs obtiennent des résultats numériques montrant une plus grande dépense énergétique annuelle liée au chauffage de l'enceinte, incluant le conditionnement de l'air, soit 1040 MWh/a tandis que la dépense énergétique liée à l'évaporation de l'eau (chauffage de l'eau) était de 649 MWh/a. Dans un climat nordique, la dépense énergétique liée à l'évaporation de l'eau ainsi qu'au chauffage de l'enceinte, incluant l'apport d'air extérieur, représente une part importante de la dépense d'énergie totale liée au fonctionnement d'un centre aquatique.

Kuyumcu et al. (2016) ont utilisé des modèles analytique et numérique pour évaluer la dépense énergétique d'une piscine intérieure en Turquie et ont constaté que 77% de la dépense énergétique sur une base annuelle était attribuable à l'évaporation de l'eau.

Buonomano et al. (2015) ont étudié la demande énergétique de l'eau d'une piscine intérieure située en Italie au moyen de simulations énergétiques avec le logiciel TRNSYS et ont obtenu, pour une journée froide en novembre, une dépense énergétique moyenne sur une durée de 24 heures de 476 MWh dont 58% était lié à la perte d'énergie dû à l'évaporation de l'eau et 29% au chauffage de l'eau de remplacement, perdue par évaporation, par éclaboussures et par rejet (5% du volume total).

### **1.3.1 Évaporation de l'eau**

L'évaporation d'eau à la surface de la piscine contribue de manière significative à la dépense énergétique d'un centre aquatique parce que l'eau de remplissage doit être chauffée et une partie de la chaleur de la piscine est également perdue avec le processus d'évaporation. De plus, le mouvement de l'air au-dessus d'une surface d'eau augmente le flux d'évaporation à la surface du bassin en déplaçant l'air saturé en vapeur d'eau près de cette surface (Shah 2018, ASHRAE 2021). L'air contenant moins de vapeur d'eau le remplace, permettant à une plus grande quantité d'eau de s'évaporer jusqu'à ce que l'air soit à nouveau saturé. S'il n'y a pas de mouvement d'air, la vapeur d'eau est transportée uniquement par diffusion brownienne, mais ce processus est très lent (Shah 2018).

Blazquez et al. (2017), en utilisant le logiciel ANSYS Fluent, ont proposé un modèle d'évaporation de l'eau dans un hall de piscine. Ce modèle a été validé en reproduisant

numériquement quatre expériences différentes d'évaporation de l'eau. Ils ont simulé l'évaporation de l'eau pour des conditions environnementales variant de 20 à 32 °C, de 40 à 70 % d'humidité relative et avec des vitesses à proximité de la surface de l'eau comprises entre 0,05 et 2,00 m/s.

Blazquez et al. (2018 et 2023) ont également réalisé plusieurs expériences d'évaporation d'eau dans un tunnel aérodynamique et les ont reproduites numériquement avec un modèle développé dans une étude antérieure (Blazquez et al., 2017). Le flux massique d'eau évaporée variait de 39 à 720 g/m<sup>2</sup>h pour une température de l'air comprise entre 26 et 30°C, une humidité relative comprise entre 28 et 71 % et des vitesses près de la surface de l'eau comprises entre 0,08 et 1,02 m/s.

Asdrubali et al. (2009) ont mené des expériences d'évaporation de l'eau dans une chambre environnementale et ont observé que le flux d'évaporation de l'eau augmente avec l'augmentation de la température de l'air et la diminution de l'humidité relative. Avec une vitesse d'air maintenue à 0,05 m/s et des températures d'air variant de 20 à 30 °C, ils ont obtenu des flux d'évaporation d'eau de 48 à 72 g/m<sup>2</sup>h avec une humidité relative de 70 %, de 80 à 112 g/m<sup>2</sup>h avec une humidité relative de 60 % et de 104 à 160 g/m<sup>2</sup>h avec une humidité relative de 50 %.

Sobhi et al (2022) ont simulé par CFD l'évaporation de l'eau dans une enceinte aquatique avec les formules de Biasin et Krumme (Shah, 2008) pour une piscine occupée (facteur d'activité de 0,5) et inoccupée, ce qui a donné un flux de vapeur d'eau pour leurs cinq cas simulés variant de 153 à 158 g/m<sup>2</sup>h et de 16 à 17 g/m<sup>2</sup>h, respectivement.

#### **1.4 Confort thermique**

Sobhi et al. (2022) ont étudié par simulation numérique le confort thermique des spectateurs assistant à une compétition de natation dans une piscine de 7000 m<sup>3</sup> avec une surface d'eau de 375 m<sup>2</sup> (piscine de 25m × 15m), en utilisant les indices PMV « predictive mean vote » (Fanger, 1972) et PPD « predictive percent of dissatisfied people » (Fanger 1972 et 1986). Ils ont étudié cinq cas en faisant varier le nombre de spectateurs, en tenant compte de l'effet des panaches

thermique autour d'eux, dans un climat chaud lorsque de l'air frais est fourni dans l'enceinte (mode climatisation). Ils ont obtenu des indices PMV pour la zone au-dessus de la plage allant de -0,3 à 0,6, ce qui correspond à un indice PPD variant de 7 à 13% de personnes insatisfaites par rapport à un environnement dans la zone neutre (optimale), mais vers un environnement "légèrement trop frais" à "légèrement trop chaud", respectivement. Ils ont calculé l'indice PMV pour une personne assise habillée avec une activité métabolique de 1 Met (1 Met = 58,2 W/m<sup>2</sup>). La température de l'air de soufflage a été maintenue à 16°C, celle de la surface de l'eau à 29°C et celle des murs à 35°C. Leurs résultats au-dessus de la plage ont montré que la température de l'air se situait entre 19 et 23°C et que l'humidité relative variait entre 72 et 84%. Sobhi et al. (2022) ont conclu que la position des grilles de soufflage de l'air était cruciale pour améliorer l'environnement thermique des spectateurs dans un contexte où l'air frais était fourni pour abaisser la température ambiante. Leurs résultats concernant le confort thermique des baigneurs montrent un environnement confortable à un niveau optimal ou proche de celui-ci, mais la peau humide des baigneurs sortant de l'eau n'a pas été prise en compte.

Barone et al. (2023) ont présenté un modèle thermique du corps humain couplé dynamiquement à un logiciel ajustant les points de consigne de l'air ambiant (température et humidité relative) du système CVCA afin d'assurer le confort thermique des occupants. Ils ont utilisé trois indices de confort thermique pour leur recherche : l'indice PMV (Fanger, 1972), l'indice DISC (thermal discomfort) de Pierce et l'indice TSV (thermal subjective vote) de Ksu. L'ajustement des paramètres de consigne du système CVCA est basé sur la température de la peau simulée des occupants par le modèle thermique du corps humain. En effet, ce paramètre (température de la peau) est un déterminant essentiel du confort thermique (Liu et al. (2011). Barone et al. (2023) ont comparé la dépense énergétique du cas de référence à celle de scénarios simulés adaptés et optimisés basés sur le confort afin d'évaluer le coût (en termes d'énergie) pour obtenir un environnement plus confortable pour les occupants et qui peut également s'adapter dynamiquement au système de thermorégulation du corps humain.

Revel & Arnesano (2014) ont étudié le confort thermique des occupants d'un centre sportif comprenant une piscine, en utilisant l'indice PMV (Fanger, 1972) et l'indice TSV de Ksu (Azer & Hsu, 1977). Ils ont ajouté un terme d'évaporation à l'équation PMV originale basée sur le

modèle de Stolwijk afin de prendre en compte la chaleur latente perdue par l'évaporation de la peau humide des baigneurs sortant de l'eau et se tenant sur la plage. En effet, l'indice PMV original ne tient pas compte de la peau mouillée des baigneurs qui peuvent ressentir un inconfort thermique lié à la vitesse de l'air autour d'eux. Ils ont obtenu un PMV moyen de -0,2 à -0,6 avec des indices TSV correspondants (résultats expérimentaux), pour des nageurs qui venaient de sortir de l'eau. Revel & Arnesano (2014) ont donc démontré dans leur recherche que l'ajout d'un terme d'évaporation à l'indice PMV donnait des résultats correspondant à leurs résultats expérimentaux.

### **1.5 Simulations numériques de l'écoulement de l'air dans une enceinte aquatique**

Les mouvements d'air et de contaminants gazeux sont régis par des équations de conservation et la simulation numérique est une technique permettant de trouver une solution approximative dans le temps et dans l'espace à ces équations. Cependant, les études où la simulation numérique des écoulements (CFD) a été utilisée dans le contexte des piscines intérieures sont peu nombreuses.

En plus des quelques auteurs rapportés dans les paragraphes précédents ayant utilisé la CFD comme méthode, Ciuman & Lipska (2018) ont étudié les propriétés de l'air dans une enceinte de piscine (Allemagne) de  $906 \text{ m}^3$  avec un bassin de  $88 \text{ m}^2$ , en effectuant des simulations numériques basées sur les équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds (RANS) et en utilisant les taux d'évaporation de l'eau suggérés dans la norme allemande VDI-2089 partie 1 (VDI-2010). La piscine étudiée est équipée d'un système de ventilation mécanique avec des entrées d'air distribuées le long d'un mur extérieur sous les fenêtres et le long du mur opposé, au plafond. Les sorties d'extraction d'air sont positionnées dans une configuration à deux rangées sur une retombée du plafond au-dessus du bassin. Leurs résultats expérimentaux (deux positions de mesure) ont donné des vitesses d'air moyennes de 9,0 et 15,0 cm/s par rapport à 4,0 et 10,0 cm/s (résultats numériques), à 20,0 cm au-dessus de la surface de l'eau. Ils ont obtenu un bon accord au niveau de la température, l'humidité relative et la vitesse de l'air lors de la reproduction numérique de l'environnement intérieur, par rapport à leurs résultats expérimentaux, malgré quelques divergences avec la vitesse moyenne.

Rojas & Grove-Smith (2018) ont réalisé des simulations numériques d'écoulement d'air dans une enceinte de piscine intérieure. La dispersion des contaminants est modélisée à l'aide d'une équation de transport de masse permettant de calculer l'efficacité des changements d'air avec l'indice d'élimination des contaminants (CRE). Ces chercheurs ont obtenu de meilleurs indices d'efficacité de renouvellement d'air pour éliminer les contaminants lorsque les grilles d'extraction d'air sont positionnées au niveau de la plage.

Limane, Fellouah & Galanis (2017) ont étudié les paramètres de l'air dans une enceinte aquatique de 6900 m<sup>3</sup> au Canada (Sherbrooke), en réalisant des simulations numériques de l'écoulement de l'air avec le logiciel OpenFOAM et ont testé quatre modèles de turbulence ( $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$  SST, RNG  $k-\epsilon$  et  $k-\epsilon$  Launder Sharma). Ils ont mesuré la vitesse de l'air à 16 endroits à une hauteur de 0,2 m au-dessus de la plage et à 0,5 m des murs, donnant des résultats entre 1 et 23 cm/s alors que leurs résultats numériques donnaient des vitesses d'air entre 0 et 31 cm/s. Les auteurs ont obtenu une bonne concordance entre les quatre modèles de turbulence étudiés et leurs résultats expérimentaux. Ils ont également étudié l'impact des nageurs sur l'écoulement de l'air et ont conclu que la température de l'air et le niveau d'humidité sont plus homogènes dans la zone occupée avec un tel mouvement à la surface de l'eau.

Une étude qui met l'emphase sur le développement d'un modèle numérique à l'interface eau-air a été publiée par Blazquez, Maestre, Gallero, & Gomez (2018). Bien qu'aucune modélisation d'une enceinte réelle n'ait été faite, les auteurs ont comparé avec succès leur modèle avec des résultats obtenus en laboratoire sur un bassin de 25 cm × 25 cm. Calise, Figaj, & Vanoli (2018) ont déterminé la dépense énergétique d'une enceinte de piscine au moyen de simulations numériques avec le logiciel TRNSYS (*Thermal Energy System Specialists*) à l'égard d'une réhabilitation des systèmes de production d'énergie de l'établissement. Ces chercheurs proposent une méthode pour calculer le transfert de masse et d'énergie entre l'eau du bassin et l'air ambiant de l'enceinte.



## CHAPITRE 2

### MÉTHODOLOGIE

Ce chapitre présente les méthodologies expérimentale et numérique pour atteindre les objectifs de la thèse. Le chapitre débute par une présentation de la piscine intérieure étudiée, du code numérique et du modèle numérique de la piscine. La méthodologie permettant la validation de ce modèle est ensuite présentée. S'en suivent le modèle d'évaporation d'eau et sa validation. Le chapitre se termine par une présentation des indices de la qualité de l'air intérieur et des indices de confort thermique retenus pour l'étude.

#### 2.1 Enceinte de la piscine étudiée

La piscine étudiée est située dans la région de Montréal et comporte un bassin intérieur avec trois tremplins ainsi qu'une zone pour les spectateurs aménagée en mezzanine (Figure 2.1). Ses principales dimensions et caractéristiques pertinentes pour la présente étude sont présentées au tableau 2.1.



Figure 2.1 Photo de l'enceinte de la piscine étudiée

Tableau 2.1 Caractéristiques de l'enceinte de la piscine étudiée et de son système CVCA

| <b>Caractéristiques de l'enceinte</b>  |  |
|--|--|
| Dimensions du bassin                   | 14 × 25 m  |
| Volume de l'enceinte                   | 9 200 m <sup>3</sup>                                 |
| Surface de la plage incluant le bassin | 900 m <sup>2</sup>                                   |
| Dimension de l'enceinte                | $\Delta x \times \Delta y \times \Delta z$ (hauteur) |
| Enceinte excluant la mezzanine         | 36 × 25 × 9 m <sup>3</sup>                           |
| Mezzanine                              | 33 × 5 × 5 m <sup>3</sup>                            |
| <b>Système CVCA</b>                    |  |
| Branches de ventilation                | Débit d'air (m <sup>3</sup> /s)                      |
| 1 - Solarium                           | 4,9  |
| 2 - Gaine en tissus                    | 3,1  |
| 3 - Mezzanine                          | 1,3  |
| <b>Total</b>                           | <b>9,3</b>   |

### 2.1.1 Système CVCA de l'enceinte

L'apport d'air dans l'enceinte de la piscine s'effectue par trois branches distinctes de ventilation raccordées à un système d'air conditionné dédié uniquement à cet espace. La figure 2.2 montre certaines composantes d'alimentation et d'extraction de l'air. La première branche injecte de l'air par des diffuseurs linéaires placés au bas des fenêtres des cinq solariums, sur le dessus des murets (Figures 2.2a et 2.2b). L'air est soufflé vers le haut et latéralement vers les portes coulissantes du centre des solariums. La deuxième branche injecte l'air au travers d'un conduit circulaire en tissus situé proche du plafond (Figure 2.2c). Trois séries linéaires de multiples petites ouvertures circulaires distribuent cet air conditionné vers la surface de l'eau du bassin. La troisième branche injecte l'air dans le secteur des gradins par six diffuseurs circulaires raccordés à un conduit circulaire et rectiligne proche du plafond (Figure 2.2d). L'air est soufflé vers le bas avec un angle variable suivant l'inclinaison des lames des diffuseurs circulaires. L'extraction de l'air s'effectue par deux grilles contiguës positionnées dans le haut du mur se trouvant derrière les plongeurs. Les débits d'air extrait du schéma de ventilation fourni par la ville de Montréal sont présentés au tableau 2.1.

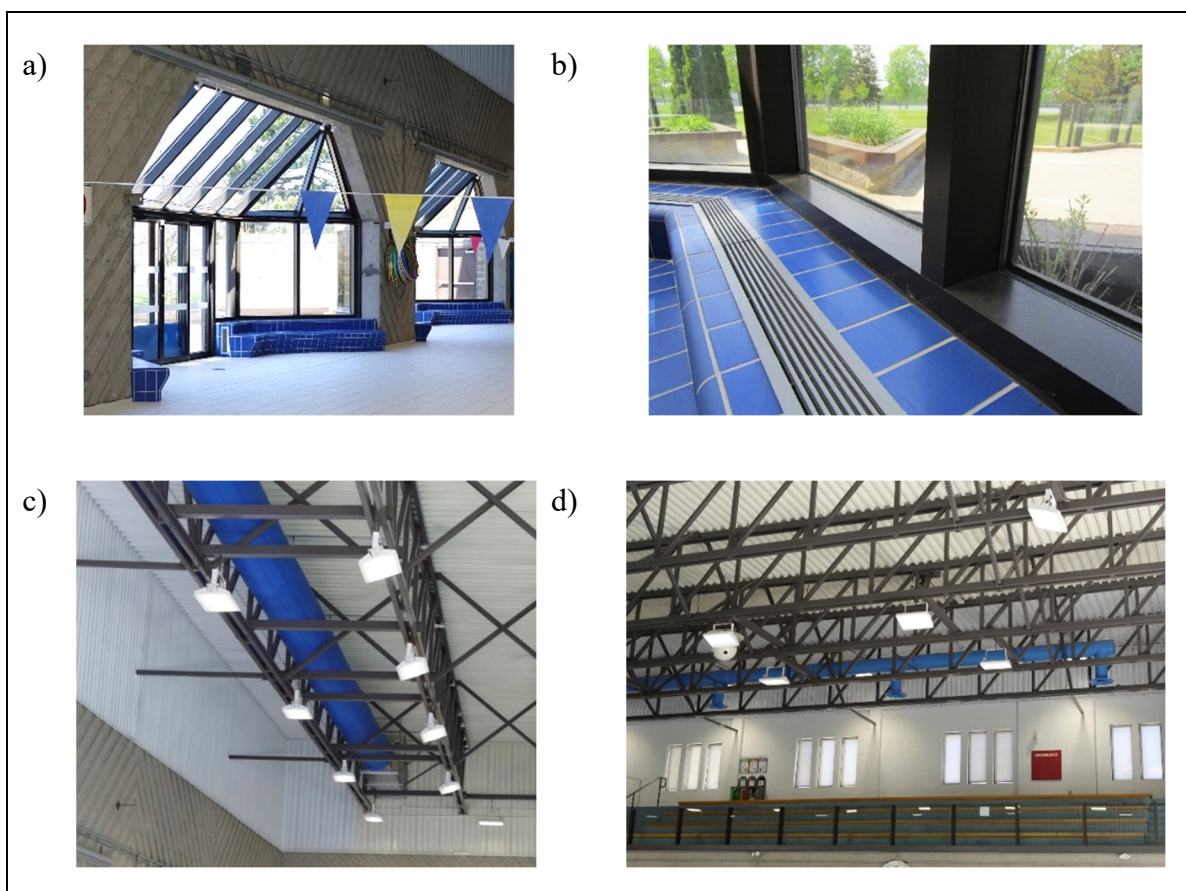


Figure 2.2 Composantes du système CVCA a) solarium b) diffuseur linéaire dans un solarium c) gaine en tissu perforé d) diffuseur d'air circulaire en mezzanine

## 2.2 Modèle numérique

L'étude de la dispersion du  $\text{NCl}_3$  dans l'air de l'enceinte de la piscine étudiée est réalisée au moyen de simulations numériques permettant de modéliser les mouvements d'air, la distribution de la température et la dispersion d'un contaminant gazeux dans l'espace intérieur. Cette approche permet d'étudier l'impact de la modification des paramètres du système de ventilation sur la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans les zones de respiration des occupants ainsi que dans tout le volume de l'enceinte.

L'enceinte de la piscine est reproduite avec le code libre accès *Fire Dynamic Simulator* (FDS) (McGrattan et al. 2021a) et le logiciel PyroSIM (Thunderhead Engineering, 2021) servant d'interface graphique pour ce code, avec lequel les Figures 3.3, 4.3 et 5.2 (chapitres 3, 4 et 5)

ont été notamment réalisées, illustrant bien le modèle numérique de l'enceinte de la piscine étudiée.

### 2.2.1 Code numérique

Les simulations numériques de l'écoulement de l'air, de la température de l'air intérieur, de l'advection et de la diffusion du  $\text{NCl}_3$  dans le hall de la piscine ont été réalisées avec le logiciel *Fire Dynamics Simulator* (FDS) ver. 6.7 (McGrattan et al., 2021a). FDS résout les équations de Navier-Stokes en régime transitoire pour des écoulements à « faible » vitesse soit 100 m/s et moins (McGrattan et al., 2021b). Ces équations sont couplées à l'équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_s) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h_s) = \frac{DP}{Dt} - \frac{\partial q_i''}{\partial x_i} \quad (2.1)$$

où  $h_s$  est l'enthalpie sensible,  $u_i$  représente les composantes de la vitesse d'écoulement et  $q_i''$  représente les flux de chaleur conductifs, convectifs et radiatifs. Pour un gaz parfait, l'enthalpie sensible et la température (T) sont liées par la relation suivante :

$$h_s = c_p T \quad (2.2)$$

où  $c_p$  est la capacité thermique de l'air (supposée constante). La variation de la température, la masse volumique de l'air ( $\rho$ ) et la pression (P) sont reliées par la loi des gaz parfaits :

$$P = \rho \frac{RT}{W} \quad (2.3)$$

dans laquelle  $W$  est le poids molaire de l'air et  $R$  est la constante universelle (8314,5 J/kmolK) des gaz. L'équation de conservation de la masse du  $\text{NCl}_3$  s'établit comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{\text{NCl}_3}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i Y_{\text{NCl}_3}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \rho D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial}{\partial x_i} Y_{\text{NCl}_3} \right] \quad (2.4)$$

où  $Y_{\text{NCl}_3}$  représente la fraction massique en kg de  $\text{NCl}_3$  par kg d'air et  $D$  est le coefficient de diffusion moléculaire ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) et  $\frac{\mu_t}{Sc_t}$  représente la diffusion turbulente.  $Sc_t$  est le nombre de Schmidt turbulent qui a été fixé à 0,8 pour toutes les simulations. Le modèle de viscosité turbulente  $\mu_t$  proposé par Deardorff (Deardorff 1980) a été adopté pour modéliser la turbulence de sous-maille.

$$\mu_t = \rho C_v \Delta \sqrt{k_{sgs}} \quad (2.5)$$

$$\Delta = (\Delta x \times \Delta y \times \Delta z)^{1/3} \quad (2.6)$$

$$k_{sgs} = \frac{1}{2} \left[ (\bar{u} - \hat{u})^2 + (\bar{v} - \hat{v})^2 + (\bar{w} - \hat{w})^2 \right] \quad (2.7)$$

$C_v$  est une constante fixée à 0,1 et  $\Delta$  représente la dimension caractéristique d'une cellule du maillage.  $k_{sgs}$  est l'énergie cinétique turbulente de sous-maille (sub-grid scale),  $\bar{u}$  est la vitesse moyenne spatiale au centre de la cellule et  $\hat{u}$  est la vitesse moyenne spatiale des cellules adjacentes.

Ces équations de conservation sont résolues par la méthode de simulation des grandes structures de la turbulence mieux connu sous le nom « *Large Eddy Simulation* » (LES). La discrétisation spatiale est réalisée à l'aide d'un schéma de différences finies de 2<sup>e</sup> ordre sur un maillage structuré. Une discrétisation explicite d'ordre 2 est employée pour les termes transitoires. La méthode de frontières immergées « *immersive boundaries method* » est utilisée pour le traitement des obstructions solides dans le domaine de calcul (Fadlun et al., 2000). Le logiciel PyroSim (Thunderhead Engineering 2021), une interface graphique développée pour être utilisée avec FDS, a été choisi pour produire le modèle numérique de la piscine étudiée.

Le code FDS a fait l'objet de nombreuses études de vérification et de validation (McGrattan et al., 2021c et 2021d). Mouilleau & Champassith (2009) concluent que l'utilisation du code de simulation FDS utilisant la méthode LES est une alternative viable aux codes numériques basés sur la résolution des équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds (RANS ou URANS), dans un contexte d'étude de l'écoulement de l'air et de dispersion de contaminant gazeux dans de grands espaces. Le code FDS est également approprié pour la simulation de

stratégies de ventilation dans un bâtiment sans contexte d'incendie, bien qu'il ait été développé et principalement utilisé dans l'ingénierie de la sécurité incendie (McGrattan et al., 2010b, Villi & De Carli, 2014).

### 2.2.2 Système CVCA numérique

FDS offre la possibilité de calculer le transport de contaminants gazeux et en particulier le  $\text{NCl}_3$  à travers un réseau de conduits de ventilation. Ce solveur appelé *HVAC* calcule les flux d'air et de  $\text{NCl}_3$  à travers un réseau de conduits décrit comme une cartographie de segments et de nœuds. Les segments représentent les gaines de ventilation. L'écoulement d'air dans les segments est unidimensionnel et représenté par  $u_j$  où  $j$  est l'indice du segment. Les nœuds représentent les points de convergence de deux ou plusieurs segments. Les segments qui ont comme origine les grilles de ventilation ou d'extraction sont connectés au domaine de calcul de FDS. Ainsi il est possible de simuler un système de ventilation avec recirculation partielle de l'air vicié, la présence de filtres, de serpentins de chauffage/refroidissement, les pertes de charges ainsi que le gain de pression créé par un ou des ventilateurs. Aux nœuds des conduits, un bilan de masse, d'énergie et de quantité de mouvement est appliqué. Ces bilans sont respectivement :

$$\sum_{j=1}^N \rho_j u_j A_j = 0 \quad (2.8)$$

$$c_p \sum_{j=1}^N \rho_j u_j A_j T_j = 0 \quad (2.9)$$

$$\rho_j L_j \frac{du_j}{dt} = (p_i - p_k) + \Delta p_j - \frac{1}{2} K_j \rho_j |u_j| u_j \quad (2.10)$$

tirés de McGrattan et al. (2021c), où  $A_j$  et  $L_j$  sont respectivement la surface et la longueur du conduit de ventilation  $j$ . La température est représentée par  $T_j$ ,  $K_j$  est le coefficient de perte de

charge du conduit  $j$  et  $(p_i - p_k)$  est la différence de pression aux nœuds  $i$  et  $k$  qui délimitent le segment  $j$  et  $\Delta p_j$  représente un gain de pression (ventilateur) dans le conduit de ventilation.

Les schémas de ventilation sont présentés aux Figures 3.2 et 4.2 (chapitres 3 et 4). L'air est extrait de l'enceinte par une ou plusieurs grilles d'extraction, selon le cas simulé, puis réinjecté via 17 grilles, après avoir été réchauffé par un serpentin. La recirculation du  $\text{NCl}_3$  est simulée numériquement en ajoutant un filtre dans le solveur *HVAC* imitant l'introduction de l'air extérieur. Ce filtre numérique capture le  $\text{NCl}_3$  selon un ratio établi en fonction de l'apport d'air extérieur, qui est de 23% pour le cas de référence et allant jusqu'à 100% pour simuler une stratégie de ventilation à 100% air extérieur (aucune recirculation d'air). Le  $\text{NCl}_3$  extrait de la grille de retour est donc réintroduit dans l'enceinte moins le  $\text{NCl}_3$  capturé par le filtre, tel que :

$$\left(\frac{\dot{m}_{eb}}{\dot{m}_{so}}\right) \times Y_{\text{NCl}_3,eb} \times [1 - \eta_{\text{NCl}_3,eb}] + \left(\frac{\dot{m}_{eh}}{\dot{m}_{so}}\right) \times Y_{\text{NCl}_3,eh} \times [1 - \eta_{\text{NCl}_3,eh}] = Y_{\text{NCl}_3,so} \quad (2.11)$$

où  $\dot{m}$  est le débit massique d'air en kg/s,  $\eta$  est l'efficacité du filtre, les indices  $eb$  et  $eh$  représentent respectivement l'extraction basse et l'extraction haute tandis que l'indice  $so$  correspond à l'air de soufflage.

L'air venant d'être filtré passe par un serpentin qui chauffe l'air à la température de consigne. Un thermostat placé dans l'enceinte de la piscine (donc à l'extérieur du solveur *HVAC*) devant une grille de soufflage de l'air est raccordé à ce serpentin de chauffage lui indiquant de chauffer ou non l'air avant qu'il ne soit réintroduit dans le domaine via les grilles de soufflage. En résumé, l'air est extrait de l'enceinte de la piscine, filtré, déshumidifié et chauffé puis réintroduit dans l'enceinte.

### 2.2.3 Conditions frontières

L'air ambiant de l'enceinte de la piscine à une température plus élevée que tous les espaces contigus à ses parois. Ce qui signifie qu'il y a un flux de chaleur net sortant de l'enceinte par conduction via ces parois. La figure 2.3 montre l'enceinte de la piscine étudiée et les espaces connexes vue en coupe latérale. Les lignes hachurées représentent les parois séparant

l'environnement intérieur de l'enceinte de la piscine des environnements extérieur (couleur orange) et intérieur (couleur vert) et de l'eau du bassin (couleur bleu). La différence de température de l'air ambiant est de  $36^{\circ}\text{C}$  entre l'intérieur de l'enceinte et l'extérieur et de  $8^{\circ}\text{C}$  entre l'intérieur de l'enceinte et les espaces intérieurs connexes. Une température fixe de  $27^{\circ}\text{C}$  est imposée à la surface d'eau du bassin. Cette valeur correspond à la température de l'eau mesurée en bordure du bassin à 10 cm de profondeur.

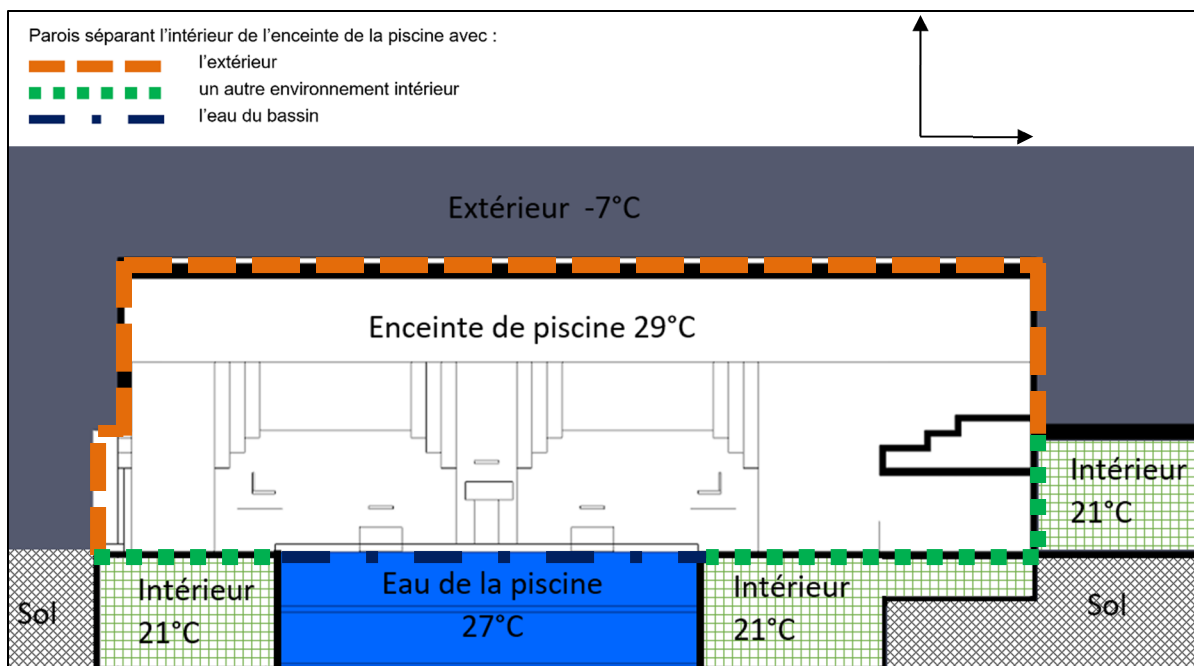


Figure 2.3 Vue en coupe latérale dans le plan  $yz$  de l'enceinte de la piscine avec les températures intérieures et extérieures considérées dans le modèle numérique

Donc les murs extérieurs et intérieurs avec leurs portes et fenêtres (toutes fermées), le toit, la mezzanine, la plage et la surface de l'eau du bassin constituent les limites de l'enceinte de la piscine et conséquemment du domaine de calcul du modèle numérique. Le tableau 2.2 présente les conditions frontières (température ou flux de chaleur imposés) aux limites du domaine de calcul. Ces conditions sont basées sur des mesures expérimentales effectuées en hiver et la résistance thermique des éléments de l'enveloppe. Le flux de chaleur sortant du hall de la piscine par conduction est estimé à partir des températures de surface et de la résistance thermique des éléments constructifs composant les parois de ces limites. Pour ce faire, les



températures de surface de ces parois sont acquises à l'aide d'une caméra infrarouge (Fluke TI25, incertitude  $\pm 2^\circ\text{C}$ ), des deux côtés des séparations de l'enceinte lorsque cela est possible. Autrement, la température de surface de l'autre côté est présumée être à  $21^\circ\text{C}$  pour les espaces intérieurs et à la température ambiante mesurée à l'extérieur, soit  $-7^\circ\text{C}$ , pour les surfaces extérieures difficilement accessibles comme le toit. La caméra infrarouge permet d'obtenir une cartographie bidimensionnelle du champ de température sur une surface. Cependant pour une paroi donnée, le champ de température présente des variations. Tenir compte de ces variations dans le code CFD est possible. Cependant, pour simplifier les conditions thermiques aux frontières, une température de surface moyenne arithmétique est calculée pour chaque surface avec les données recueillies. Cette température couplée à la température extérieure et à la résistance thermique totale des murs conduit à l'estimation du flux de chaleur sortant. Avec les plans architecturaux des assemblages de bâtiments disponibles, le coefficient de résistance thermique ( $R''$ ) de chaque section (mur, plancher, toit, fenêtre, porte) a été estimée avec la valeur  $R''$  individuelle des matériaux trouvée dans les codes et normes de construction (NRCC 2015; ASHRAE 2019). Ainsi, la température mesurée (et supposée) des surfaces et les valeurs  $R''$  estimées pour chaque section de mur, fenêtre, porte, plancher et toit permettent de calculer le flux de chaleur quittant l'enceinte de la piscine, et ces flux ont été imposés comme condition de Newman aux frontières du domaine de calcul.

La résistance thermique totale du système constructif est ensuite calculée par la sommation des résistances propres à chaque matériau.

Les flux de chaleur ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) traversant les parois sont calculés avec l'équation de Fourier :

$$Q = U_{cond} (T_{s,p1} - T_{s,p2}) = \frac{(T_{s,p1} - T_{s,p2})}{R''_{tot}} \quad (2.12)$$

$$R''_{tot} = R''_1 + R''_2 + \dots + R''_n \quad (2.13)$$

où  $U_{cond}$  correspond au coefficient de déperdition thermique ( $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ ),  $T_{s,p}$  correspond à la température de surface de la paroi ( $^\circ\text{C}$ ),  $R''_{tot}$  est le coefficient de la résistance thermique totale

de la paroi ( $\text{m}^2\text{C}/\text{W}$ ) tandis que  $R_i''$  est le coefficient de la résistance thermique d'une composante de la paroi ( $\text{m}^2\text{C}/\text{W}$ ). Les espaces d'air de part et d'autre de la paroi sont pris en compte sous forme de coefficient de résistance thermique ( $R_i''$ ).

Une température fixe est imposée à la surface du bassin, correspondant à la température mesurée de l'eau avec un thermomètre à alcool rouge (incertitude  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ ). Les conditions frontières appliquées aux surfaces solides (températures fixes ou flux de chaleur imposés) sont identiques pour toutes les simulations. La condition d'adhérence pour les composantes de vitesse ( $u, v, w$ ) est respectée, tel que :

$$u = v = w = 0 \quad (2.14)$$

La température de l'air d'alimentation est maintenue à  $33,0^\circ\text{C}$  excepté pour les simulations 4, 5 et 15 où elle est abaissée à  $31,5$ ,  $30,0$  et  $32,5^\circ\text{C}$ , respectivement, afin de maintenir la température de consigne dans l'enceinte malgré un nombre de CAH plus élevé.

Le rayonnement thermique n'a eu aucun impact sur la dispersion et l'advection du  $\text{NCl}_3$  dans la simulation du cas de référence et a donc été désactivé dans FDS pour les simulations en lien avec la dispersion de  $\text{NCl}_3$ . Cela a permis une réduction du temps de simulation de l'ordre de 20%, tel que recommandé par McGrattan et al (2021b) lorsqu'il n'y a pas de grands écarts de température. Toutes les mesures de température et d'humidité relative de l'air sont prises avec un thermoanémomètre TSI 9545 (incertitude  $\pm 1^\circ\text{C}$ ).

Aux bouches de soufflage, un débit d'air exprimé en  $\text{m}^3/\text{s}$  est imposé. FDS convertit ce débit en vitesse d'écoulement selon l'orientation et la dimension des bouches. Aux grilles d'extraction, une condition de Neumann est imposée. Ainsi le gradient de vitesse est supposé nulle, c'est-à-dire :

$$\nabla \vec{U} = 0 \quad (2.15)$$

Tableau 2.2 Conditions frontières et initiales du modèle numérique

| <b>Conditions frontières</b>            | <b>Valeur</b>                  |
|---|--------------------------------|
| <u>Flux de chaleur net</u>              |                                |
| Extérieur                               |                                |
| Fenêtres (double vitrage)               | -59,4 à -42,9 W/m <sup>2</sup> |
| Portes (avec isolant thermique)         | -40,8 W/m <sup>2</sup>         |
| Murs (avec isolant thermique)           | -14,8 à -9,52 W/m <sup>2</sup> |
| Toit/plafond (avec isolant thermique)   | -9,5 W/m <sup>2</sup>          |
| Intérieur                               |                                |
| Fenêtres (simple vitrage)               | -10,4 W/m <sup>2</sup>         |
| Portes (aucun isolant thermique)        | -13,0 W/m <sup>2</sup>         |
| Murs (aucun isolant thermique)          | -11,7 à -2,6 W/m <sup>2</sup>  |
| Planchers (aucun isolant thermique)     | -8,8 W/m <sup>2</sup>          |
| <u>Température fixe</u>                 |                                |
| Lumières suspendues                     | 31,1°C                         |
| Gaines du système de CVAC               | 32,5 °C                        |
| Plongeons et toiles solaires            | 29,0 °C                        |
| Murets des solariums                    | 29,3°C                         |
| Goulottes autour du bassin              | 25,2°C                         |
| Surface de l'eau                        | 27,2 °C                        |
| <b>Conditions initiales</b>             |                                |
| Température de l'air                    | 29,0 °C                        |
| Vitesse d'écoulement                    | 0,0 m/s                        |
| Humidité relative de l'air              | 30%                            |
| Masse fractionnaire de NCl <sub>3</sub> | 0 kg/kg                        |

### 2.2.3.1 Émission de la trichloramine de la surface du bassin

À l'exception de la surface d'eau du bassin, on pose comme hypothèse qu'il n'y a aucun gradient de concentration de  $\text{NCl}_3$  ni de vapeur d'eau aux surfaces solides. Par conséquent, on a comme condition :

$$\nabla Z_{\text{NCl}_3} = 0 \quad \text{et} \quad \nabla Z_{\text{H}_2\text{O}} = 0 \quad (2.16)$$

À la surface du bassin, un flux massique d'émission est imposé pour le  $\text{NCl}_3$ . Dans FDS, ce flux s'exprime en kg/s par  $\text{m}^2$  de surface.

L'émission de  $\text{NCl}_3$  à la surface d'un bassin dépend de plusieurs facteurs interdépendants tels que la composition chimique et la température de l'eau, les mouvements d'air près de la surface, etc. Cependant, il existe des valeurs de référence proposées entre autres par Schmalz, Frimmel, & Zwiener (2011). Ces chercheurs proposent des taux de transferts de masse de  $\text{NCl}_3$  de  $1,8 \times 10^{-3} \text{ g/h}\cdot\text{m}^2$  pour une piscine non utilisée « *quiescent water* » et de  $12,6 \times 10^{-3} \text{ g/h}\cdot\text{m}^2$  pour une piscine avec baigneurs « *rippled water* ». Schmalz *et al.* (2011) tiennent également compte des taux d'évaporation de l'eau fournis dans la norme allemande VDI-2089 (Gesellschaft Bauen und Gebäudetechnik, 2010). L'eau du bassin est ainsi simulée par une surface émettrice d'un flux constant de  $\text{NCl}_3$  basée sur celle proposée par Schmalz *et al.* (2011) correspondant à une eau agitée, pendant toute la durée des simulations.

Puisque la méthode LES est intrinsèquement transitoire, les simulations ont été effectuées jusqu'à ce que les concentrations de  $\text{NCl}_3$  dans toutes les zones de respiration étudiées aient atteint un état permanent, ce qui a été réalisé après un temps de simulation moyen de 13 000 s avec un pas de temps moyen de 0,02 s. La fraction massique de  $\text{NCl}_3$  est calculée dans des volumes de contrôles englobant des zones de respiration ainsi que le long de plans 2D horizontaux dans l'ensemble du domaine de calcul. Ces données sont compilées pendant chaque simulation toutes les 5 secondes. Une moyenne temporelle sur une période de 1000 s est réalisée en post-traitement ainsi qu'une moyenne spatiale pour obtenir les concentrations moyennes de  $\text{NCl}_3$ .

### 2.2.3.2 Modèle d'évaporation de l'eau de la surface du bassin

Le modèle d'évaporation VDI (2010) proposé par l'association allemande d'ingénierie est choisi pour être implémenté dans le code numérique, afin de simuler numériquement le transfert de masse de la vapeur d'eau depuis la surface de la piscine, conformément à l'équation :

$$\dot{M}_{eau} = \frac{\left[ \frac{\beta_u}{R_v (273 + T_{moy})} \right] \times [P_{sat}(T_{eau}) - HR \times P_{sat}(T_{air})] \times A_b}{3600} \quad (2.17)$$

adapté de VDI (2010, p.15), où  $\dot{M}_{eau}$  correspond au taux d'évaporation de la vapeur d'eau (kg/s),  $\beta_u$  est un coefficient de transfert (m/h) qui est fonction du niveau d'activité,  $R_v$  est la constante de la vapeur d'eau (= 461,52 J/kg K),  $T_{moy}$  est la température moyenne (°C),  $P_{sat}$  est la pression de saturation de la vapeur d'eau (Pa),  $T_{eau}$  et  $T_{air}$  sont respectivement les températures de l'eau et de l'air (°C).  $HR$  représente l'humidité relative et est exprimée sur une échelle de 0 à 1 et  $A_b$  est la surface du bassin d'eau (m<sup>2</sup>).

$$T_{moy} = \frac{T_{eau} + T_{air}}{2} \quad (2.18)$$

Le coefficient de transfert  $\beta_u$  dépend du taux d'occupation de la piscine et est fixé à 7 ce qui correspond à une piscine non occupée (VDI 2089, 2010). Le code FDS ne permet pas de tenir compte de la condensation, d'où le choix de l'étude des taux d'évaporation avec une surface d'eau calme pour éviter des taux d'humidité relative s'approchant ou même atteignant 100%. L'évaporation de l'eau dépend ainsi de la stratégie de ventilation sans égard au niveau d'agitation de l'eau.

Le modèle VDI contient deux paramètres inconnus, la pression de saturation à  $T_{air}$  et l'humidité relative. La pression de saturation n'est pas directement disponible dans FDS, mais la température de l'air est connue à l'échelle de maille. Par conséquent une table thermodynamique a été utilisée pour trouver la relation entre  $P_{sat}$  et  $T_{air}$  pour la gamme de

températures de l'air dans l'enceinte étudiée comprises entre 20°C et 34°C. L'équation suivante a été utilisée dans l'implémentation numérique du modèle VDI :

$$P_{sat}(T_{air}) = 212,363 \times T_{air} - 2051,93 \quad (2.19)$$

Même si la vitesse de l'air n'apparaît pas dans l'équation (2.17), elle influence indirectement le taux d'évaporation puisque la vapeur d'eau émise à la surface de la piscine sera déplacée par le flux d'air, ce qui affectera l'humidité relative. De plus, la ventilation affecte la température de l'air ce qui modifie la pression de saturation.

La surface de l'eau a été divisée en 28 surfaces (Figure 2.4) qui ont chacune leur propre taux d'évaporation ajusté en fonction de  $T_{air}$  et de l' $HR$  déterminées par FDS dans des volumes de contrôle (0 à 0,25 m de hauteur), situés au-dessus de chaque surface. La disposition de ces surfaces est montrée à la Figure 2.4. Le taux d'évaporation de l'eau calculé a été moyenné sur une période de 300 s après que l'écoulement d'air et le champ de température aient atteint l'état "permanent". Notons que des simulations réalisées avec un nombre plus important de surface (40) a conduit au même taux d'évaporation total qu'avec 28 surfaces.

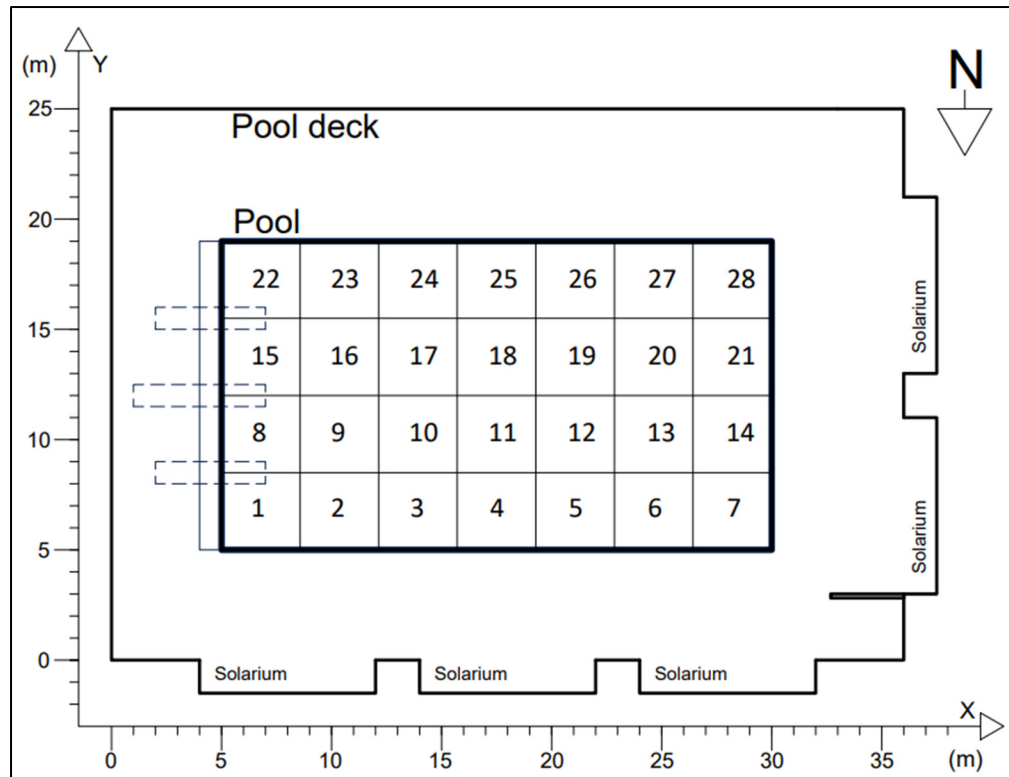


Figure 2.4 Schéma de l'enceinte de la piscine vue en plan, montrant le bassin divisé en 28 surfaces d'évaporation de l'eau

Les taux d'évaporation obtenus numériquement sont comparés aux taux d'évaporation calculés à l'aide du modèle de Shah pour une piscine calme, avec un débit d'air au-dessus de la surface de l'eau inférieur ou égal à 15 cm/s, conformément à l'équation :

$$\dot{M}_{eau} = \frac{5.0 \times 10^{-5} [P_{sat}(T_{eau}) - RH \times P_{sat}(T_{air})] \times A_b}{3600} \quad (2.20)$$

adaptée de Shah (2012, p.307). L'implantation du modèle d'évaporation VDI dans le code FDS est validé en reproduisant numériquement les expériences d'évaporation d'eau de Blazquez et al. (2018) et d'Asdrubali (2009). Le tableau 2.3 présente les conditions expérimentales retenues pour la comparaison avec le modèle VDI. Ces cas sont choisis parce que leurs conditions correspondent à celles que l'on trouve typiquement dans l'enceinte d'une piscine et qu'elles se situent dans la même fourchette que les cas étudiés. La faible vitesse de l'air au-dessus de la surface de l'eau est un critère important afin de demeurer à l'intérieur des limites

recommandées pour une enceinte de piscine visant la limitation de la perte énergétique par l'évaporation de l'eau (0 à 0,15 m/s).

Tableau 2.3 Conditions des essais expérimentaux des mesures de taux d'évaporation de l'eau utilisés pour la validation du modèle VDI

| Asdrubali (2009), modèle de prédiction         |                          |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--|--------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| U (m/s)  | 0,05 (pour tous les cas) |      |      |      |      |      |      |      |      |
|  | A-1                      | A-2  | A-3  | A-4  | A-5  | A-6  | A-7  | A-8  | A-9  |
| HR (%)   | 70,0                     | 60,0 | 50,0 | 70,0 | 60,0 | 50,0 | 70,0 | 60,0 | 50,0 |
| T <sub>air</sub> (°C)                          | 26,0                     |      |      | 28,0 |      |      | 30,0 |      |      |
| T <sub>eau</sub> (°C)                          | 24,0                     |      |      | 26,0 |      |      | 28,0 |      |      |
| Blazquez et al. (2018), mesures expérimentales |                          |      |      |      |      |      |      |      |      |
| U (m/s)  | 0,08 (pour tous les cas) |      |      |      |      |      |      |      |      |
|  | B-1                      | B-2  | B-3  | B-4  | B-5  | B-6  | B-7  | B-8  | B-9  |
| HR (%)   | 49,5                     | 60,2 | 56,5 | 60,0 | 59,3 | 58,5 | 59,5 | 55,0 | 54,5 |
| T <sub>air</sub> (°C)                          | 26,0                     | 27,3 | 27,3 | 27,9 | 28,5 | 28,9 | 29,0 | 30,0 | 30,1 |
| T <sub>eau</sub> (°C)                          | 24,2                     | 25,0 | 25,0 | 26,0 | 26,0 | 27,3 | 27,1 | 28,0 | 27,8 |

Les résultats expérimentaux de Blazquez et al. (2018) ont été obtenus dans un tunnel aérodynamique d'une longueur de 1 m dans lequel était déposé un réservoir d'eau de 763,8 cm<sup>2</sup>. En tout, 36 expériences ont été menées par ces chercheurs pour plusieurs combinaisons de température d'air et d'eau, de vitesse d'écoulement et d'humidité relative.

Les travaux publiés par Asdrubali (2009) ont considéré les mêmes variables que Blazquez et al. (2018), mais pour des valeurs différentes. Les expériences ont été menées avec une surface d'évaporation de 375 cm<sup>2</sup>.

Les deux installations étaient équipées d'un ventilateur produisant un flux d'air au-dessus d'un bassin d'eau chauffé avec des contrôles de la vitesse de l'air, de la température et de l'humidité relative. Les conditions frontières du modèle numérique sont définies comme étant adiabatiques, à l'exception de l'entrée d'air où une vitesse et température constante sont imposées. Les résultats sont comparés au modèle de Shah suivant l'équation (2.20).



### 2.2.4 Résolution de la vitesse d'écoulement aux parois

Toutes les parois solides du domaine de calcul sont supposées lisses. La condition de non-glissement  $u=v=w=0$  est imposée aux parois et la couche limite de l'écoulement est approximée par une loi de paroi tel que :

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \quad \text{si } y^+ \geq 11,81 \quad (2.21)$$

$$y^+ \equiv \frac{y}{\delta_v} \quad (2.22)$$

tiré de McGrattan et al. (2021c), où  $y^+$  est le rapport entre la distance du premier nœud de maillage par rapport à la paroi et l'épaisseur de la couche limite de vitesse.  $\kappa$  est la constante de von Karman (=0,41) et B est également une constante fixée à 5,2.

### 2.2.5 Étude d'indépendance du maillage

Dans FDS, le domaine de calcul doit être discrétisé en éléments structurés sous forme de parallélépipèdes rectangles. Un nombre élevé d'éléments permettra une représentation fidèle de l'espace et généralement une solution numérique qui s'approche de la solution exacte des équations de conservation. Cependant, la contrainte du temps de calcul s'impose et il est nécessaire de choisir un maillage « optimal » permettant l'obtention d'une solution adéquate selon les objectifs de la simulation et avec un temps de calcul raisonnable.

L'indice d'indépendance du maillage « *Grid convergence index* » (GCI) (Roache, 1998) est utilisé pour déterminer le niveau minimal de raffinement requis. Le paramètre choisi pour vérifier l'indépendance du maillage est la concentration de  $\text{NO}_2$  dans la zone de respiration du bassin et de la plage, soit de 0 à 0,5 m de hauteur. L'indice CGI est calculé avec les résultats de trois simulations sur des maillages identifiés A, B et C cumulant respectivement 2,7, 4,2 et 6,9 millions de cellules. L'indice GCI se calcule avec les équations suivantes :

$$GCI \equiv 1,25 \times \left[ \frac{\zeta}{(r^{pn} - 1)} \right] \quad (2.23)$$

$$\zeta \equiv \left| \frac{f_A - f_B}{f_A} \right| \quad (2.24)$$

$$r_{A-B} = \frac{\lambda_A}{\lambda_B} \quad (2.25)$$

$$\lambda_A = \left( \frac{V}{n_1} \right)^{1/3} \quad (2.26)$$

adaptés de Mansour et Laurien (2018, p.222), où  $\zeta$  représente l'erreur relative entre les résultats numériques obtenus pour la concentration moyenne de  $\text{NCl}_3$  dans la zone de respiration pour les maillages A et B, soit  $f_A$  et  $f_B$ . Ensuite  $\lambda$  est la taille caractéristique des mailles,  $V$  est le volume de l'enceinte,  $n_1$  le nombre total de cellules du maillage. Puis  $p^n$  est l'ordre de discrétisation spatiale de la méthode numérique, soit 2 pour le code FDS.

Le tableau 2.4 présente les résultats obtenus pour cet indice.

Tableau 2.4 Indices GCI

| Simulation | Nombre de cellules en million | $C_{\text{NCl}_3}$ (kg/kg) | Indice GCI |
|------------|-------------------------------|----------------------------|------------|
| A          | 2,7                           | $1,783 \times 10^{-7}$     | 19,72%     |
| B          | 4,2                           | $1,877 \times 10^{-7}$     | 0,25%      |
| C          | 6,9                           | $1,879 \times 10^{-7}$     | -          |

## 2.2.6 Validation du modèle numérique de l'enceinte

La capacité de FDS à modéliser adéquatement l'écoulement de l'air dans l'environnement intérieur a fait l'objet de nombreuses études de cas de vérification et de validation (McGrattan et al., 2021c et 2021d). Deux cas de validation du modèle numérique de la piscine étudiée sont réalisés avec des essais au gaz traceur. Le premier est effectué dans une chambre climatique

de  $53 \text{ m}^3$  avec la méthode de décroissance « tracer gas decay method » (Ethridge and Sandberg, 1996, ASHRAE, 2021), tel que montré sur la Figure 2.5. Du gaz carbonique ( $\text{CO}_2$ ) sous pression est injecté dans la chambre pendant 10 secondes, puis mélangé au moyen d'un grand ventilateur portatif. La concentration de  $\text{CO}_2$  et la température de l'air ont ensuite été mesurées à chaque seconde à l'aide de quatre capteurs infrarouges non dispersifs (TSI-7545, précision de  $\pm 3 \%$  ou  $\pm 50 \text{ ppm}$ ), dont trois étaient fixés sur des tiges à 1,5 m de hauteur, et le quatrième placé devant la bouche de soufflage située au plancher, approximativement au centre de la pièce. Le nombre de CAH de la pièce était contrôlé par un ventilateur à vitesse variable réglé à 100 % puis à 50 % de sa capacité, respectivement.

Cet essai est ensuite reproduit avec le code FDS et un modèle numérique de la chambre climatique, montré à la Figure 2.6. Puis les courbes de décroissance du gaz expérimentale et numérique sont comparées dans un graphique afin d'apprécier leur bonne convergence. Ces résultats sont présentés dans les graphiques de la Figure 3.5 (chapitre 3, section 3.3.2).

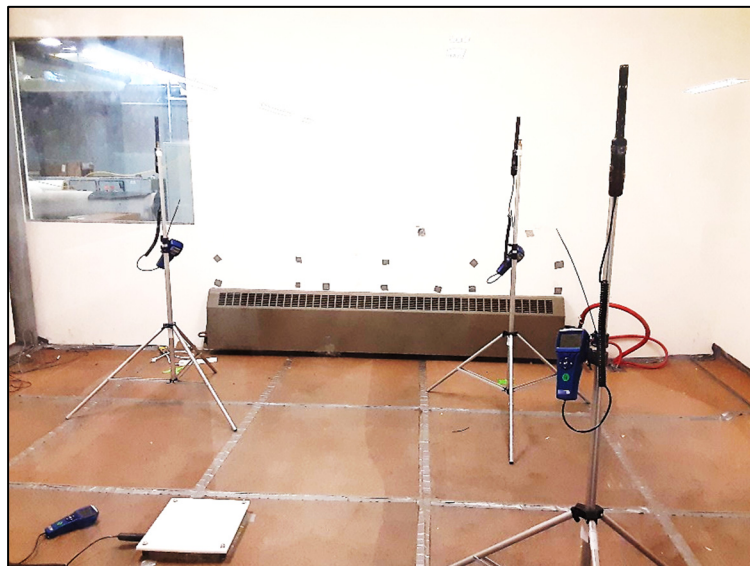


Figure 2.5 Disposition des quatre capteurs de  $\text{CO}_2$  dans la chambre climatique

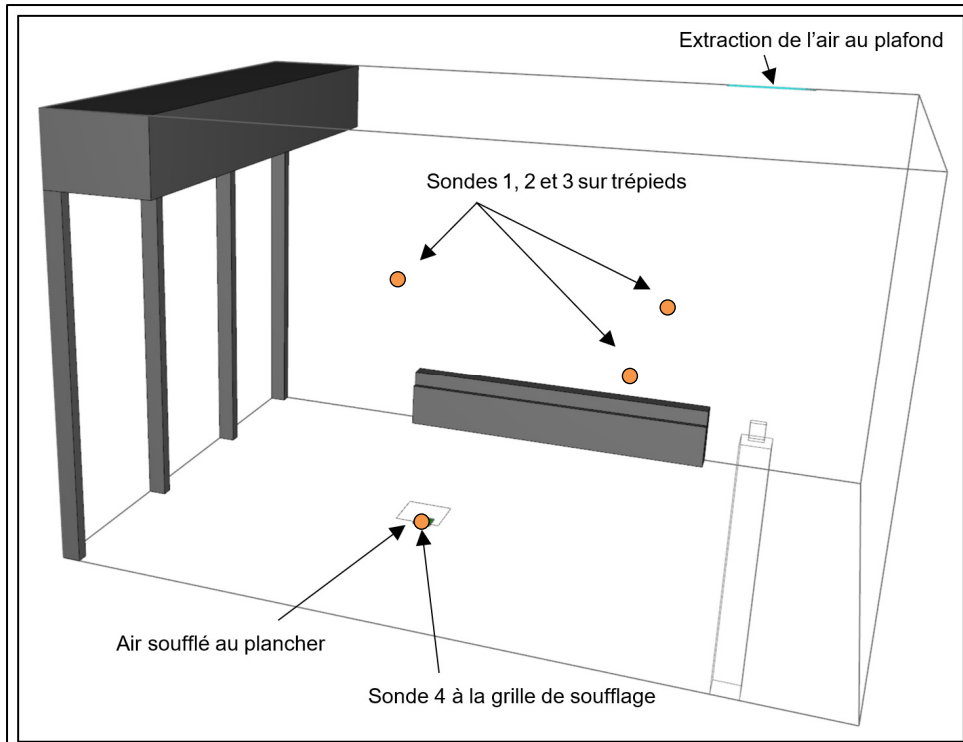


Figure 2.6 Modèle numérique de la chambre climatique

Le deuxième cas de validation est effectué dans l'enceinte de la piscine étudiée. En raison de l'impossibilité de mélanger le gaz traceur dans un si grand volume, du  $\text{CO}_2$  sous pression est injecté dans l'un des diffuseurs linéaires d'alimentation en air d'un solarium pendant 15 s. Le  $\text{CO}_2$  et la température de l'air sont mesurés à l'aide de quatre TSI-7545 et quatre TSI-7525 installés sur quatre tiges à deux hauteurs spécifiques (0,5 m et 1,5 m), positionnées sur la plage entre le solarium et le bassin de la piscine, selon une configuration à deux rangées tel que montré sur la Figure 2.7. Quatre tiges avec huit appareils TSI ont d'abord été positionnées plus près du solarium (Figure 2.7a), puis repositionnées plus près de la piscine (Figure 2.7b). Il y avait une distance de 2,0 m entre chaque tige et chaque rangée et de 3,0 m entre le diffuseur d'air (endroit de l'injection) et la première rangée.

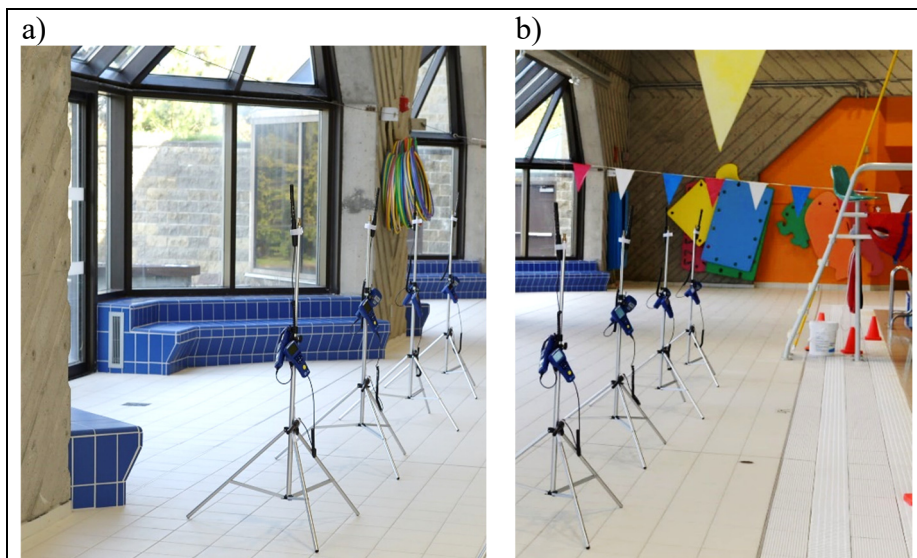


Figure 2.7 Disposition des huit capteurs de CO<sub>2</sub> sur la plage de la piscine étudiée selon les configurations 1(a) et 2(b)

L'expérience est répétée trois fois pour chaque configuration. La masse totale de CO<sub>2</sub> injectée (moyenne de 180 g par essai) est quantifiée en pesant la bouteille de gaz avant et après chaque essai avec une balance ADAM CBK 35a AE (incertitude  $\pm 0,5$  g).

Cet essai est reproduit numériquement avec le code FDS et le modèle de l'enceinte de la piscine. La concentration moyenne de CO<sub>2</sub> est calculée par le code numérique dans les volumes de contrôle entourant chaque tige toutes les 15 secondes. Les courbes expérimentales et numériques de croissances et de décroissances du gaz CO<sub>2</sub>, tel un signal de type « pulse », sont ensuite comparées dans un graphique pour apprécier leur bonne convergence. Ces résultats sont présentés dans les graphiques de la Figure 3.6 (chapitre 3, section 3.3.2).

### 2.3 Indices de la qualité de l'air

Des indices permettant de caractériser la qualité de l'air sont utilisés dans certaines simulations numériques.

### 2.3.1 Âge moyen de l'air

L'âge moyen de l'air (MAA) « mean age of air » est utilisé pour évaluer la distribution de l'air dans chaque zone de respiration étudiée, pour le cas de référence (sim. 1) et est présenté dans l'article 1 au chapitre 3. Cet indice indique le temps nécessaire à l'air fourni par le système CVCA pour atteindre une zone spécifique d'un local (Rim et Novoselac, 2010; Sandberg, Kabanshi et Wigo, 2020), et est directement corrélé avec le débit d'air (Rim et Novoselac, 2010). Le MAA est déterminé numériquement avec la méthode de décroissance du gaz traceur en fixant une concentration de CO<sub>2</sub> initiale de 5000 ppm dans l'ensemble du domaine de calcul. La décroissance temporelle du gaz est calculée dans chaque volume de contrôle correspondant aux cinq différents groupes d'utilisateurs :

$$MAA_{local} = \sum \left[ \left( \frac{C_{pt}}{C_{pt,init}} \right) \Delta t \times \frac{1}{60} \right] \quad (2.27)$$

adapté de Mundt et al. (2004, p28), où  $MAA_{local}$  donne l'âge de l'air moyen localement en minutes.  $C_{pt}$  correspond à la concentration du gaz traceur dans un volume de contrôle à un endroit spécifique dans le local tandis que le subscript *init* correspond à la concentration maximale du gaz juste avant sa période de décroissance, donc la concentration initiale  $\Delta t$  représente l'intervalle de temps associé à chaque donnée de la concentration du gaz (secondes). Ensuite le  $MAA_{zr}$  pour l'ensemble des zones de respiration est calculé tel que :

$$MAA_{zr} = \frac{1}{n} \sum_1^n MAA_{local} \quad (2.28)$$

où  $MAA_{zr}$  correspond à la moyenne arithmétique des âges de l'air calculés localement.

### 2.3.2 Renouvellement de l'air intérieur

L'efficacité du renouvellement d'air (ACE) « air change effectiveness » est un rapport exprimé en pourcentage, comparant le MAA avec la constante de temps nominal (ou âge nominal) de l'air ( $\tau_n$ ). Ce dernier est l'inverse du nombre de CAH exprimé en minutes représentant le plus

court MAA possible dans la pièce correspondant à un type de ventilation par piston (Etheridge et Sandberg, 1996). L'ACE est calculé comme suit:

$$ACE = \frac{\tau_n}{MAA} \times 100 [\%] \quad (2.29)$$

Tiré d’Etheridge et Sandberg (1996, p.267). Cet indice permet de qualifier le type de ventilation de la pièce à partir du MAA.

### 2.3.3 Extraction des contaminants gazeux

L’indice d’efficacité d’extraction des contaminants (CRE) (*contaminant removal effectiveness*), exprimé en pourcentage, est un indicateur de l’efficacité de la distribution d’air relativement à l’extraction d’un contaminant issu d’une source locale intérieure (Mundt et al. 2004), selon l’équation suivante :

$$CRE = \frac{C_{NCI3,e} - C_{NCI3,a}}{C_{NCI3,v} - C_{NCI3,a}} \times 100 \quad (2.30)$$

Tiré d’Etheridge et Sandberg (1996, p.267), où les indices *e*, *a* et *v* représentent respectivement l’extraction, l’alimentation et le volume de contrôle. Le CRE est calculé pour les simulations présentées dans l’article 1, au Tableau 3.6 (chapitre 3, section 3.3.4).

## 2.4 Indice de confort thermique

Le confort thermique des occupants a été étudié numériquement avec les indices PMV, PPD et PD pour les simulations présentées dans l’article 3 au chapitre 5 (section 5.3.4).

### 2.4.1 Indice PMV

L’indice PMV (*predictive mean vote*) est un modèle mathématique utilisé pour évaluer le confort thermique de la majorité des occupants d’un espace (ASHRAE 2021). Cet indice

s'établit en fonction de quatre paramètres environnementaux et deux physiologiques (Revel et Arnesano 2014) :

$$PMV = f(T_{air}, T_{rad}, U_{locale}, P_{air}, I_{vet}, Q_{meta}) \quad (2.31)$$

où  $T_{air}$  (°C) représente la température de l'air à proximité de l'occupant et est calculé localement par le code numérique dans chaque simulation et post-traitée comme une moyenne temporelle sur une durée de 300 s. La température radiante moyenne  $T_{rad}$ , exprimée en °C aux fins d'harmonisation avec le code numérique, est déterminée avec les températures de surface calculées numériquement et pondérée selon l'aire occupée par chaque surface.  $U_{locale}$  est la vitesse locale de l'air autour de l'occupant (m/s),  $P_{air}$  est la pression partielle de vapeur d'eau de l'air ambiant (Pa),  $I_{vet}$  représente l'isolation des vêtements ( $m^2°C/W$ ) et  $Q_{meta}$  est la production de chaleur métabolique ( $W/m^2$ ). L'indice PMV a été introduit pour la première fois par Fanger (1972) et relie le bilan thermique du corps à l'environnement dans lequel il se trouve avec l'équation suivante :

$$PMV = [0,303 \exp(-0,036 Q_{meta}) + 0,028] B \quad (2.32)$$

tiré d'ASHRAE (2021, p9.18) où B représente le bilan thermique et est obtenu avec la relation suivante :

$$\begin{aligned} B = & Q_{meta} - 3,96 \times 10^{-8} f_{vet} \left[ (T_{vet} + 273)^4 - (\bar{T}_{rad} + 273)^4 \right] - f_{vet} h_c (T_{vet} - T_{air}) \\ & - 3,05 (5,73 - 0,007 Q_{meta} - P_{air}) \\ & - 0,42 (Q_{meta} - 58,15) - 0,0173 Q_{meta} (5,87 - P_{air}) \\ & - 0,0014 Q_{meta} (34 - T_{air}) \end{aligned} \quad (2.33)$$

adapté d'ASHRAE (2021, p9.18) où  $T_{vet}$  est la température de surface des vêtements (ou de la peau) (°C). La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection  $h_c$  ( $W/m^2°C$ ) et le facteur de surface des vêtements  $f_{vet}$  ( $m^2°C/W$ ) sont obtenus en suivant ces relations :

$$h_c = 12,1 \sqrt{U_{locale}} \quad (2.34)$$



$$f_{vet} = 1,0 + 0,2I_{vet} \quad (2.35)$$

tirés d'ASHRAE (2021, p9.18). La perte de chaleur par évaporation de l'eau sur la peau a été prise en compte dans le calcul de l'indice PMV, comme l'ont fait Revel & Arnesano (2014). Il s'agit d'une situation particulière qui se produit dans les piscines et qu'il est important de prendre en compte lors de l'évaluation du confort thermique des occupants. Le terme  $E_{peau}$ , représentant la perte de chaleur causée par l'évaporation de l'eau sur la peau (ASHRAE 2021), a donc été ajouté à l'équation (2.28) tout en négligeant la résistance à la transmission de vapeur d'eau des vêtements :

$$E_{peau} = \frac{w(P_{peau,sat} - P_{air})}{1 / (f_{vet} h_e)} \quad (2.36)$$

$$PMV = [0,303 \exp(-0,036Q_{meta}) + 0,028] (B - E_{peau}) \quad (2.37)$$

adapté d'ASHRAE (2021, p9.3 et 9,18). Dans cette dernière expression,  $w$  représente la mouillabilité de la peau.  $w$  est exprimé sur une échelle de 0 à 1, avec une valeur de 0 pour les baigneurs à la peau sèche et 1 si un baigneur est entièrement mouillé. Une valeur intermédiaire de 0,5 a été sélectionnée pour représenter des baigneurs à la peau partiellement mouillée.  $P_{air}$  correspond à la pression de vapeur d'eau ambiante (Pa),  $P_{peau,sat}$  représente la pression de vapeur d'eau saturée à la température de la peau (Pa) et  $h_e$  représente le coefficient de transfert de chaleur par évaporation ( $W/m^2Pa$ ) et est obtenu avec la relation de Lewis  $LR$ , tel que :

$$h_e = h_c \times LR \times 1000 \quad (2.38)$$

tiré d'ASHRAE (2021, p.9.4) où  $LR$  est fixée à  $16,5 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{kPa}$  (ASHRAE 2021) et  $h_c$  correspond au coefficient de transfert de chaleur par convection.

L'indice PMV moyen a été calculé pour les baigneurs avec la valeur attribuée de 1,8 Met ( $1 \text{ Met} = 58,2 \text{ W/m}^2$ ) pour le  $Q_{meta}$ . La température de la peau a été définie à l'aide de l'équation permettant de calculer la température de surface du corps  $T_{corps}$  :

$$T_{corps} = 35,7 - 0,028Q_{meta} - 0,155I_{vet} \left\{ \begin{array}{l} Q_{meta} - 3,05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6,99Q_{meta} - P_{air}] \\ -0,42(Q_{meta} - 58,15) - 1,7 \times 10^{-5} Q_{meta} (5867 - P_{air}) - 0,0014Q_{meta} (34 - T_{air}) \end{array} \right\} \quad (2.39)$$

adapté d'Omidvar & Kim (2020, p.3). Pour les baigneurs mouillés, une valeur fixe de 28,2°C (1°C de plus que la température de l'eau) a été attribuée à  $T_{corps}$ , sur la base des résultats de Guéritée et al. (2015) et de la méthodologie de Revel & Arnesano (2014) dans un contexte similaire.

#### 2.4.2 Indice PPD

L'indice de pourcentage prédit de personnes insatisfaites (PPD) est calculé avec les résultats du PMV selon l'équation suivante :

$$PPD = 100 - 95 \exp \left[ - \left( 0,03353 PMV^4 + 0,2179 PMV^2 \right) \right] \quad (2.40)$$

tirés d'ASHRAE (2021, p9.18). Le résultat exprimé en % représente une prédiction de la fraction d'un groupe d'occupants qui sera insatisfait par rapport à l'environnement thermique de l'enceinte. Cet indice est complémentaire à l'indice PMV.

#### 2.4.3 Indice PD

Les vitesses d'air présentent des fluctuations dues aux turbulences qui se produisent normalement dans un espace intérieur, ce qui affecte l'échange de chaleur par convection entre le corps humain et l'environnement. Par conséquent, les changements de vitesse de l'air entraînent des fluctuations de la température de la peau de l'occupant. Selon leurs intensités ces fluctuations peuvent être perçues comme des courants d'air inconfortables en fonction des vitesses moyennes de l'air et de la température ambiante (Fanger 1988). Pour évaluer le risque d'inconfort causé par ces fluctuations de la vitesse de l'air, le pourcentage de personnes insatisfaites (PD), en fonction de l'intensité de la turbulence de l'air ( $T_u$ ), de la vitesse moyenne de l'air ( $\bar{U}$ ) et  $T_{air}$ , a été calculé selon l'équation :

$$PD = (34 - T_{air})(\bar{U} - 0,05)^{0,62}(0,37\bar{U} \times T_u + 3,14) \quad (2.41)$$

$$T_u = \frac{u'}{U} \times 100 \quad (2.42)$$

tirés d'ASHRAE (2021, 9.15), où  $u'$  est la fluctuation de la vitesse (m/s).  $\bar{U}$  est déterminé à partir des composantes cartésiennes de la vitesse moyenne et  $u'$  à partir des composantes cartésiennes de fluctuations de vitesse :

$$\bar{U} = \sqrt{(\bar{U}_x^2 + \bar{U}_y^2 + \bar{U}_z^2)} \quad (2.43)$$

$$u' = \sqrt{\frac{1}{3}(u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2)} \quad (2.44)$$

L'équation (2.41) est une équation empirique basée sur des résultats expérimentaux menés par Fanger et Christensen et rapportés dans Fanger (1988) pour un espace intérieur pour des groupes de personnes sédentaires portant des vêtements et supposées avoir un faible niveau de mouillabilité de la peau. De plus, la température de leur peau est supposée être égale ou proche de 34°C. Comme il n'existe pas d'équations connues proposées spécifiquement pour un groupe de baigneurs, l'indice PD a néanmoins été utilisé pour étudier l'inconfort probable des utilisateurs dû au courant d'air local au-dessus de la plage de la piscine.

Ainsi, 25 positions réparties au-dessus de la plage ont été choisies pour extraire des données locales comme si un baigneur était debout dans chaque position. Les données consistaient en  $T_{air}$ ,  $RH$  et  $U$  à deux hauteurs différentes 0,25 et 1,50 m et pour chaque position. Ces hauteurs ont été ajustées pour une personne debout avec un relevé à la hauteur du bas des jambes et un relevé à la hauteur du haut du corps.

## 2.5 Cas étudiés

L'un des objectifs spécifiques de cette thèse est d'identifier les paramètres clés en ventilation qui influencent le comportement du  $NCl_3$  dans l'air des piscines. Dans une perspective de santé

et sécurité au travail, l'objectif est de réduire au maximum la concentration moyenne de  $\text{NCl}_3$  dans les zones de respiration. Étant donné le gradient du  $\text{NCl}_3$  observé au-dessus de la plage et de la surface de l'eau, la zone de respiration globale déterminée de 0 à 2,5 m de hauteur a été subdivisée pour rapporter les résultats. En effet, certains occupants (baigneurs, moniteurs, sauveteurs) peuvent être dans l'eau avec la tête proche de la surface, être allongés ou assis sur la plage (cours de natation, partie théorique), être assis au bord du bassin, se tenir debout sur la plage et finalement être assis sur les chaises de surveillance (sauveteurs).

Diverses simulations numériques sont réalisées pour déterminer l'influence de trois paramètres. Le premier paramètre est le taux de recirculation d'air et du  $\text{NCl}_3$ . Comme c'est le cas des autres piscines intérieures au Québec, une partie de l'air extrait est mélangé à de l'air provenant de l'environnement extérieur au bâtiment. L'air total (mélange air extérieur et air recirculé) qui en résulte est ensuite acheminé aux bouches de soufflage délivrant l'air dans l'enceinte de la piscine. Cet air total contient une concentration plus ou moins importante de  $\text{NCl}_3$ . Le second paramètre est l'augmentation du nombre de changements d'air par heure (CAH) dans l'enceinte de la piscine. Il s'agit de l'augmentation du débit d'air total injecté dans l'enceinte. Le troisième paramètre se concentre sur l'effet de la modification de la stratégie d'extraction de l'air en ajoutant des grilles d'extraction au niveau de la plage et de l'eau. L'ensemble des simulations planifiées est présenté au tableau 2.5.

La simulation 1 correspond au cas de référence, soit les conditions existantes telles que mesurées expérimentalement lors d'une journée d'hiver, avec 3,6 CAH. Les cas 2 et 3 conservent 3,6 CAH, mais ont une augmentation du débit d'air extérieur et conséquemment une diminution du débit d'air recirculé afin de maintenir le même débit d'air total, pouvant s'exprimer tel que :

$$q_t = q_{ex} + q_{recir} \quad (2.45)$$

$$q_{t,1} = q_{t,2} = q_{t,3} \quad (2.46)$$

Où  $q_t$  est le débit d'air total injecté ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) dans l'enceinte,  $q_{ex}$  est le débit d'air extérieur et  $q_{recir}$  correspond au débit d'air recirculé.

Les cas 4 et 5 ont une augmentation du débit d'air total, avec 6 et 8 CAH respectivement, tout en maintenant le même débit d'apport d'air extérieur que le cas de référence (cas 1), pouvant s'exprimer tel que :

$$q_{ex,1} = q_{ex,4} = q_{ex,5} \quad (2.47)$$

Les cas 6 à 14 consistent en l'étude de l'impact de l'ajout de grilles d'extraction basse au niveau de la plage. Leurs positions dans l'enceinte ainsi que le ratio de répartition du débit d'extraction entre les grilles hautes et basses sont explorés. Les cas 6 à 10 conservent 3,6 CAH alors que la répartition du débit d'extraction est variée, pouvant s'exprimer tel que :

$$q_t = q_{exit,b} + q_{exit,h} \quad (2.48)$$

$$q_{exit,b} = r_{exit} q_{t,1} \quad (2.49)$$

Où  $r_{exit}$  est la fraction du débit d'air total et est attribuée la valeur de 0,1, 0,25, 0,5, 0,75 et 1 pour les cas 6, 7, 8, 9 et 10, respectivement. Pour les cas 11 à 13,  $r_{exit}$  est maintenu à 0,1 alors que la position des grilles d'extraction basse est variée, par rapport au cas 6. Le cas 14 permet d'explorer la variation de  $r_{exit}$  en fonction avec une disposition des grilles différente (par rapport aux cas 7 à 10).

Le dernier cas (15) permet d'étudier l'impact de la modification des paramètres qui ont individuellement permis une réduction des niveaux de  $\text{NCl}_3$ .

Tableau 2.5 Cas numériques étudiant l'impact de la modification de paramètres du système CVCA sur la concentration du  $\text{NCl}_3$  dans les zones de respiration

| <i>Note : le cas de référence a une trame de fond de couleur gris.</i>  |  |   |  |   |                                      |  |   |
|---|--|---|--|---|--------------------------------------|--|---|
| <i>Note : les paramètres variés par rapport au cas de référence ont une trame de fond de couleur vert</i>   |  |   |  |   |                                      |  |   |
| <b>Paramètre 1. Augmentation de l'apport d'air extérieur (recirculation de l'air) :</b>   |  |   |  |   |                                      |  |   |
| Simulation(   | Débit d' air d' extraction haute (m <sup>3</sup> /s) | Air filtré (extraction haute) (m <sup>3</sup> /s) | Débit d' air d' extraction basse (m <sup>3</sup> /s) | Air filtré (extraction basse) (m <sup>3</sup> /s) | Disposition des grilles d'extraction |  | Incorporé dans le ou les article(s) no. |
|   |  |   |  |   | haute                                | basse  |   |
| 1-Ref   | 9,2  | 2,1   | -  | -   | Mur est                              | -  | 1, 2 et 3                               |
| 2   | 9,2  | 4,6   | -  | -   | Mur est                              | -  | 1                                       |
| 3   | 9,2  | 9,2   | -  | -   | Mur est                              | -  | 1                                       |
| <b>Paramètre 2. Augmentation du nombre de changement d'air par heure :</b>  |  |   |  |   |                                      |  |   |
| 4   | 15,3   | 2,1   | -  | -   | Mur est                              | -  | 1 et 3                                  |
| 5   | 20,4   | 2,1   | -  | -   | Mur est                              | -  | 1 et 3                                  |
| <b>Paramètre 3. Ajout de grilles d'extraction d'air au niveau de la plage :</b>   |  |   |  |   |                                      |  |   |
| 6   | 8,3  | 1,2   | 0,9  | 0,9   | Mur est                              | Mur sud  | 2                                       |
| 7   | 6,9  | 1,6   | 2,3  | 0,5   | Mur est                              | Mur sud  |   |
| 8   | 4,6  | 1,1   | 4,6  | 1,1   | Mur est                              | Mur sud  |   |
| 9   | 2,3  | 0,5   | 6,9  | 1,6   | Mur est                              | Mur sud  |   |
| 10  | 0  | 0   | 9,2  | 2,1   | Mur est                              | Mur sud  |   |
| 11  | 8,3  | 1,2   | 0,9  | 0,9   | Mur est                              | mur sud (1 grille) et socle des plongeurs, est (3 grilles) | 2                                       |
| 12  | 8,3  | 1,2   | 0,9  | 0,9   | Mur est                              | Murs ouest (2 grilles) et nord (3 grilles)                 | 2                                       |
| 13  | 8,3  | 1,2   | 0,9  | 0,9   | Mur est                              | Mur nord (4 grilles)                                       | 2 et 3                                  |
| 14  | 4,6  | 1,1   | 4,6  | 1,1   | Mur est                              | Mur nord (4 grilles)                                       |   |
| <b>Combinaison des 3 paramètres. Augmentation de l'apport d'air extérieur, du nombre de changement d'air par heure et ajout de grilles d'extraction d'air au niveau de la plage :</b> |  |   |  |   |                                      |  |   |
| 15  | 11,5   | 2,6   | 1,3  | 1,3   | Mur est                              | Mur nord (4 grilles)                                       | 3                                       |

## CHAPITRE 3

### A NUMERICAL STUDY OF THE IMPACTS OF OUTDOOR AIR INTAKE AND AIR CHANGE PER HOUR ON THE TRICHLORAMINE CONCENTRATIONS IN A SWIMMING POOL ENCLOSURE

Hélène Proulx, Stéphane Hallé

Département de génie mécanique, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Article publié dans « Frontiers Built Environment »,  
septembre 2022

#### Abstract

Trichloramine ( $\text{NCl}_3$ ) is a disinfection by-product commonly found in the water and air in indoor swimming pools. The gas is associated with chronic diseases such as asthma, and often causes eye and skin irritation. Due to its higher density than air,  $\text{NCl}_3$  tends to accumulate close to the water surface and above the deck. Mixing ventilation is the main ventilation strategy used in aquatic centers to maintain the  $\text{NCl}_3$  concentrations at an acceptable level. However, swimming pool halls are known to be significantly energy-intensive, thanks mostly to water evaporation from the basin. Consequently, building codes recommend maintaining a low airspeed above the pool and deck to minimize evaporation and to ensure swimmers' thermal comfort. If trichloramine levels are suspected to be too high, pool managers will favour increasing the number of Air Changes per Hour (ACH) while limiting the Outdoor Air (OA) intake. However, mechanical filtration systems are not designed to remove  $\text{NCl}_3$  from the airflow. Since its concentration cannot be measured directly, ventilation system parameters are often based on minimum recommendations set out in building codes and may vary in operation according to the  $\text{CO}_2$  levels in the extracted air, irrespective of the  $\text{NCl}_3$  level and its accumulation behaviour. It remains unknown how the OA intake ratio affects  $\text{NCl}_3$  levels in breathing zones.

This paper carries out a numerical investigation of the impacts of the OA and the ACH on  $\text{NCl}_3$  concentrations in a swimming pool hall in Montreal (Canada). Results show that the minimum recommendations (OA intake and ACH) by ASHRAE are not sufficient to eliminate  $\text{NCl}_3$  accumulation and stratification in the lower breathing zones. Moreover, air recirculation mostly affects the breathing zones of standing occupants on decks and of lifeguards, but has a smaller impact on the breathing zones of swimmers or people sitting on the deck. Eliminating air recirculation does not guarantee better air quality in terms of  $\text{NCl}_3$  in these breathing zones. The findings for the complex under study may be used to guide similar research in other aquatic centers and for the continuous development of building codes and air quality standards.

### 3.1 Introduction

Commonly present in the air in swimming pool halls, trichloramine ( $\text{NCl}_3$ ) can irritate the eyes and the upper airways (Parrat et al., 2012). The gas is a highly volatile compound formed in water subsequent to a reaction between free chlorine ( $\text{Cl}_2$ ) and ammonia ( $\text{NH}_3$ ) (Afifi and Blatchley III, 2015). Table 1 presents  $\text{NCl}_3$  negative impacts on health reported in literature. Parrat et al. (2012) found a high prevalence of eye and nose irritation symptoms following a 40-hour exposure to  $\text{NCl}_3$  with concentrations of between  $0.20 \text{ mg/m}^3$  and  $0.39 \text{ mg/m}^3$ . Exposure to airborne  $\text{NCl}_3$  also increases the frequency and severity of certain respiratory diseases such as asthma and bronchitis (ANSES, 2012). No regulation in Canada currently exists limiting Concentrations of  $\text{NCl}_3$  ( $C_{\text{NCl}_3}$ ) in swimming pool air. However, certain organizations and researchers recommend limit thresholds varying from  $0.2 \text{ mg/m}^3$  to  $0.5 \text{ mg/m}^3$  (Lévesque et al., 2015; Nitter and Svendsen, 2020).



Tableau 3.1 Effects of  $\text{NCl}_3$  in air of swimming pool Hall

|   |   |
|---|---|
| <b>Health:</b>                                    |   |
| Asthma  | Thickett et al. 2002, Parrat et al. 2012, Romberg et al. 2012, Nitter and Svendsen 2020, Nordberg et al. 2012 |
| Respiratory irritations                           | Parrat et al. 2012, Romberg et al. 2012, Nitter and Svendsen 2020, Nordberg et al. 2012                       |
| Eyes irritations                                  | Parrat et al. 2012,   |
| Skin irritations                                  | Nitter and Svendsen 2020  |
| <b>Building:</b>                                  |   |
| Corrosion of structure, components and equipments | Xie and Cooper 2006, Baxter 2012  |

$\text{NCl}_3$  must be extracted from the air by mechanical ventilation (Lochner and Wasner, 2017). The gas is difficult to remove since its density is higher than that of air, and it tends to accumulate at the water surface and above the deck (Baxter, 2012). In theory, increasing the flow of Outdoor Air (OA) coupled with sufficient air velocity near the water surface should be enough to remove the trichloramine bubble. However, to prevent excessive water evaporation, air velocity above the water surface should not exceed 15.0 cm/s (ASHRAE, 2019a). Air drafts over the deck can also cause thermal discomfort among bathers (Xie and Cooper, 2006). Moreover, any OA increase has an impact on energy consumption, especially in a cold climate country like Canada. Most indoor swimming pools meet the minimum OA requirements in current codes, but very few exceed these minimum recommendations.

According to some researchers, the rate of OA introduced into the Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) system is a determining parameter of  $C_{\text{NCl}_3}$  (Lochner and Wasner, 2017; Bessoneau et al., 2011). For a swimming pool hall, ASHRAE (2019a) prescribes an OA intake of 2.4 l/s per  $\text{m}^2$  of pool and deck surface and between 4.0 and 6.0 Air Changes per Hour (ACH). Where the swimming pool has a dedicated spectator area, the OA intake should be 0.3 l/s per  $\text{m}^2$  of the specific area added to 3.8 l/s per person and between 6.0 and 8.0 ACH (ASHRAE, 2019a et b). Cavestri and Seeged-Clevenger (2008) posit that the OA supply recommended by ASHRAE may be sufficient provided that air is also extracted at the water surface level and exhausted directly outside. However, the position and number of extraction

vents and the ratio of extracted air at that level are not specified in their study or in building codes and standards, including ASHRAE. Saleem et al. (2019) measured  $C_{\text{NCl}_3}$  in a swimming pool hall (Canada) while changing the fraction of OA input to the HVAC system from minimum ASHRAE recommendations to 100% and obtained a 55% reduction in  $C_{\text{NCl}_3}$  when only OA was supplied. Lochner and Wasner (2019) hold that the OA intake recommended by ASHRAE (2019a) would be insufficient for several types of indoor swimming pool installations and that an increase in OA is the preferred route to maintain acceptable air quality. There appears to be agreement among researchers that OA intake has an impact on  $C_{\text{NCl}_3}$ . According to some, increasing the OA beyond the minimum rate recommended by ASHRAE is necessary to get  $C_{\text{NCl}_3}$  to an acceptable level. However, the National Building Code of Canada (CNRC, 2015) prescribes limiting OA intake to the levels recommended by ASHRAE in order to minimize the energy expenditure while maintaining acceptable air quality. According to Nitter and Svendsen (2020), ventilation parameters for swimming pool halls recommended by standards are targeted at reducing water evaporation and minimizing energy loss rather than insuring air quality in the swimmer's zone. There is a dearth of literature on increases in OA and ACH and the impact on  $C_{\text{NCl}_3}$  in swimming pools. Information on an optimal air distribution strategy required for adequate  $\text{NCl}_3$  dilution is also lacking.

Experimentally evaluating the ventilation efficiency of large spaces like most indoor swimming pools is not an easy task. Computational Fluid Dynamics (CFD) has been used by some researchers to study airflow in such indoor spaces. Ciuman and Lipska (2018) modeled thermal-moisture and airflow conditions with a Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) approach in an indoor swimming pool enclosure located in Germany. They obtained good accuracy in reproducing airspeeds and a good agreement between experimental data and numerical results with respect to moisture when using the evaporation rates suggested in the German standard VDI-2089 Part 1 (2010). Rojas and Grove-Smith (2018) used CFD to study the effectiveness of various ventilation strategies in contaminant removal in an indoor swimming pool hall. They obtained the best ventilation effectiveness when it came to removing contaminants with exhaust vents positioned at deck level. Calise, Figaj and Vanoli (2018) determined the energy expenditure of a swimming pool using TRNSYS software. They proposed a method to calculate the mass transfer and energy loss between the water in the basin

and the ambient air of the enclosure. Limane, Fellouah and Galanis (2017) modeled the air velocities and temperature measured in a swimming pool hall (Canada) using an open source CFD software application. They demonstrated that airflow with heat and mass transfer in this particular environment could be successfully reproduced numerically. They also studied how swimmers affect the airflow and concluded that the air temperature and the humidity level are more homogenous in the occupied zone with such movement at the water surface.

Any accumulation of  $\text{NCl}_3$  in a swimming pool enclosure must be limited due to its negative impact on health. Respecting ASHRAE's recommendations for ventilation strategies and parameters to limit  $C_{\text{NCl}_3}$  in the air does not guarantee an acceptable indoor air quality. In a systematic data-driven literature review on indoor swimming pool halls, Smedegard et al. (2021) recommend that future studies, in regards to air quality and ventilation, aim at providing results that can be implemented in the context of HVAC and the building architecture. Notwithstanding the studies cited above, the impact of OA and ACH on  $C_{\text{NCl}_3}$  has not yet been analyzed with CFD. Building managers can usually adjust the ventilation parameters, such as OA intake and ACH, but are less likely to modify the HVAC system partially or totally in order to mitigate the effects of  $\text{NCl}_3$ . In this context, the objective of this paper is to investigate the impact of a variation of the OA rate and the ACH on  $C_{\text{NCl}_3}$  in different breathing zones of an indoor aquatic center.

## **3.2 Methodology**

### **3.2.1 Swimming pool description**

A swimming pool located in Montreal (Canada) that has experienced air quality problems due to high  $C_{\text{NCl}_3}$  was chosen for this study, and is presented in Figure 1. Despite recent renovations and modifications to the ventilation system, these issues are still reported to managers. The studied swimming pool hall includes one  $14 \times 25$  m indoor basin and a spectator area in the mezzanine, for a total volume of  $9\,200\text{ m}^3$ . A dedicated HVAC system provides 3.6 ACH ( $9.3\text{ m}^3/\text{s}$ ) with 23% OA ( $2.1\text{ m}^3/\text{s}$ ). There are three air supply duct lines delivering air to the

hall, including the mezzanine area. The first branch delivers an airflow rate of  $4.9 \text{ m}^3/\text{s}$  to the bottom of the windows of five solariums through ten linear diffusers (Figure 1b). The second branch (Figure 1c) delivers an airflow rate of  $3.1 \text{ m}^3/\text{s}$  near the ceiling along the pool basin through a perforated fabric duct. The third branch (Figure 1d) delivers an airflow rate of  $1.3 \text{ m}^3/\text{s}$  near the ceiling over the mezzanine through six circular diffusers. The air is extracted through two adjacent vents near the ceiling, behind the diving boards (Figure 1e).

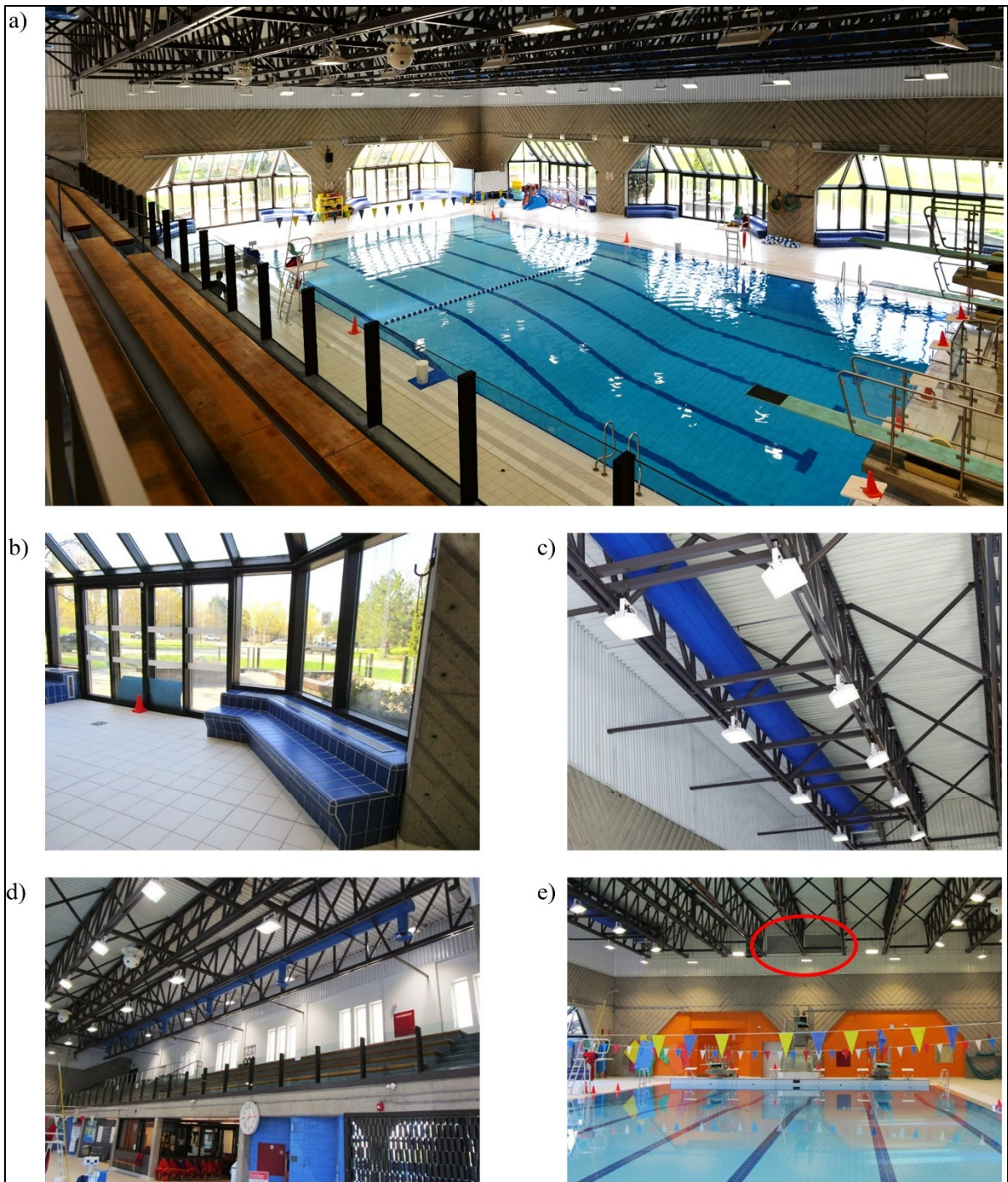


Figure 3.1 a) Studied swimming pool hall b) linear diffusers in solariums c) fabric duct d) circular diffusers over mezzanine and e) extracting vents

### 3.2.2 Modelling approach

Numerical simulations of airflow,  $\text{NCl}_3$  advection and diffusion in the pool enclosure were performed with the Fire Dynamics Simulator (FDS) software (McGrattan et al., 2021a). FDS 6.7.6 uses the Large-Eddy Simulation (LES) method to numerically solve the equations governing air movement, the temperature field and the transport of contaminants in building enclosures. Thus, the unsteady three-dimensional Navier-Stokes equations, the energy conservation equation and the  $\text{NCl}_3$  mass transport equation were solved using the second-order accurate finite difference method on a three-dimensional rectangular grid. FDS employs a simple immersed boundary method for the treatment of solid obstruction in the computational domain (Fadlun et al., 2000).

The numerical model of the pool enclosure was developed with PyroSim (Thunderhead Engineering, 2021), a graphical user interface for FDS. The FDS HVAC solver was used to simulate the recirculation of  $\text{NCl}_3$  in the pool hall. Conservation equations of mass, energy and momentum were solved on a network of nodes and duct segments in the HVAC solver. The nodal conservation equations were connected with the exhaust and supply vents in the computational domain. The  $\text{NCl}_3$  emitted on the water's surface reaching the extraction vent entered the HVAC system and was transported in the ventilation ducts to be partially or totally recirculated into the pool hall through supply vents. The  $\text{NCl}_3$  recirculation was considered numerically by adding a filter in the HVAC solver imitating the introduction of OA. This numerical filter captured  $\text{NCl}_3$ , from 23% as reference case to 100% which corresponds to a 100% OA ventilation strategy. The  $C_{\text{NCl}_3}$  extracted from the return grille was therefore reintroduced in the enclosure minus the filtered  $C_{\text{NCl}_3}$ :

$$C_{\text{NCl}_3,e} \times [1 - \eta_f] = C_{\text{NCl}_3,s} \quad (3.1)$$

where the subscripts  $e$  and  $s$  are extraction and supply vents and  $\eta_f$  is the filter efficiency.

The numerical HVAC diagram is presented in Figure 2. Extraction and supply fans were placed in the ducts to control the air volume flow. A coil placed in a duct heated the extracted air to a setpoint temperature of 33°C. The power of the heating coil was controlled by a thermal device located near one of the main supply vents. The computational domain was limited by the pool water surface, its deck, and the enclosure walls and ceiling. Heat flux boundary conditions resulted from experimental measures done in late winter. The interior and exterior surface temperatures of the enclosure were taken with a Fluke TI25 infrared camera (measurement uncertainty  $\pm 2^\circ\text{C}$ ). For hard-to-reach areas such as the roof, the outside surface temperature was assumed to be the same as the outdoor ambient air temperature ( $-7^\circ\text{C}$ ). Similarly, all temperatures of surfaces located in adjacent interior rooms were assumed to be 21°C. The thermal resistance coefficients ( $R''$ ) of the swimming pool enclosure were estimated based on the construction assemblies found in the architectural plans and on the thermal resistance coefficients of each material (CNRC 2015; ASHRAE, 2019a). Thus, the measured (or assumed) surface temperatures on both sides of the enclosure with estimated  $R''$  values allowed the calculation of the heat flux leaving the enclosure, and thus the computational domain. Dry temperatures and relative humidity were measured with a TSI 9545 thermo-anemometer (measurement uncertainty  $\pm 1^\circ\text{C}$ ) to set the ambient initial conditions.

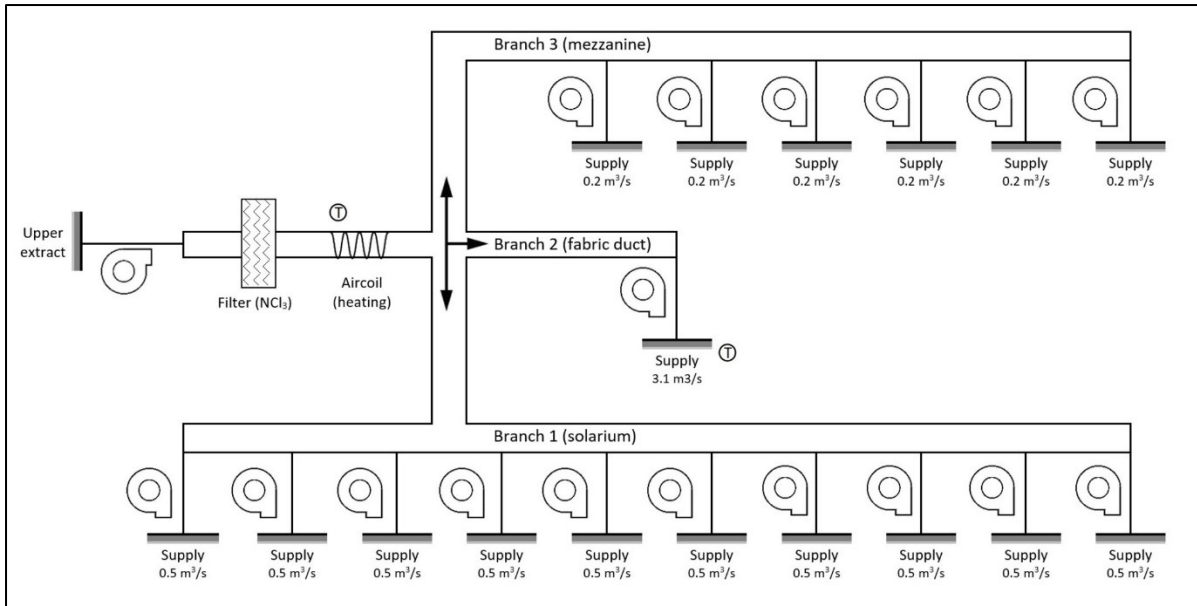


Figure 3.2 Numerical HVAC air recirculation diagram

A no-slip boundary condition was applied for the velocity components. The velocity gradient at the solid surface was not computed directly, but rather, the near-wall treatment was based on a “log law” wall model. A fixed airflow rate was imposed at the air outlets following the momentum box method. At all solid surfaces, except for the water surface, the mass transfer of  $\text{NCl}_3$  was zero. A constant mass transfer of  $4 \times 10^{-9} \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$   $\text{NCl}_3$  gas was imposed uniformly at the water’s surface, corresponding to a fully occupied pool with significant water movement and splashing (Schmalz et al., 2011). Mean  $C_{\text{NCl}_3}$  were calculated in control volumes corresponding to the breathing zone for five different groups of users, as illustrated in Figure 3. These groups are respectively: swimmers with their heads at the water surface (group 1), swimmers sitting on the deck along the basin (group 2), swimmers or staff standing on the deck around the pool basin (group 3), lifeguards sitting in surveillance towers (group 4) and spectators sitting or standing in the mezzanine (group 5).



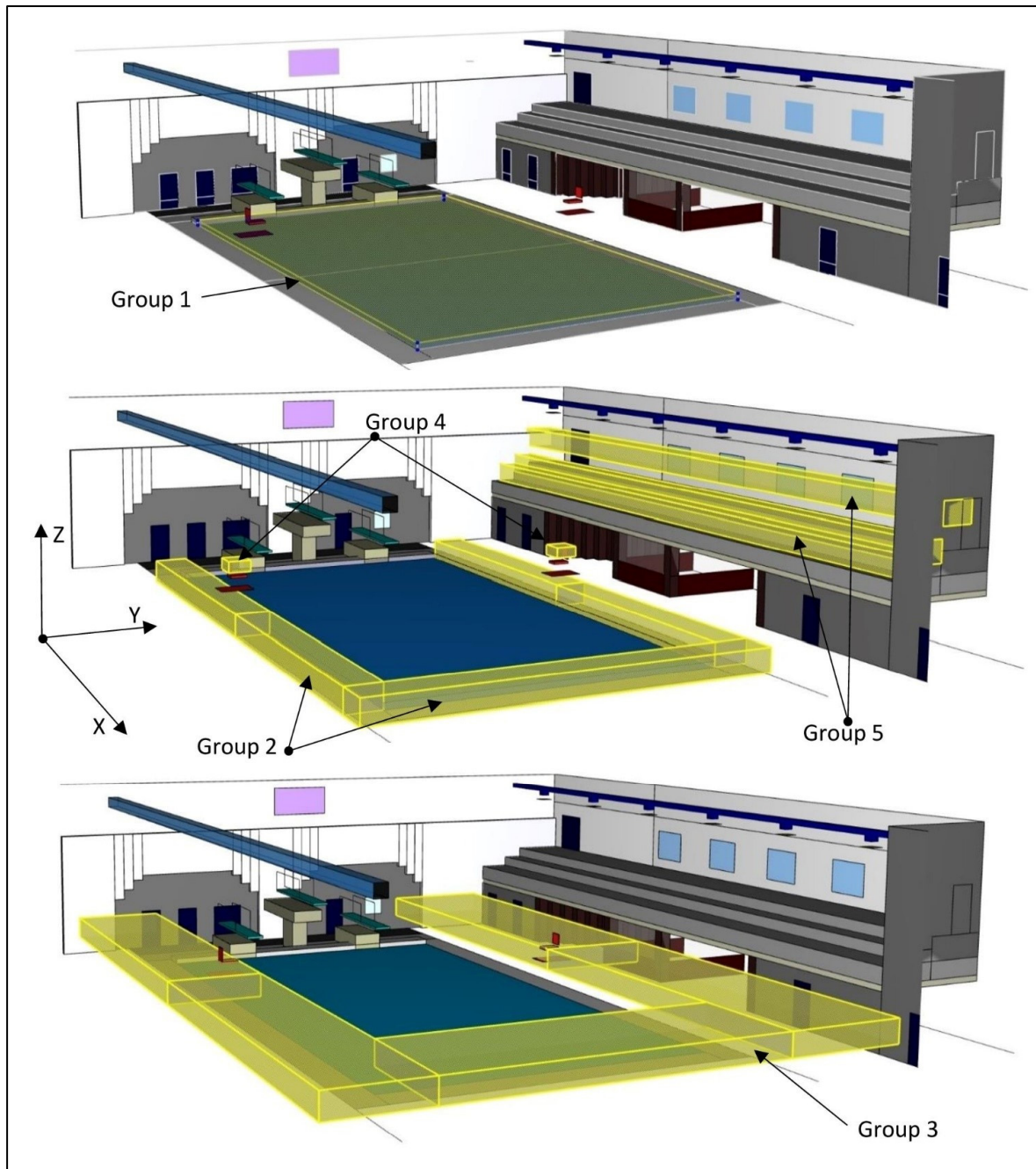


Figure 3.3 Swimming pool hall numerical model's geometry with control volumes of user groups

The impact of modifications to airflow parameters on  $C_{NC13}$  in the breathing zone of the five groups was studied, as presented in Table 2. The actual conditions in the investigated pool were simulated as the reference case (sim. 1), with 3.6 ACH and 23% OA intake. This OA intake corresponds to the minimum ASHRAE recommendation of 2.4 l/s per  $m^2$  of pool and

deck surface for that specific swimming pool. In simulations 2 and 3, the Recirculated Airflow (RA) was increased while maintaining the amount of OA at its reference value (2.1 m<sup>3</sup>/s). The Total Airflow (TA) for these simulations corresponded to 6.0 ACH (sim. 2) and 8.0 ACH (sim. 3), respectively. In simulations 4 and 5, the increase in OA above minimum recommendation was investigated while maintaining TA fixed at 3.6 ACH (9.3 m<sup>3</sup>/s). The OA flow represented 50% (sim. 4) and 100% (sim. 5) of the TA supply.

Tableau 3.2 Numerical simulations ventilation parameters

|                             | <b>Simulations</b> |          |          |          |          |
|-----------------------------|--------------------|----------|----------|----------|----------|
|                             | <b>1-Ref</b>       | <b>2</b> | <b>3</b> | <b>4</b> | <b>5</b> |
| <b>OA (%)</b>               | 23.0               | 14.0     | 10.0     | 50.0     | 100.0    |
| <b>OA (m<sup>3</sup>/s)</b> | 2.1                | 2.1      | 2.1      | 4.6      | 9.3      |
| <b>RA (m<sup>3</sup>/s)</b> | 7.2                | 13.2     | 18.3     | 4.6      | 0.0      |
| <b>TA (m<sup>3</sup>/s)</b> | 9.3                | 15.3     | 20.4     | 9.3      | 9.3      |
| <b>ACH (h<sup>-1</sup>)</b> | 3.6                | 6.0      | 8.0      | 3.6      | 3.6      |

Boundary conditions applied on solid surfaces (fixed temperatures or imposed heat fluxes) were identical for all simulations. Thermal radiation was neglected in the thermal model. The air supply temperature was maintained at 33.0°C for simulations 1, 4 and 5 and lowered to 31.5°C and to 30.0°C, respectively, for simulations 2 and 3 in order to maintain the setpoint temperature in the enclosure despite a higher ACH. Initial air temperature and C<sub>NCl<sub>3</sub></sub> conditions were 29°C and 0 ppm. Simulations were carried out until the mean concentration of NCl<sub>3</sub> in all of the breathing zones were steady state. This equilibrium state was reached after simulation times varying from 14,000 to 18,000 seconds.

The Grid Convergence Index (GCI) (Roache, 1998) was used to determine the influence of spatial discretization on the C<sub>NCl<sub>3</sub></sub> in the lowest breathing zone over the deck and the basin ( $Z = 0.0$  to  $0.5\text{m}$ ). This index was calculated with the results of three simulations performed with coarse (1), intermediate (2) and fine (3) meshes, respectively composed of 2.7, 4.2 and 6.9 million cells. A GCI of 0.25% between meshes 2 and 3 confirms the independence of the spatial

discretization for the intermediate grid with 4,184,032 cells. A  $Y^+$  value between 30 and 100 is recommended for most engineering applications (McGrattan et al., 2021b). The average  $Y^+$  value for the selected mesh is 80. The airflow is sufficiently resolved along the boundaries for the purpose of this study.

### 3.2.3 Model validation

The tracer gas decay and pulse methods were chosen to validate the airflow profile calculated by the numerical model. The decay method involves injecting gas into a space, making sure it is well mixed, and then measuring its concentration in real time at different locations in the room. In the pulse method, a measured amount of gas is injected into the air supply, and then its concentration is measured at specific locations in the room. Carbon dioxide ( $\text{CO}_2$ ) was chosen for its nontoxicity, non-flammability, and its low impact on the environment. Since  $\text{CO}_2$  is present in ambient air, a sufficient quantity must be injected to measure a concentration higher than the background value.

The ability of FDS to adequately model the indoor environment airflow has been the subject of numerous verification and validation case studies (McGrattan et al., 2021c and 2021d). Two such validation cases were performed herein. The first was conducted in a  $53 \text{ m}^3$  test chamber with the tracer gas decay method. Pressurized  $\text{CO}_2$  was injected in the chamber for 10 seconds, and then mixed in a room with a large fan. The concentration of  $\text{CO}_2$  ( $C_{\text{CO}_2}$ ) and air temperature were then measured at each second with four non-dispersive infrared sensors (TSI-7545, accuracy of  $\pm 3\%$  or  $\pm 50 \text{ ppm}$ ), three of which were set on 1.5 m high rods, and one placed on the air outlet. The ACH in the room was controlled with a variable-speed fan drive adjusted at 100% and 50% of its capacity, respectively.

The second validation was carried out in the investigated swimming pool enclosure. Due to the inability to mix the tracer gas in such a large volume, pressurized  $\text{CO}_2$  was injected in one of the linear diffusers in a solarium for 15 seconds. Figure 4a presents the setup of the rods on a schematic layout of the swimming pool enclosure and Figure 4b shows an actual rod with two  $\text{CO}_2$  sensors. The  $C_{\text{CO}_2}$  and air temperature were measured with four TSI-7545 and four

TSI-7525 set on four rods at two specific heights (0.5 m and 1.5 m), positioned on the deck between the air supply vent and the pool basin in a two-row configuration. The four rods and eight TSI devices were first positioned closer to the injection vent (row 1: rods 1 to 4 on Figure 4a) and repositioned closer to the pool (row 2: rods 5 to 8 on Figure 4a). There were a distance of 2.0 m between each rod and each row and of 3.0 m between the injection vent and the first row. The experiment was repeated three times for each configuration (rows 1 and 2). The total CO<sub>2</sub> mass injected (average of 180 g per test) was determined by weighing the gas cylinder before and after each test with an ADAM CBK 35a AE balance (uncertainty  $\pm 0.5$  g). Mean C<sub>CO2</sub> was calculated by the numerical code in control volumes enclosing each rod and averaged every 15 seconds.

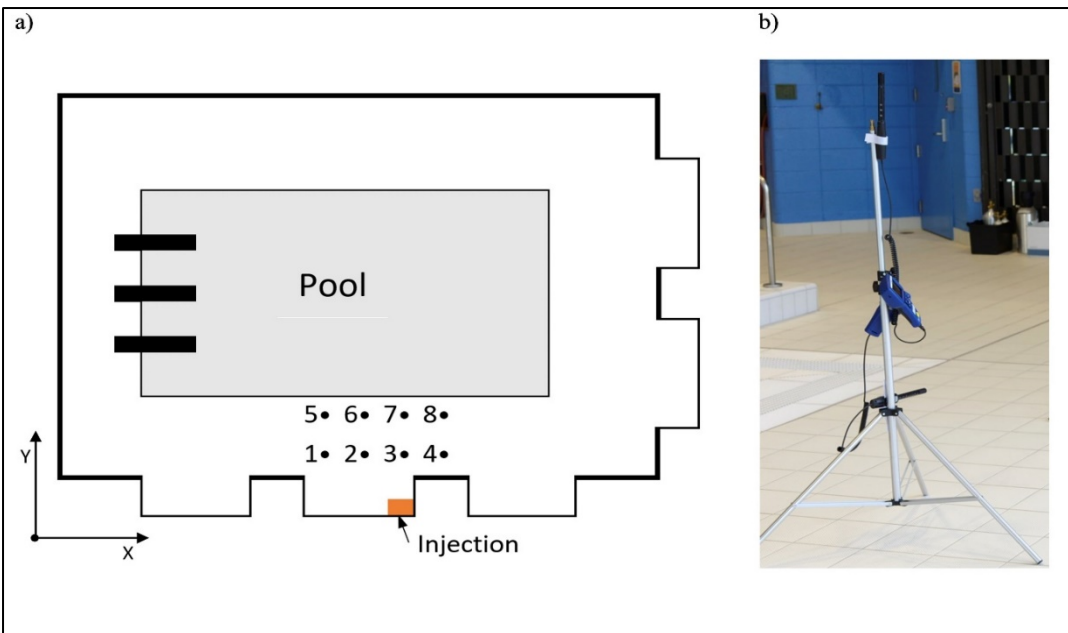


Figure 3.4 a) Schematic layout of the pool enclosure showing the positions of the tracer gas injection's supply vent and the measurement rods 1 to 8 and b) rod with two air sensors

### 3.2.4 Ventilation indices

The Mean Age of Air (MAA), used to assess the air supply distribution in each breathing zone investigated, indicates the time required for air supplied by the HVAC system to reach a specific zone (Rim and Novoselac, 2010; Sandberg, Kabanshi, and Wigo, 2020), and is directly

correlated with the space airflow (Rim and Novoselac, 2010). MAA was determined numerically with the decay method setting an initial  $C_{CO_2}$  at 5 000 ppm in the whole domain, and its time decay was determined in control volumes for the five different groups of users.

The Air Change Effectiveness (ACE) is a ratio expressed in percent, comparing the MAA with the ventilation time constant ( $\tau_n$ ). The latter is the inverse of the ACH expressed in minutes representing the shortest possible MAA in the room corresponding to the piston flow (Etheridge and Sandberg, 1996). The ACE is calculated as follows:

$$ACE = \frac{\tau_n}{MAA} \times 100 \quad (3.2)$$

The last index considered in this study is the Contaminant Removal Effectiveness (CRE). The CRE, expressed in percent, is an indicator of the effectiveness of the airflow distribution in removing a specific local indoor source contaminant, following this equation (Mundt et al., 2004):

$$CRE = \frac{C_{NCl_3,e} - C_{NCl_3,s}}{C_{NCl_3,v} - C_{NCl_3,s}} \times 100 \quad (3.3)$$

where subscript  $e$ ,  $s$  and  $v$  are the extraction, supply and control volume, respectively.

### 3.3 Results

#### 3.3.1 Surface and supply temperatures

The outdoor ambient air temperature was  $-7^\circ\text{C}$ , while the mean indoor air temperature and relative humidity were respectively  $28^\circ\text{C}$  and 39%. The air supply temperature is controlled by a pulsed heating system. This temperature ranged from  $29^\circ\text{C}$  to  $37^\circ\text{C}$ , with a mean supply temperature of  $33^\circ\text{C}$ . The surface mean temperatures of the floor, walls, windows and ceiling

varied between 22°C and 29°C, indoors, and between -7°C to 0°C, outdoors. The water temperature was 27°C.

### 3.3.2 Tracer gas results

Figure 5 shows the  $C_{CO_2}$  versus time expressed in Parts-per-million (ppm) in the climatic chamber over a 20-minute period for tests 1 and 2, corresponding respectively to the speed fan drive at 100% and 50%. Very good agreement is obtained between the experimental measurements and numerical results for both tracer gas tests. Figure 6 presents the tracer gas results in the swimming pool enclosure, which globally show a good agreement between the experiment and the CFD simulation, thus validating our numerical model. The experimental and numerical peaks of the pulse signal curves correspond very well, but the decay profile shows some divergencies attributed to the difficulty of precisely reproducing the CO<sub>2</sub> injection conditions. This level of discrepancy is expected and falls within the acceptable range required to meet the objective of this research. Table 3 presents the mean differences between experimental and simulated measures, which vary respectively from 5% (rod 1) to 12% (rod 4).

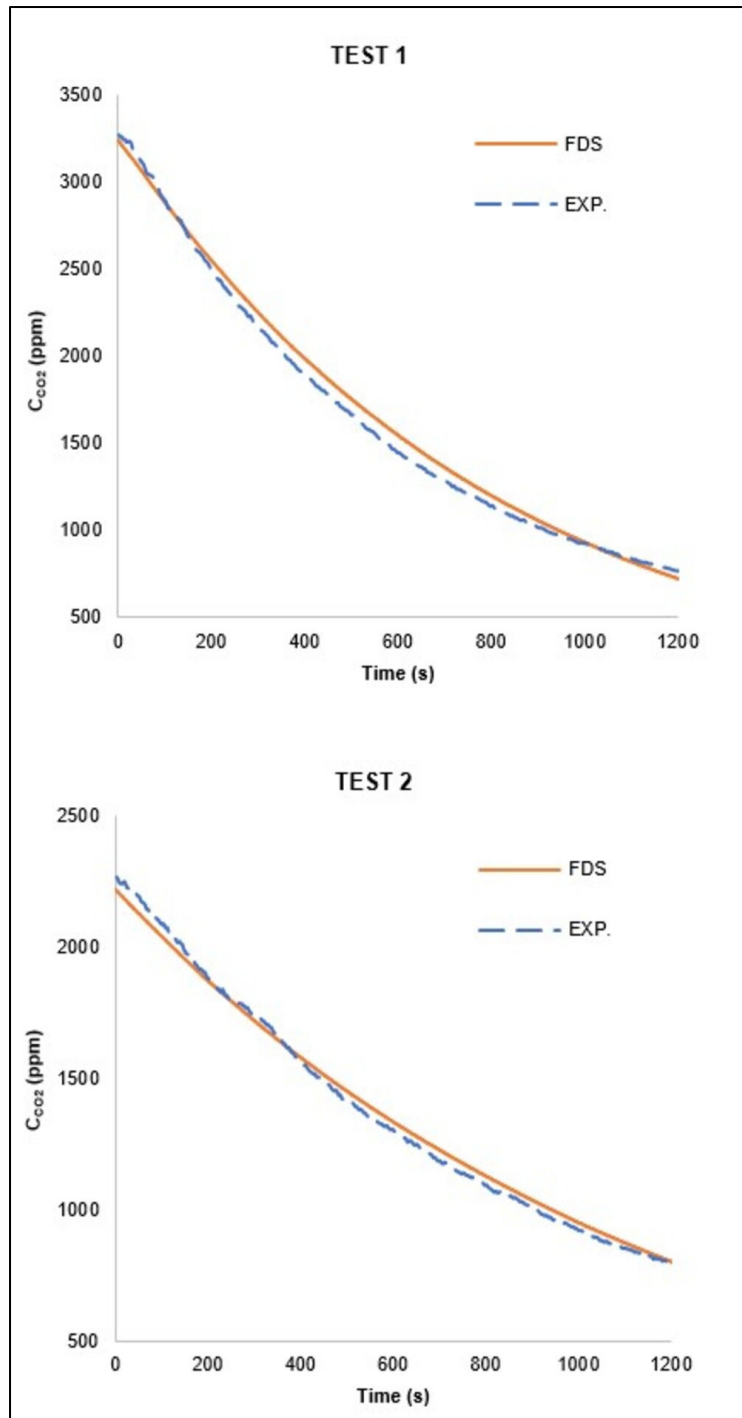


Figure 3.5 Experimental data and numerical curves of tracer gas two tests in climatic chamber

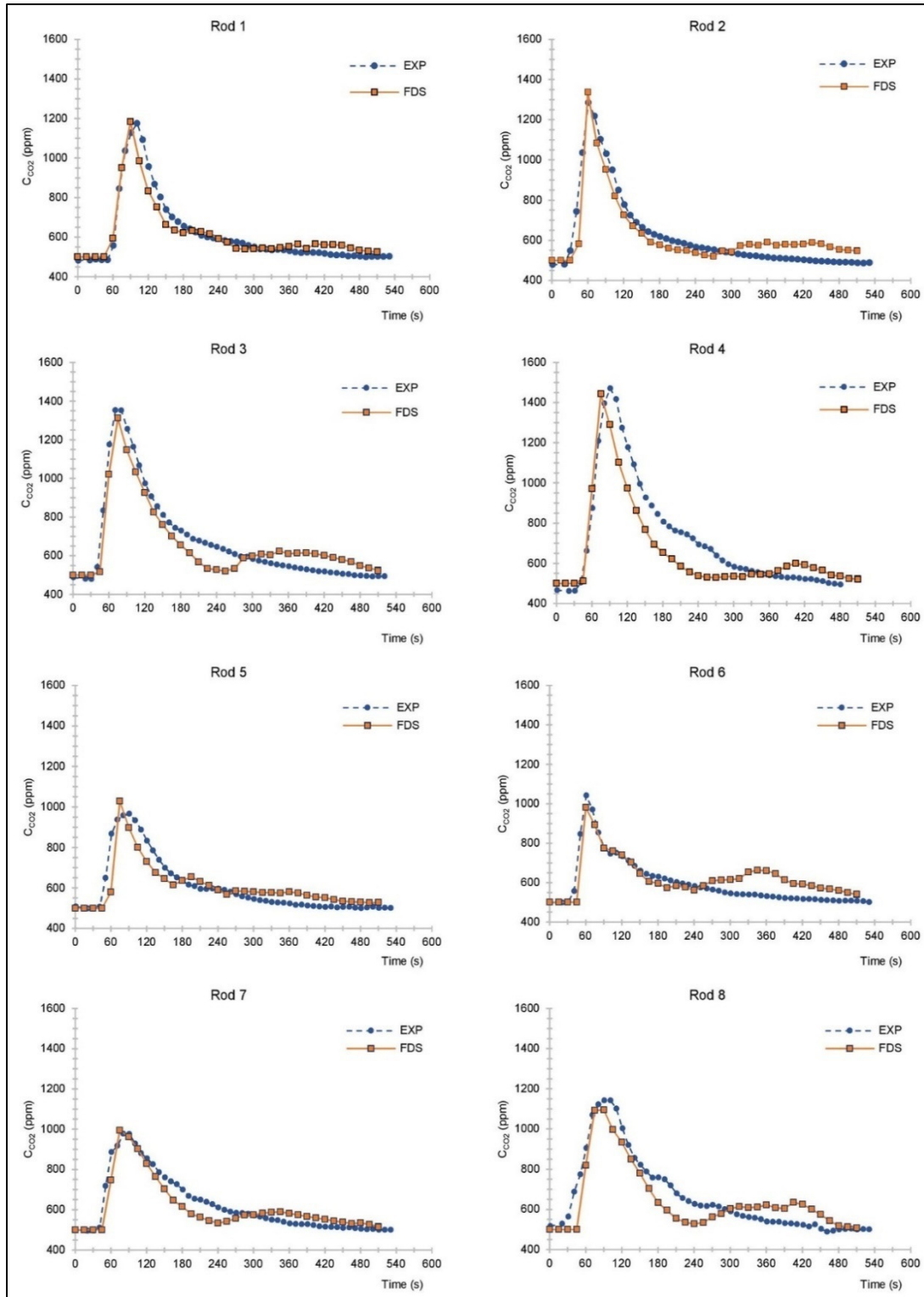


Figure 3.6 Experimental data and numerical curves of tracer gas ( $CO_2$ ) tests (rods 1 to 8)



Tableau 3.3 Mean differences between experimental and numerical tracer gas tests results

| <b>Rods</b> | <b>Mean differences (%)</b> |
|-------------|-----------------------------|
| 1           | 5                           |
| 2           | 9                           |
| 3           | 11                          |
| 4           | 12                          |
| 5           | 8                           |
| 6           | 9                           |
| 7           | 7                           |
| 8           | 10                          |

### 3.3.3 Air velocities

Figure 7a and 7b present instantaneous velocities respectively in the XY plane near the water level at a height of 0.13 m and in the YZ plane across the pool hall ( $X=21.0$  m). Increasing the TA rate increases the flow velocity in the vicinity of the air distribution devices. In the region above the basin, an increase in flow velocity can be seen, but the velocities remain well below 0.3 m/s. The RA ratio variation for simulations 4 and 5 has no impact on the airflow velocities because TA is identical to the reference case at  $9.3 \text{ m}^3/\text{s}$ . Therefore, these results are not presented in Figure 7. Roller shades installed in front of each solarium create an obstacle to the airflow, explaining why the warmer supply air does not directly go towards the ceiling of the pool hall. The supply air from the fabric duct is projected downwards, but the buoyancy forces redirect it towards the ceiling since the air supply temperature is higher than the mean air temperature of the enclosure. The air supplied in the mezzanine sector is oriented sideways by a deflector below the vent reproducing numerically the diffusers in place.

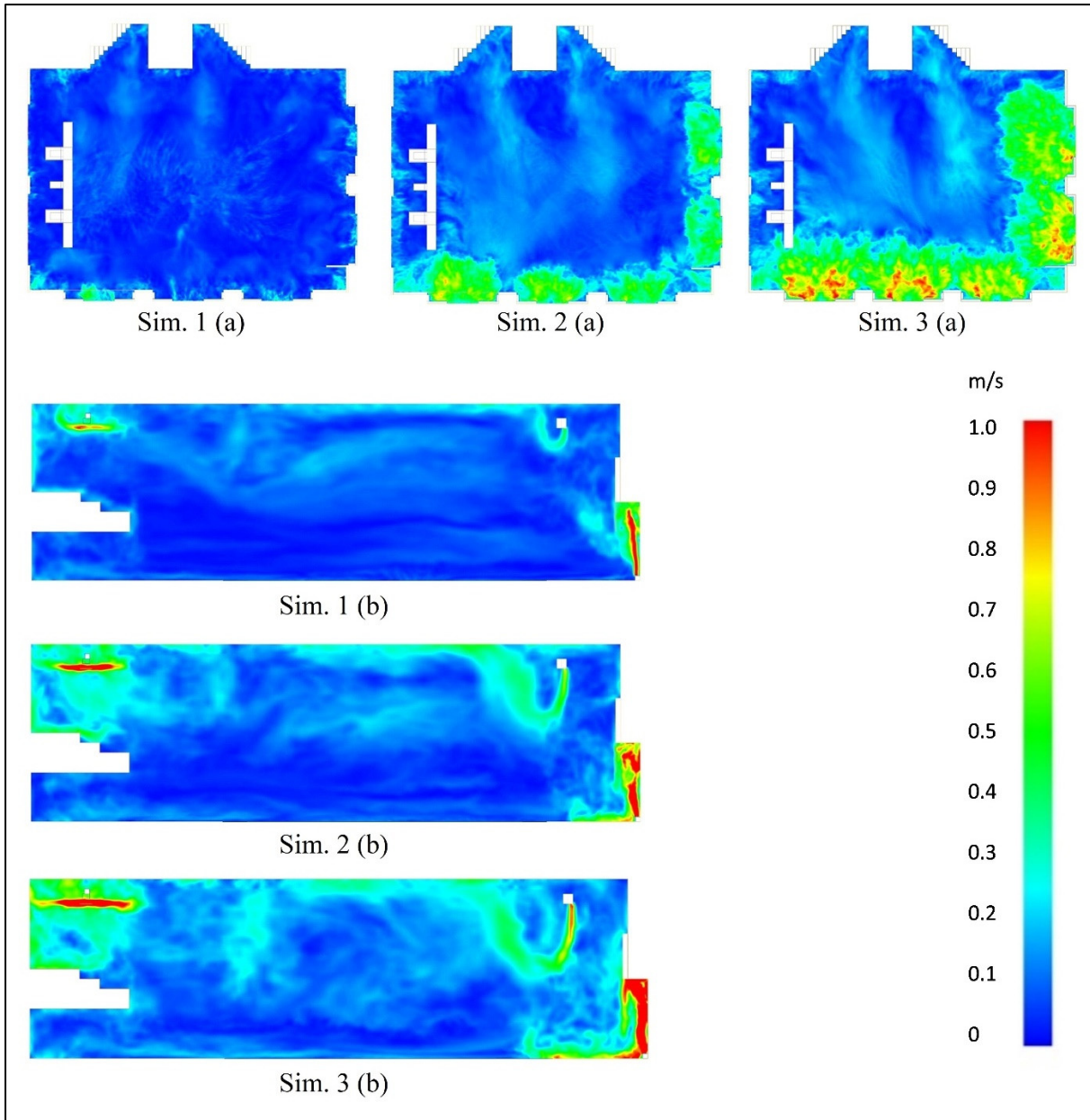


Figure 3.7 Velocities a) in XY plane at water level ( $Z=0.13\text{m}$ ) and b) in YZ plane in the centre of the pool hall ( $X=21.0\text{m}$ )

Table 4 presents the mean velocities above the pool basin at a 0.13 m height, averaged over a period of 15 minutes. In the reference case (sim. 1) the mean velocity above the pool is 5.8 cm/s. When the TA is increased to 6.0 ACH (sim. 2) and to 8.0 ACH (sim.3), the mean velocities above the pool increase respectively to 11.0 cm/s and 14.7 cm/s. They all remain within the threshold of the ASHRAE (2019a) recommendations, from 5.0 cm/s to 15.0 cm/s,

to ensure a sufficient airspeed to remove trichloramines while limiting water evaporation. However, the air velocities are between 10.0 cm/s and 70.0 cm/s (sim. 2) and between 30.0 cm/s and 100.0 cm/s (sim. 3) above the deck on the sides of the solariums (Figure 7a and b), which could cause significant discomfort to swimmers while they are in those areas. In all of the velocity planes presented, the area with the lowest airspeed is located above the pool and behind the diving boards. The ventilation strategy in place avoids high speed airflow above the pool, as recommended by ASHRAE.

Tableau 3.4 Air velocity above water surface, numerical results

| <b>Simulations</b> | <b>Mean air velocity (cm/s)</b> |
|--------------------|---------------------------------|
| 1 (ref), 4 and 5   | 5.8                             |
| 2                  | 11.0                            |
| 3                  | 14.7                            |

### 3.3.4 Ventilation indices

Table 3.5 presents the MAA and the ACE for the reference case (sim. 1). An ACE index of 100% corresponds to a piston flow, while an index of 50% represents ideal mixing conditions (Mundts et al., 2004). The weighted average of the local MAA for the five user groups is 29.7 minutes and the associated ACE index is 56%, which allows to conclude that the ventilation in place creates conditions close to a well-mixed air distribution system. The lifeguard breathing zone (group 4) is not considered well mixed, with an index of 41%, indicating some stagnant air in the zone, while the spectator area (group 5) shows short-circuit ventilation with an index of 76%.

Tableau 3.5 MAA and ACE numerical results

| <b>Groups</b> | <b>MAA (minutes)</b> | <b>ACE (%)</b> |
|---------------|----------------------|----------------|
| 1             | 30.1                 | 55             |
| 2             | 30.4                 | 54             |
| 3             | 28.7                 | 57             |
| 4             | 40.1                 | 41             |
| 5             | 21.8                 | 76             |
| <b>mean</b>   | <b>29.7</b>          | <b>56</b>      |

Table 3.6 presents the CRE index for the five user groups and the mean CRE averaged over the volume of each zone, for all five simulations. A CRE index of 100% corresponds to a well-mixed condition; above 100%, it indicates an area with short-circuited ventilation, and a CRE below 100% indicates an area with potentially stagnant air flow or closer to the contaminant source (Etheridge and Sandberg, 1996). The CRE index in the reference case (sim. 1) for the five user groups (volume-weighted average of all groups) is 24%. This index moves up to 30% (sim. 2) and 45% (sim. 3) when TA is increased, but remains at 24% or close to it (sim. 4 and 5) when TA is unchanged. These results indicate an improvement of the effectiveness of the air distribution in removing  $\text{NCl}_3$  only when TA and RA rates are increased (sim. 2 and 3). This is explained by the higher airflow velocities in the space when TA is increased. Increasing the OA rate (sim. 4 and 5) does not lead to a significant change of the CRE index. Indeed, an OA variation while TA is unchanged does not affect the airflow distribution in the space. The CRE index does not take into consideration its impact on contaminant removal.

Tableau 3.6 CRE numerical results (%)

| Groups      | Simulations |           |           |           |           |
|-------------|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|             | 1<br>Ref    | 2         | 3         | 4         | 5         |
| 1           | 10          | 12        | 13        | 12        | 10        |
| 2           | 23          | 31        | 69        | 22        | 22        |
| 3           | 75          | 71        | 88        | 73        | 72        |
| 4           | 67          | 54        | 69        | 76        | 77        |
| 5           | 124         | 130       | 127       | 113       | 128       |
| <b>mean</b> | <b>24</b>   | <b>30</b> | <b>45</b> | <b>25</b> | <b>24</b> |

### 3.3.5 Concentration of $\text{NCl}_3$ for the groups of users

Figure 8a and 8b present respectively the  $C_{\text{NCl}_3}$  in Parts-per-billion (ppb) and  $C_{\text{NCl}_3}$  variations (%) compared to the reference case (sim. 1), for each of the five user groups and their volume-weighted average. These results represent the average  $C_{\text{NCl}_3}$  in each control volume after the steady-state conditions are reached, and over a time interval of 15 minutes. For the reference case (sim. 1) in Figure 8a, the  $C_{\text{NCl}_3}$  in the lowest breathing zone (group 1) just above the water surface is 1910 ppb, which is two times higher than the  $C_{\text{NCl}_3}$  in the second group's breathing zone (sitting alongside the pool) and almost four times the  $C_{\text{NCl}_3}$  in the third group's breathing zone (standing on deck). This reveals the significant vertical  $C_{\text{NCl}_3}$  gradient near the water surface. Regardless of the ventilation scenario,  $C_{\text{NCl}_3}$  remains much higher in the first breathing zone (group 1). The weighted average  $C_{\text{NCl}_3}$  of the reference case (sim. 1) is the highest, with 950 ppb, while the lowest concentration is 600 ppb obtained with 100% OA (sim. 5). Thus admitting 50% OA (sim. 4) and 100% OA (sim. 5) yields respectively a 19% and a 37%  $C_{\text{NCl}_3}$  reduction (volume-weighted average).

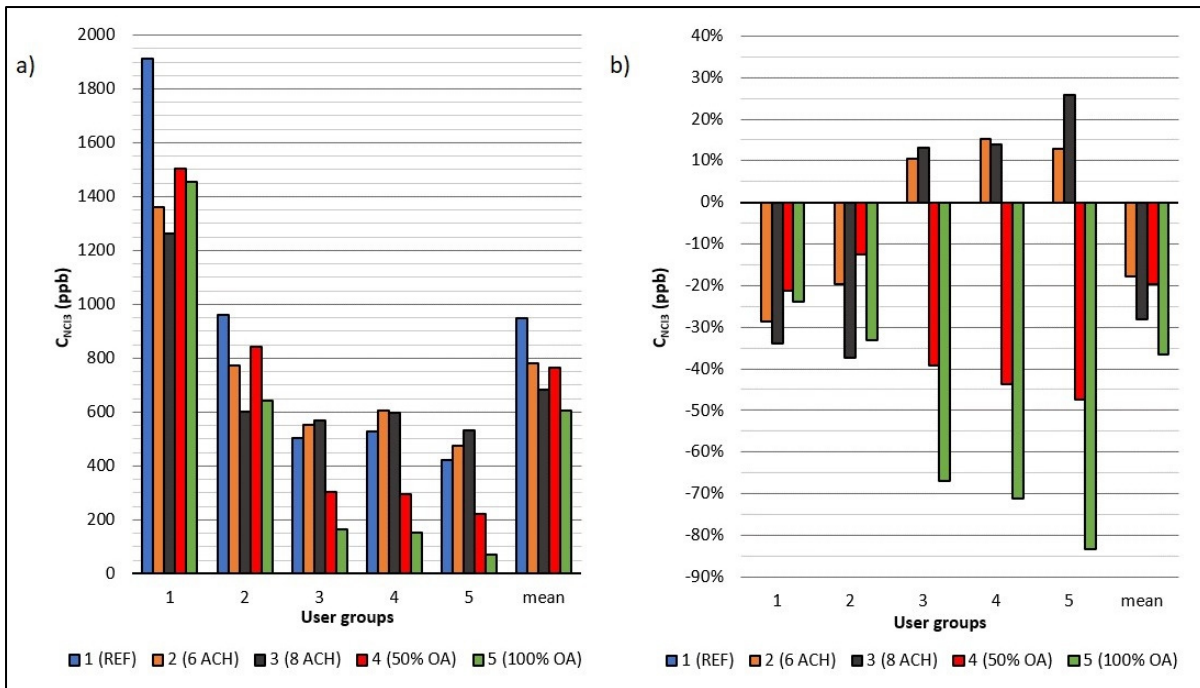


Figure 3.8  $C_{NCl_3}$  for the five user groups a) absolute values and b) variation with reference case (sim. 1)

For the lowest breathing zone (group 1), in Figure 8b, the TA increased to 6.0 ACH and 8.0 ACH (sim. 2 and 3) yields the largest reduction of  $C_{NCl_3}$ , with 28% and 33%, followed by an increase of OA (sim. 4 and 5), with a  $C_{NCl_3}$  reduction of 21% and 24%. However, the reduction is not that significant between 6.0 ACH and 8.0 ACH or between 50% OA and 100% OA. For the second breathing zone (group 2), the most significant  $C_{NCl_3}$  reduction obtained is 37% with 8.0 ACH (sim. 3), closely followed by 100% OA (sim. 5), with a reduction of 33%. There is an OA of 2.1  $m^3/s$  for 8.0 ACH (sim. 3), the same amount as the reference case (sim. 1), but an increased OA to 9.3  $m^3/s$  for 100% OA (sim. 5). Interestingly, the increased RA (and TA) has a greater impact on  $C_{NCl_3}$  reduction than an increased OA (TA fixed), for the lower breathing zones (groups 1 and 2). This can be explained by the difficulty of moving  $NCl_3$  due to its high molar weight. Increased air momentum is required to prevent its accumulation at water and deck level. By itself, OA is not sufficient if the air velocity is also insufficient (not enough momentum).

For breathing zones located at a height greater than 1.0 m from the floor and water surface (groups 3, 4 and 5), there is a reduction of  $C_{NCl_3}$  between 39% and 47%, with 50% OA (sim. 4) and between 67% and 83%, with 100% OA (sim. 5). These breathing zones benefit the most from an increase in OA. Conversely, there is an increase of  $C_{NCl_3}$  of between 10% and 15%, with 6.0 ACH (sim. 2) and between 13% and 26%, with 8.0 ACH (sim. 3). These breathing zones (groups 3, 4 and 5) are negatively impacted by an increase of TA. This is explained by the increased momentum that lifts the  $NCl_3$  from the water and deck level and disperses it in the entire volume of the enclosure.

Figure 9a and 9b present the  $C_{NCl_3}$  respectively in the XY plane near the water level at  $Z=0.13$  m and in the YZ plane across the pool hall ( $X=21.0$  m). There is a significant reduction of  $C_{NCl_3}$  for simulations 4 and 5 in about half of the areas over the deck (Figure 9a) and in the space above a 1.0 m height (Figure 9b). This reduction is induced by a decrease in RA, and consequently, an increase in OA. These zones are clearly affected by the recirculation of  $NCl_3$  in the HVAC system. A significant reduction of  $C_{NCl_3}$  for simulations 2 and 3 above the water surface (Figure 9a and 9b), and in some areas above the deck (Figure 9a), is also observed. This is explained by the increased air velocities lifting  $NCl_3$  in the air above that level. As  $NCl_3$  is lifted up, it is entrained and diluted in the air.

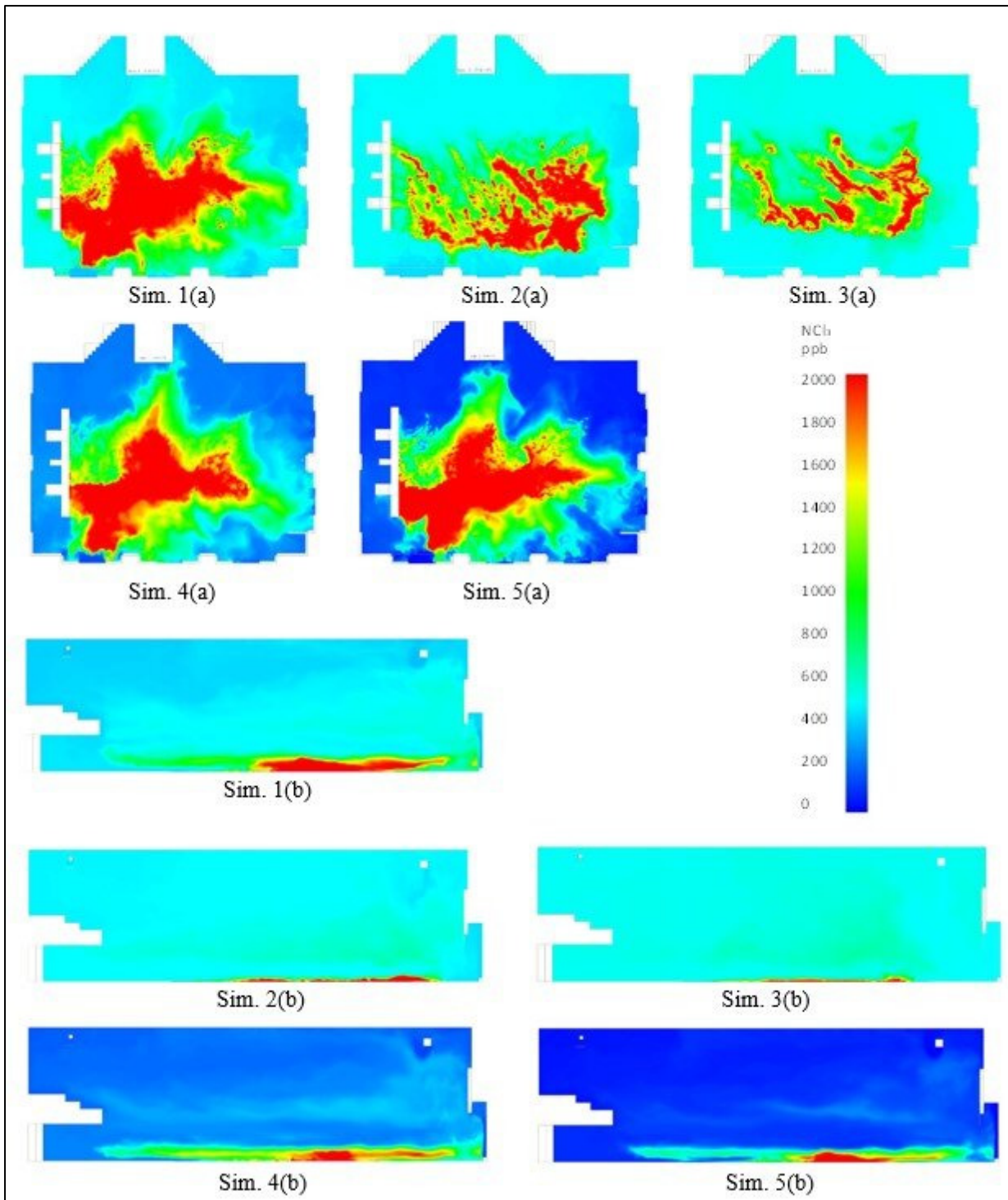


Figure 3.9  $C_{NC13}$  a) in XY plane at water level ( $Z=0.13\text{m}$ ) and b) in YZ plane in the centre of the pool hall ( $X=21.0\text{m}$ )



### 3.4 Discussion

Each simulated scenario yields a  $C_{\text{NCl}_3}$  decrease as compared to the reference case (sim. 1) for the volume-weighted average of all five user groups. As recommended by Lochner and Wasner (2017) and Bessoneau et al. (2011), an OA increase effectively improves air quality in the breathing zone of all five groups by reducing  $C_{\text{NCl}_3}$ . The reduction ratio is surprisingly low, coming in at only 24% for group 1 (water surface) and 33% for group 2 (sitting on deck), for a 100% OA (sim. 5), also taking into consideration that these two groups are exposed to the highest  $C_{\text{NCl}_3}$ . These reduction may not yield sufficiently low enough  $C_{\text{NCl}_3}$  to prevent adverse effects on health. Furthermore, eliminating air recirculation with a 100% OA is a known energy demanding ventilation strategy, especially in cold climate. In comparison, Saleem et al. (2019) obtained a 55% reduction of  $C_{\text{NCl}_3}$  (experimental measures), from  $0.22 \text{ mg/m}^3$  to  $0.10 \text{ mg/m}^3$  (swimming pool facility P5), when only OA was supplied, in reference to the minimum ASHRAE requirements. Their measuring locations correspond to the breathing zone of group 2 (sitting on deck). Their results present a more significant  $C_{\text{NCl}_3}$  reduction with a 100% OA strategy, compared to our numerical results. However, the swimming pool halls do not have the same geometry nor the same ventilation, air distribution and extraction layouts, limiting our comparative analysis. For groups 3, 4 and 5 (breathing zones above 1.0 m) there is a  $C_{\text{NCl}_3}$  increase when TA and RA are increased (sim. 2 and 3), but this is compensated by a  $C_{\text{NCl}_3}$  decrease for groups 1 and 2 (water surface and the deck along the basin). Increasing RA and TA (sim. 2 and 3) brings higher air velocities above the water surface, which contributes to more efficient contaminant dilution by displacing  $\text{NCl}_3$  through the enclosure. The air quality, with regard to  $C_{\text{NCl}_3}$ , is improved in the lower breathing zones, but negatively impacted in higher breathing zones, where lifeguards and swimming monitors may be more exposed. Energy expenditure might be increased by the added RA in movement (ventilation fans) and the added air velocities near the building envelope contributing to an increase in the convective heat transfer coefficient. However, there is no added OA needing conditioning, and therefore limiting the energy demand to a potentially acceptable level for building managers. This dilution ventilation strategy (increased RA and TA, sim. 2 and 3) has the potential to bring the overall  $C_{\text{NCl}_3}$  to under a certain threshold by levelling its concentration in all breathing zones. In terms of exposure, these higher airflow strategies could represent a better compromise

depending on the duration of exposure in each breathing zone and the frequency of that exposure. In other words, a lifeguard that does not go in the water or spends less time in that lower breathing zone might not benefit from that ventilation strategy as much as a swimmer who spends most of its time in the lowest breathing zone.

The simulations show that a mean velocity of 5.8 cm/s over the water surface is not sufficient to prevent  $\text{NCl}_3$  accumulation. ASHRAE's recommendation of 5.0 cm/s as a minimum threshold to move chloramines might not be enough to prevent  $\text{NCl}_3$  accumulation near the water surface. Lower  $C_{\text{NCl}_3}$  near the water surface and improved dilution is obtained, with a mean velocity of 11.0 cm/s, and is further improved with a mean velocity of 14.7 cm/s, corresponding respectively to 6.0 ACH (sim. 2) and 8.0 ACH (sim. 3).

The lowest CRE index is obtained in the lowest breathing zone (group 1) for all simulations (from 10% to 13%), representing an important stratification of  $\text{NCl}_3$ , but the ACE index for the same breathing zone (55%) is very close to the weighed-volume average of 56%, and represents a well-mixed ventilation condition. Despite this well-mixed condition,  $\text{NCl}_3$  can accumulate in that area due to its proximity to the emission source (water surface) and to its density which is higher than that of air.

### 3.5 Conclusion

Variation of the OA rate and the ACH on  $C_{\text{NCl}_3}$  in different breathing zones was numerically investigated for an aquatic center located in Canada. This research shows that for the swimming pool hall investigated, and compared to actual ventilation conditions (reference case):

- An OA increase by itself is not sufficient to reduce  $C_{\text{NCl}_3}$  in the lower breathing zones, especially over the water surface, if no added air momentum is provided.
- A mean air velocity of 5.8 cm/s above the water surface is not sufficient to prevent  $\text{NCl}_3$  accumulation in the swimmers' breathing zone.
- Breathing zones above 1.0 m from the floor and the water surface are negatively impacted by an augmentation of TA.
- The most significant  $C_{\text{NCl}_3}$  reduction in the breathing zone that has the highest  $C_{\text{NCl}_3}$

(group 1) is obtained by augmenting TA and RA (OA unchanged) from 3.6 ACH to 8.0 ACH. Consequently, this yields an increase of the mean air velocity above the water surface from 5.8 cm/s to 14.7 cm/s.

Based on the results of this research for that specific swimming pool hall, and in a context where no reconfiguration of the HVAC system is planned, the recommendation to managers is to increase TA (with RA) as much as possible, but only up to a maximum of 8.0 ACH. However, the swimmers' comfort must be assessed, given the increased airspeed above the deck. Therefore, a compromise must be made between the  $C_{NCIB}$  over the water surface, the thermal comfort and the energy expenditure. An increase of OA would also be beneficial, particularly for breathing zones above 1 m in height, and should be evaluated with respect to additional energy expenses. The findings of this study can serve to guide research for other swimming pool halls even if the enclosure and the ventilation strategy are not similar to those herein. Further research is needed to study the exposure, thermal comfort and energy expenditure associated with variation of ventilation parameters. Ventilation strategies should be studied in other aquatic centres to provide optimal air quality in all breathing zones while minimizing energy loss.



## CHAPITRE 4

### DECK LEVEL AIR EXTRACTION AND ITS IMPACT ON TRICHLORAMINE CONCENTRATIONS IN AN INDOOR SWIMMING POOL: A NUMERICAL STUDY

Hélène Proulx<sup>1</sup>, Maximilien Debia<sup>2</sup>, Stéphane Hallé<sup>1</sup>

1-Département de génie mécanique, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

2-Département de santé environnementale et santé au travail, École de Santé publique, Université de Montréal, 7101, avenue du Parc, 3e étage, Montréal, Québec, Canada H3N 1X9

Article publié dans « *Journal of Building Engineering* »,  
mai 2023

#### **Abstract**

Trichloramine ( $\text{NCl}_3$ ) is a disinfection by-product (DBP) that forms in swimming pool water due to water chlorination. It easily becomes airborne when water is agitated and can impair lung functions and cause illnesses such as asthma and bronchitis in workers and bathers, when inhaled. In indoor swimming pools,  $\text{NCl}_3$  must be removed from the breathing zones with mechanical ventilation. Since it tends to accumulate at the water surface, ASHRAE's recommendations are to add lower extraction vents to capture DBP. However, no guideline is found in literature on the number of vents, their position in the enclosure or their minimum airflow rate. This paper presents a numerical investigation of the impacts on  $\text{NCl}_3$  concentrations when adding extraction vents at deck level in a swimming pool hall in Montreal (Canada). The efficiency of four ventilation scenarios that include low extraction vents was determined numerically and compared to the reference case which does not have lower-level exhaust vents. Results show that the position of these vents affects the air movement above the water surface, causing either unwanted accumulation or reduction of  $\text{NCl}_3$ . The most significant reduction was obtained when placing these vents on the side of the enclosure where low-level air supplied grills are located. Finally, the  $\text{NCl}_3$  that is not extracted is sent upwards and diluted thanks to the nearby air delivery grills. The results demonstrate the importance of

a numerical assessment of the airflow patterns in a pool enclosure and especially above the water and deck before planning the position of these deck level extraction vents.

#### **4.1 Introduction**

Trichloramine ( $\text{NCl}_3$ ) is a by-product of the disinfectant agent chlorine commonly used in swimming pool water. A highly volatile compound, airborne  $\text{NCl}_3$  is known to be very irritating to the eyes and to cause respiratory diseases such as asthma and bronchitis for occupants of swimming pool facilities (Thickett et al., 2002, Fantuzzi et al., 2010, ANSES, 2012, Parrat et al., 2012, Romberg, Tufvesson & Bjermer, 2012, Nordberg et al., 2012). In a study on occupational exposure to  $\text{NCl}_3$  conducted in 10 swimming pool enclosures, Chu et al. (2013) concluded that lifeguards and swimming monitors were more likely to experience throat irritation symptoms and excess mucus in the respiratory tract. Fornander et al (2013) found that 17% of 146 individuals from 46 indoor swimming pools experienced airway symptoms caused by their working environment.

Consequently,  $\text{NCl}_3$  must be removed from the pool enclosure by forced ventilation (Lochner & Wasner, 2017). Mixing ventilation, the most common ventilation strategy used in indoor pools (Baxter, 2012), aims to disperse contaminants in the whole enclosure to reduce their concentration in the breathing zones. ASHRAE recommends positioning the air extraction vents as close as possible to the contaminant source and then exhausting this polluted air outside the building to avoid recirculation within the space (ASHRAE, 2019a). To efficiently accomplish this, ASHRAE recommends that some extraction vents positioned at deck/water level be considered, albeit there is no information on their proper position, height, number, and their ratio of air intake relatively to the total extraction airflow (TEA). There is a lack of information in standards, codes and in scientific literature concerning the performance of these lower extraction (LE) vents. ASHRAE also recommends an extraction grill near the ceiling of the enclosure. Indeed, in many aquatic centers, air is only extracted through openings (sometimes only one) positioned at the top of the enclosure volume, to evacuate the warm and humid air accumulating under the ceiling.

According to Cavestri and Seeger-Clevenger (2009) and Baxter (2012), the mixing ventilation strategy with air extracted only in the upper part of the enclosure is not suitable for expelling gaseous contaminants accumulating on the water surface, particularly  $\text{NCl}_3$  which is tangibly denser than air (density =  $1.65 \text{ g/cm}^3$ ). They also stated that exhaust vents should be located at the water level. This recommendation was echoed by Lochner & Wasner (2017), who proposed a dilution ventilation strategy with the addition of low-level exhaust vents on a wall. Their example of that strategy in a swimming pool hall showed three upper extraction (UE) and three LE vents, aligned and distributed on one wall, while the air supply vents were placed along the three other walls. However, there was no mention of why these extraction vents were located in these specific positions. Similarly, Xie and Cooper (2006) recommended placing the LE vents on interior walls to avoid short circuiting, since the air supply outlets are commonly located on exterior walls and along windows to reduce condensation and ensure bathers' thermal comfort. Besides these recommendations cited above, no guidelines for the required airflow, the position or the ratio between upper and lower extraction airflow are given in codes, standards or suggested in the research literature.

Weng and Blatchley III (2011) studied the effect of adding a commercial air extraction system, as a secondary HVAC system, placed in the deck at the water and air interface of an indoor swimming pool. They observed that adding air extraction with a ratio of 29% of TEA at water level had no significant impact on the concentrations of  $\text{NCl}_3$ . Albeit when the number of air change per hour (ACH) was increased from 3.3 to 5.0, with 74% of the TEA at water level, they observed improvement in the air quality in terms of the concentrations of  $\text{NCl}_3$ . However, they concluded that their results could have been affected by the lower activity level and number of bathers during the sampling of  $\text{NCl}_3$  for this last phase. They recommended that more research be done to characterize the performance of low-level extraction strategy.

Saleem et al. (2019) measured  $\text{NCl}_3$  levels in the air of five swimming pool enclosures, three of them equipped with a source capture exhaust system in the gutter surrounding the pool. They found high concentrations of  $\text{NCl}_3$  in that exhaust system and a significant reduction of  $\text{NCl}_3$  levels in the air of the enclosure. They concluded that this exhaust ventilation strategy had a significant impact while reducing the concentrations of  $\text{NCl}_3$  by 36%.

Most ventilation systems are designed to avoid excessive air movement on the water surface (Baxter, 2012). This approach is taken to limit water evaporation and avoid the creation of drafts that may affect the thermal comfort of bathers. ASHRAE (2019a) recommends that a velocity of 15.0 cm/s or less be maintained at the water surface to avoid such drafts. According to Cavestri and Seeger-Clevenger (2009), a low velocity of air movement at the water surface, in the range of 5.0 to 10.0 cm/s, would be sufficient to ensure the evacuation of  $\text{NCl}_3$ . Thus, there is a range of air velocity at the water surface between 5.0 and 15.0 cm/s that is recommended to displace  $\text{NCl}_3$  by advection without increasing the water evaporation rate beyond a limit deemed acceptable.

Ciuman & Lipska (2018) investigated moisture and heat flow in a 906 m<sup>3</sup> swimming pool enclosure (in Germany) with an 88 m<sup>2</sup> basin by performing numerical simulations based on the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS). The swimming pool facility investigated was equipped with a mechanical ventilation system with air supply inlets distributed along an exterior wall underneath the windows and along the opposite wall on the ceiling. The air extraction outlets are positioned in a two-row configuration on a ceiling overhang above the basin. Their experimental results (two measurement points) gave mean air speeds of 9.0 and 15.0 cm/s compared to 4.0 and 10.0 cm/s (numerical) at 20 cm above the water surface. They obtained good accuracy with temperature, relative humidity and air velocity when reproducing numerically the indoor environment, compared to their experimental results, despite some discrepancies reported on the average airspeed.

Rojas & Grove-Smith (2018) performed numerical airflow simulations in an indoor pool enclosure. Contaminant transport was simulated using a mass transport equation allowing the efficiency of air changes to be calculated with the contaminant removal effectiveness (CRE) index. These researchers obtained better indices of air change efficiency in contaminant removal when air extraction grills were positioned at deck level.

Limane, Fellouah, & Galanis (2017) studied the air parameters in a 6900 m<sup>3</sup> aquatic enclosure (Canada) by performing numerical simulations of the airflow with the OpenFOAM software and tested four turbulence models (k- $\epsilon$ , k- $\omega$  SST, RNG k- $\epsilon$  and k- $\epsilon$  Launder Sharma). They measured the air velocity at 16 locations at a height of 20 cm above the deck and at 50 cm from



the walls, yielding results between 1.0 and 23.0 cm/s, while their numerical results gave air speeds of between 0 and 31.0 cm/s. They obtained good agreement overall between the four turbulence models studied and their experimental results.

Despite the studies reported above, the impact of adding low-level air extraction grills on  $\text{NCl}_3$  levels has not yet been investigated with computational fluid dynamics (CFDs). Accumulation of  $\text{NCl}_3$  in the swimming pool indoor air must be limited due to its negative impact on health. ASHRAE recommends considering the addition of extraction vents at deck level to remove trichloramines from the air. However, there is limited information on the benefits associated with this extraction strategy and no guidelines on the ideal position and number of those vents or the ratio of airflow to be extracted at deck level. Chen et al. (2008) recommended the use of CFDs as a tool to study airflow patterns in indoor swimming pools and to analyze the impact of changes to ventilation systems in terms of  $\text{NCl}_3$  exposure. In this context, the objective of this paper is to study the impact on the concentrations of  $\text{NCl}_3$  by the addition of extraction vents at deck level and the variation of their position, while considering  $\text{NCl}_3$  stratification in the air above the water level, by means of numerical simulations.

## **4.2 Methodology**

### **4.2.1 Swimming pool description**

The studied swimming pool hall, situated in Montreal (Canada), has had ongoing reports from users of discomfort regarding the levels of  $\text{NCl}_3$  in the air. This installation, presented in Figure 1 and Table 1, has a semi-Olympic size basin, three diving boards and a spectator area on a mezzanine. A heating, ventilation and air conditioning system (HVAC) provides the air in the pool hall by three distinct branches and the air is extracted by two contiguous ceiling height vents.

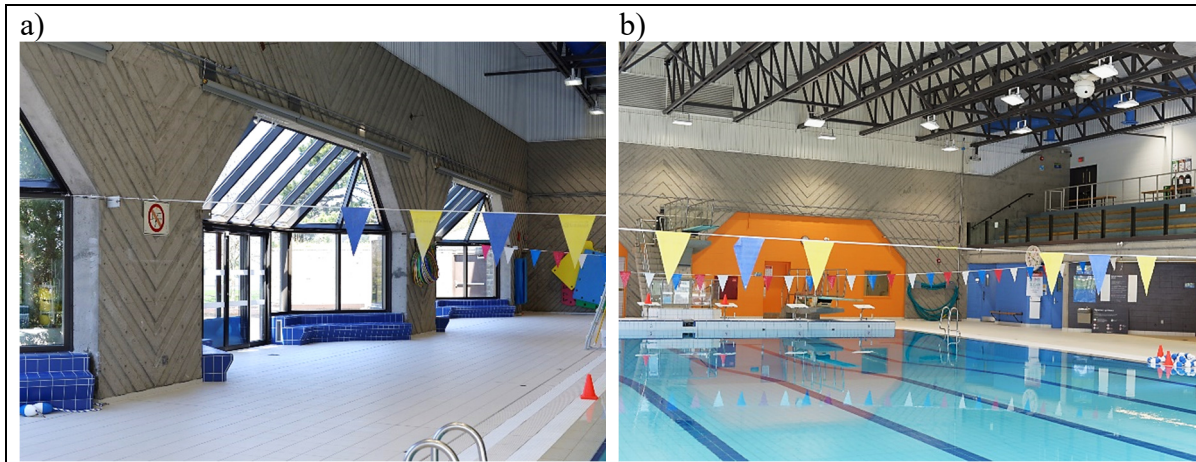


Figure 4.1 Investigated swimming pool hall a) north exterior wall with solariums b) pool basin, diving boards and mezzanine area

Tableau 4.1 Investigated pool enclosure and HVAC system characteristics

| <b>Swimming pool hall characteristics</b> |  |
|---|--|
| Basin dimensions                          | $(14 \times 25) \text{ m}^2$                             |
| Hall volume                               | $9\,200 \text{ m}^3$                                     |
| Water and deck surface area               | $900 \text{ m}^2$  |
| Enclosure dimensions:                     | $(\Delta x \times \Delta y \times \Delta z) \text{ m}^3$ |
| Hall above basin and deck                 | $(36 \times 25 \times 9) \text{ m}^3$                    |
| Mezzanine volume                          | $(33 \times 5 \times 5) \text{ m}^3$                     |
| <b>HVAC air delivery system</b>           |  |
| Ventilation branches                      | Volume airflow ( $\text{m}^3/\text{s}$ )                 |
| 1 - Solarium                              | 4.9  |
| 2 - Fabric duct                           | 3.0  |
| 3 - Spectators                            | 1.3  |
| <b>Total</b>                              | <b>9.2</b>   |

### 4.2.2 Modeling approach

Numerical simulations of airflow, indoor air temperature,  $\text{NCl}_3$  advection and diffusion in the pool hall were performed with the Fire Dynamics Simulator (FDS) software ver. 6.7 (McGrattan et al., 2021a). FDS solves the unsteady three-dimensional compressible Navier-Stokes equations for low Mach number flows (McGrattan et al., 2021b). These equations are coupled to the energy conservation equation:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_s) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h_s) = \frac{Dp}{Dt} - \frac{\partial q_i''}{\partial x_i} \quad (4.1)$$

where  $h_s$  is the sensible enthalpy,  $u_i$  are the velocity components and  $q_i''$  represents the heat fluxes. The sensible enthalpy and the temperature are related following:

$$h_s = c_p T \quad (4.2)$$

where  $c_p$  is the heat capacity of the air (assumed to be constant). The variation of temperature, fluid density ( $\rho$ ) and pressure ( $p$ ) are related by the ideal-gas law:

$$p = \rho \frac{RT}{W} \quad (4.3)$$

in which  $W$  is the molar weight and  $R$  is the universal constant (8314.5 J/kmol·K).

The  $\text{NCl}_3$  mass conservation equation is:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{\text{NCl}_3}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i Y_{\text{NCl}_3}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\rho D) \frac{\partial}{\partial x_i} Y_{\text{NCl}_3} \right] \quad (4.4)$$

where  $Y_{\text{NCl}_3}$  represents the mass fraction in kg of  $\text{NCl}_3$  per kg of air and  $D$  is the diffusion coefficient.

These conservation equations are solved with the Large Eddy Simulation (LES) approach using a second-order accurate spatial discretization finite difference scheme on a structured

grid. The Deardorff turbulent viscosity ( $\mu_{LES}$ ) model (Deardorff 1980) was adopted to resolve the small-scale turbulent eddies. The turbulent thermal conductivity,  $\mu_{LES}$  and mass diffusivity are related by the dimensionless constants turbulent Prandtl and Schmidt numbers. These numbers were set to 0.8 for the simulations. PyroSim (Thunderhead Engineering 2021), a graphical user software developed to use with FDS, was chosen to produce the numerical model of the studied swimming pool.

The ventilation system of the swimming pool hall was reproduced numerically with the FDS HVAC solver, which made it possible to simulate the partial recirculation of exhaust air and hence the  $\text{NCl}_3$ . A schematic diagram of the HVAC system is presented in Figure 2. The air exiting the computational domain through the extraction vents was redistributed back in the domain through the air supply vents. In order to simulate the recirculation airflow (RA) and its mixing with outdoor airflow (OA) intake, filters were added in the HVAC model to retain a fraction of  $\text{NCl}_3$  as if it was exhausted outside, following this equation:

$$\left( \frac{\dot{m}_{LE}}{\dot{m}_{supply}} \right) \times Y_{\text{NCl}_3,LE} \times [1 - \eta_{\text{NCl}_3,LE}] + \left( \frac{\dot{m}_{UE}}{\dot{m}_{supply}} \right) \times Y_{\text{NCl}_3,UE} \times [1 - \eta_{\text{NCl}_3,UE}] = Y_{\text{NCl}_3,supply} \quad (4.5)$$

where  $\dot{m}$  is the mass airflow in kg/s,  $\eta$  is the filter's efficiency, and the subscripts *LE* and *UE* stand for lower and upper extraction, respectively.

Since the extracted air temperature is typically 3 to 6 °C lower than the air temperature at the supply grills, the air is heated by an aircoil to a set point temperature of 33°C and linked to a thermal device positioned in front of a supply grill. Airflow was controlled by one extraction fan in the upper extraction duct and one extraction fan in the lower extraction main duct. A supply fan was placed in each duct connected to a supply grill (total of 17 supply ducts).

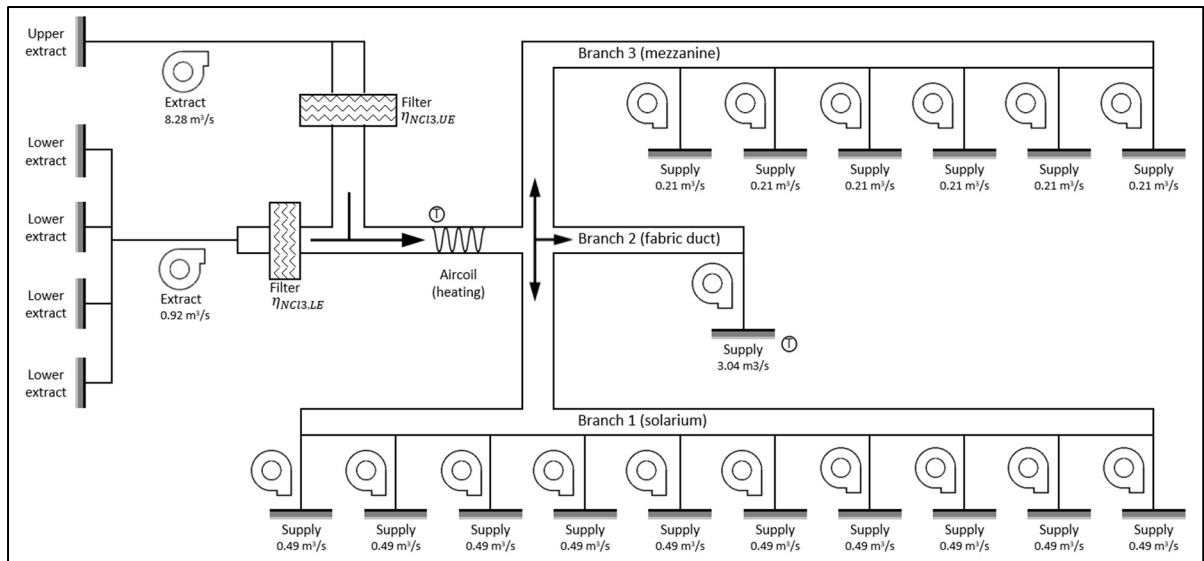


Figure 4.2 Numerical HVAC air recirculation diagram (adapted from Proulx and Hallé, 2022)

Table 2 presents the initial and thermal boundary conditions based on experimental measures done in winter with an infrared camera (Fluke TI25, uncertainty  $\pm 2^{\circ}\text{C}$ ) and an air velocity/thermal meter (TSI 9545, uncertainty  $\pm 0.015\text{ m/s}$  and  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ). Surfaces temperatures were measured on the interior of the whole swimming pool enclosure and on the exterior side of the building envelope (walls, windows, doors). For the exterior side of the roof and all of the “other interior sides” of the enclosure (office, technical room, storage, changing rooms, entry hall), the surface temperatures were presumed to be the same as the outdoor ambient air temperature ( $-7^{\circ}\text{C}$ ) and the indoor ambient air temperature ( $21^{\circ}\text{C}$ ), respectively. Then the thermal resistances were estimated using architectural drawings, codes and standard “R” values. The resulting heat flows were imposed as boundary conditions in the CFD code, negative values corresponding to a net heat loss. The indoor ambient air temperature and relative humidity was measured in the pool enclosure, on the deck at eight locations (two on each side of the pool basin) at heights of approximately 0.25 m, 1.50 m and 2.25 m and at the air supply grills of branches 1 (solarium) and 2 (mezzanine). The outdoor air temperature was measured at about 20 meters from the main entrance of the building. The water surface emitted a constant mass transfer of  $\text{NCl}_3$  to reproduce the activity encountered when occupation is at its maximum capacity, based on the work of Schmalz et al. (2011). A zero velocity was imposed on all solid surfaces (no-slip condition) and the mass fraction of  $\text{NCl}_3$  was set to zero

on the solid walls, except for the water surface. Thermal radiation was neglected in our simulations due to the small differences in surface temperatures in the enclosure, just as researchers have done in their numerical simulations of swimming pool enclosures (Ciuman and Lipska, 2016, Limane et al., 2017, Blazquez et al., 2017, Sobhi et al., 2022).

Tableau 4.2 Boundary and initial conditions

| <b>Boundary elements:</b>                       | <b>Value</b>                                     |
|---|--|
| <b>Mass transfer:</b>                           |  |
| Emission of $\text{NCl}_3$ at the water surface | $4.0 \times 10^{-9} \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$ |
| <b>Net heat flux:</b>                           |  |
| Exterior  |  |
| Windows (double glaze)                          | -59.4 to -42.9 $\text{W/m}^2$                    |
| Doors (insulated)                               | -40.8 $\text{W/m}^2$                             |
| Walls (insulated)                               | -14.8 to -9.52 $\text{W/m}^2$                    |
| Roof (insulated)                                | -9.5 $\text{W/m}^2$                              |
| Interior  |  |
| Windows (single glaze)                          | -10.4 $\text{W/m}^2$                             |
| Doors (no insulation)                           | -13.0 $\text{W/m}^2$                             |
| Walls (no insulation)                           | -11.7 to -2.6 $\text{W/m}^2$                     |
| Floors (no insulation)                          | -8.8 $\text{W/m}^2$                              |
| <b>Fixed temperature:</b>                       |  |
| Lights  | 31.1 °C  |
| HVAC ducts                                      | 32.5 °C  |
| Solarium low walls with integrated seating      | 29.3 °C  |
| Water surface                                   | 27.2 °C  |
| <b>Initial conditions:</b>                      |  |
| Temperature                                     | 29.0 °C  |
| Relative humidity                               | 30%  |
| Velocity  | 0 m/s  |
| $\text{NCl}_3$ mass fraction                    | 0 kg/kg  |

### 4.2.3 Investigated cases

The impact of OA and the number of air changes per hour (ACH) on mass concentration of  $\text{NCl}_3$  ( $C_{\text{NCl}_3}$ ) was previously studied by Proulx and Hallé (2022) in the same swimming pool hall, while keeping the extraction strategy in place (two adjacent vents near the ceiling). Here, the impact of air extraction strategy on  $C_{\text{NCl}_3}$  was studied by adding extraction vents at deck level as recommended by Cavestri and Seeger-Clevenger (2009), Baxter (2012), Lochner and Wasner (2017), Xie and Cooper (2009) and Weng et al. (2011). The objective is to investigate a strategy that could potentially be integrated in the studied indoor pool hall. Adding LE vents on the walls is feasible, according to the building managers, but adding air extraction vents in the gutter around the basin was deemed not possible. So, three sides of the pool enclosure were accessible to place such vents without having obstacles between their position and the basin. The fourth side has the diving boards and the elevated edge that forms a non negligible obstacle for air movement at the surface of the water and deck. Consequently, the vents were placed along that pool edge just at the water surface. These four configurations, labelled as sim. 2, 3, 4 and 5, are presented in Figures 3a, 3b and 3c, as well as the position of the supply air vents and the UE vent that remained unchanged throughout the simulations. Only the configuration of the LE vents was varied for each studied case.

Simulations were run until the  $\text{NCl}_3$  concentrations in all the controlled breathing zones have reached at steady state, which was achieved after a mean simulation time of 13 000s with a time step of 0.02s. Mass fraction of  $\text{NCl}_3$  was computed and outputted during the simulations at every 5s in each cell, along horizontal 2D planes throughout the entire computational domain. Each of these 2D planes contains between 58290 and 110965 values of  $\text{NCl}_3$  mass fraction. Temporal averaging over a period of 1000s was done in post-processing as well as spatial averaging to get mean  $\text{NCl}_3$  concentrations. The simulation's parameters and settings are presented in Table 3.

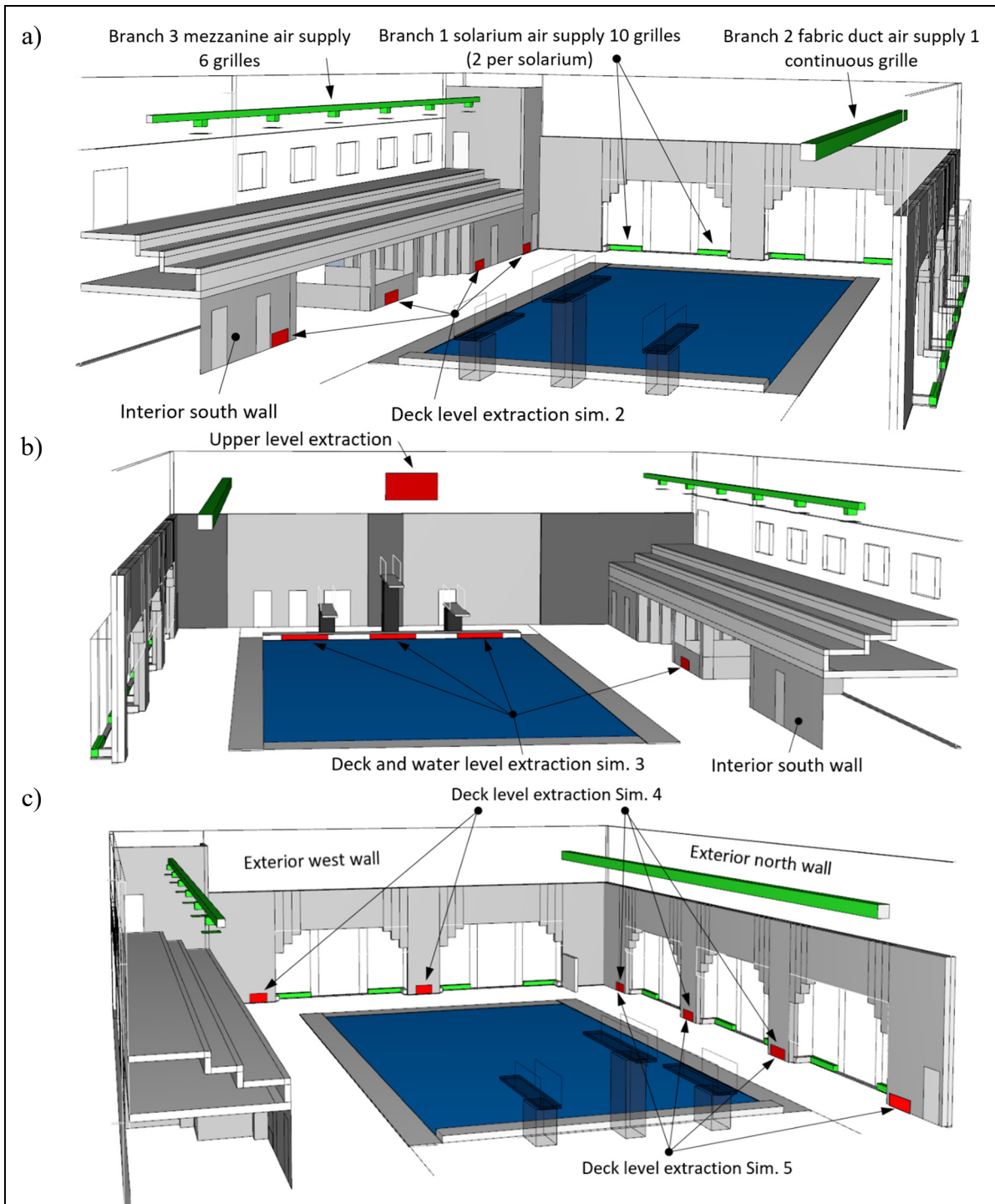


Figure 4.3 Numerical model of swimming pool enclosure showing the position of a) the air supply branches (identical for all simulations) and the LE vents for sim. 2, b) the UE vent for all simulations and the LE vents for sim. 3, and c) the LE vents for sim. 4 and sim. 5



Tableau 4.3 Numerical simulations parameters and settings

|                                       |  |
|---------------------------------------|--|
| <b>Simulation parameters</b>          |  |
| Enclosure volume                      | 9200 m <sup>3</sup>  |
| Total airflow volume                  | 9.2 m <sup>3</sup> /s  |
| Number of ACH                         | 3.6  |
| Outdoor air volume                    | 2.1 m <sup>3</sup> /s (23% of TA)  |
| Turbulence model                      | Deardorff  |
| Near wall model                       | Wale   |
| Thermal radiation                     | Neglected  |
| <b>UE airflow rate</b>                |  |
| <i>Simulation 1</i>                   | 100% of TA (9.2 m <sup>3</sup> /s)   |
| <i>Simulations 2 to 5</i>             | 90% of TA (8.3 m <sup>3</sup> /s)  |
| <b>LE airflow rate</b>                |  |
| <i>Simulation 1</i>                   | No LE vents  |
| <i>Simulations 2 to 5</i>             | 10% of TA (0.9 m <sup>3</sup> /s)  |
| <b>LE vents quantity and position</b> |  |
| <i>Simulation 1</i>                   | none   |
| <i>Simulation 2</i>                   | 4 vents on south interior wall   |
| <i>Simulation 3</i>                   | 1 vent on south interior wall and 3 vents on elevated edge of pool (east side) |
| <i>Simulation 4</i>                   | 3 vents on north exterior wall and 2 vents on west exterior wall               |
| <i>Simulation 5</i>                   | 4 vents on north exterior wall   |

#### 4.2.4 Validation of the numerical model

The mesh sensitivity study was done using the Grid Convergence Index (GCI) (Roache 1998) and was based on the mean YNC<sub>l3</sub> in the lower breathing zone over the deck and the basin ( $z = 0$  to 50 cm). Three different structured grids were used for this sensitivity study (A, B and

C), from coarser to finer refinement in targeted areas of the domain, as presented in Table 4. Each grid was divided in 22 meshes to adapt to the geometry of the swimming pool enclosure and to its boundaries, in terms of airflow characterization. The meshes were refined at the locations with the highest velocity and concentration gradients. For example, the air supply vents located at low-level (solarium, branch 1) needed more refinement due to the important airflow rate ( $4.9 \text{ m}^3/\text{s}$ ) delivery in the bottom of the windows. These solariums were also closer to the breathing zones of swimmers and occupants on the deck and affected directly the advection of  $\text{NCl}_3$  in their breathing zone. Moreover, since  $\text{NCl}_3$  was emitted from the water surface, there is also a significant concentration gradient in this region that required grid refinement. The results for the GCI indexes including the mean  $Y_{\text{NCl}_3}$  are presented in Table 5, for each grid. The mesh refinement of simulation B with 4184032 cells gave a GCI of 0.25%, which confirmed the appropriateness of this mesh size for the purpose of this study and was therefore retained for the numerical simulations. The mean value of  $Y^+$  (dimensionless wall distance) was 80, well in the recommended range for engineering simulations (McGrattan et al., 2021b).

Tableau 4.4 Mesh description and cell sizes for coarse, medium and fine grids

| <b>Grid A, coarse</b> |                        |  | <b>dimension of cells (m)</b> |          |          |
|-----------------------|------------------------|--|-------------------------------|----------|----------|
| <b>number of mesh</b> | <b>number of cells</b> | <b>location of meshes</b>                                | <b>x</b>                      | <b>y</b> | <b>z</b> |
| 1                     | 298,480                | center   | 0.25                          | 0.25     | 0.125    |
| 14                    | 2,010,112              | Along boundaries and upper air vents (supply or extract) | 0.125                         | 0.125    | 0.125    |
| 2                     | 230,400                | above water and deck surfaces                            | 0.125                         | 0.125    | 0.125    |
| 2                     | 65,536                 | around low-level air supply vents, west side             | 0.0625                        | 0.125    | 0.125    |
| 3                     | 98,304                 | around low-level air supply vents, north side            | 0.125                         | 0.0625   | 0.125    |
| <b>22</b>             | <b>2,702,832</b>       |  |                               |          |          |
| <b>Grid B, medium</b> |                        |  | <b>dimension of cells (m)</b> |          |          |
| <b>number of mesh</b> | <b>number of cells</b> | <b>location of meshes</b>                                | <b>x</b>                      | <b>y</b> | <b>z</b> |
| 1                     | 596,960                | center   | 0.25                          | 0.25     | 0.125    |
| 14                    | 2,010,112              | Along boundaries and upper air vents (supply or extract) | 0.125                         | 0.125    | 0.125    |
| 2                     | 921,600                | above water and deck surfaces                            | 0.125                         | 0.0625   | 0.0625   |
| 5                     | 655,360                | around low-level air supply vents                        | 0.0625                        | 0.0625   | 0.0625   |
| <b>22</b>             | <b>4,184,032</b>       |  |                               |          |          |
| <b>Grid C, fine</b>   |                        |  | <b>dimension of cells (m)</b> |          |          |
| <b>number of mesh</b> | <b>number of cells</b> | <b>location of meshes</b>                                | <b>x</b>                      | <b>y</b> | <b>z</b> |
| 1                     | 596,960                | center   | 0.25                          | 0.25     | 0.125    |
| 14                    | 2,010,112              | Along boundaries and upper air vents (supply or extract) | 0.125                         | 0.125    | 0.125    |
| 2                     | 3,686,400              | above water and deck surfaces                            | 0.0625                        | 0.0625   | 0.03125  |
| 5                     | 655,360                | around low-level air supply vents                        | 0.0625                        | 0.0625   | 0.0625   |
| <b>22</b>             | <b>6,948,832</b>       |  |                               |          |          |

Tableau 4.5 GCI index

| <b>Mesh</b> | <b>Number of cells in millions</b> | <b>Average cell size (one dimension given)</b> | <b>Mean YNCl<sub>3</sub> (kg/kg)</b> | <b>GCI index</b> |
|-------------|------------------------------------|--|--------------------------------------|------------------|
| A (coarser) | 2.7                                | 0.15   | $1.783 \times 10^{-7}$               | 19.72%           |
| B (normal)  | 4.2                                | 0.13   | $1.877 \times 10^{-7}$               | 0.25%            |
| C (finer)   | 6.9                                | 0.11   | $1.879 \times 10^{-7}$               | -                |

The airflow profile of our numerical model was validated with the tracer gas decay method in an environmental chamber and with the tracer gas pulse method in the studied swimming pool enclosure. More details concerning the validation of this numerical model have been published in our previous article (Proulx and Hallé, 2022).

### 4.3 Results and discussion

#### 4.3.1 Environmental conditions

The environmental conditions simulated in this study are presented in Table 6. These conditions are based on the experimental measures of the swimming pool enclosure taken on a cloudy winter day, with no direct sunlight radiation.

Tableau 4.6 Experimental mean measures of air temperature, relative humidity, and surface temperature

|                              | Mean air temperature °C | Mean relative humidity % |
|------------------------------|-------------------------|--------------------------|
| Outside                      | -7.0                    | -                        |
| Pool hall                    | 27.8                    | 38.7                     |
| Supplied air                 | 33.2                    | 24.0                     |
| Pool water                   | 27.2                    | -                        |
| Surfaces mean temperature °C |                         |                          |
|                              | Inside                  | Outside                  |
| Exterior walls               | 26.3                    | -4.4                     |
| Inside walls                 | 26.7                    | -                        |
| Windows                      | 22.2                    | 0.1                      |
| Deck                         | 26.5                    | -                        |
| Ceiling                      | 28.5                    | -                        |

#### 4.3.2 Concentration of $\text{NCl}_3$

The mean  $C_{\text{NCl}_3}$  in horizontal planes (XY) over the entire enclosure as well as in the supplied and extracted air, are presented in Figure 4 along with their 98% confidence intervals. Since the mass fractions of  $\text{NCl}_3$  in kg/kg are very low, they were converted to ( $\mu\text{g}/\text{kg}$ ).

Regarding the  $C_{\text{NCl}_3}$  results and taking simulation 1 as the reference case, the best case (sim. 5) has a 25% and 48% reduction below and above 75 cm in height, respectively. Simulation 2 has a 13% increase below 75 cm and a 33% reduction above that height. Simulations 3 and 4 have respectively a 2% and 8% reduction below 75 cm and 11% and 18% reductions above. With the exception of sim. 2 (below 75 cm), this LE strategy brings a  $C_{\text{NCl}_3}$  reduction, but with different levels of performance depending on the vents' disposition.

In their work, Saleem et al. (2019) obtained a 36%  $C_{\text{NCl}_3}$  reduction with samples taken at 50 cm over the deck when a low-level air extraction system was installed in the gutters around the pool. In comparison, we obtained a 25%  $C_{\text{NCl}_3}$  reduction (sim. 5) over the deck and pool surfaces below 75 cm in height. Our numerical results show a lower reduction compared to their experimental results, but they are still consistent when considering the different

geometry of the swimming pool enclosure and the different disposition of the extraction vents (wall versus gutter).

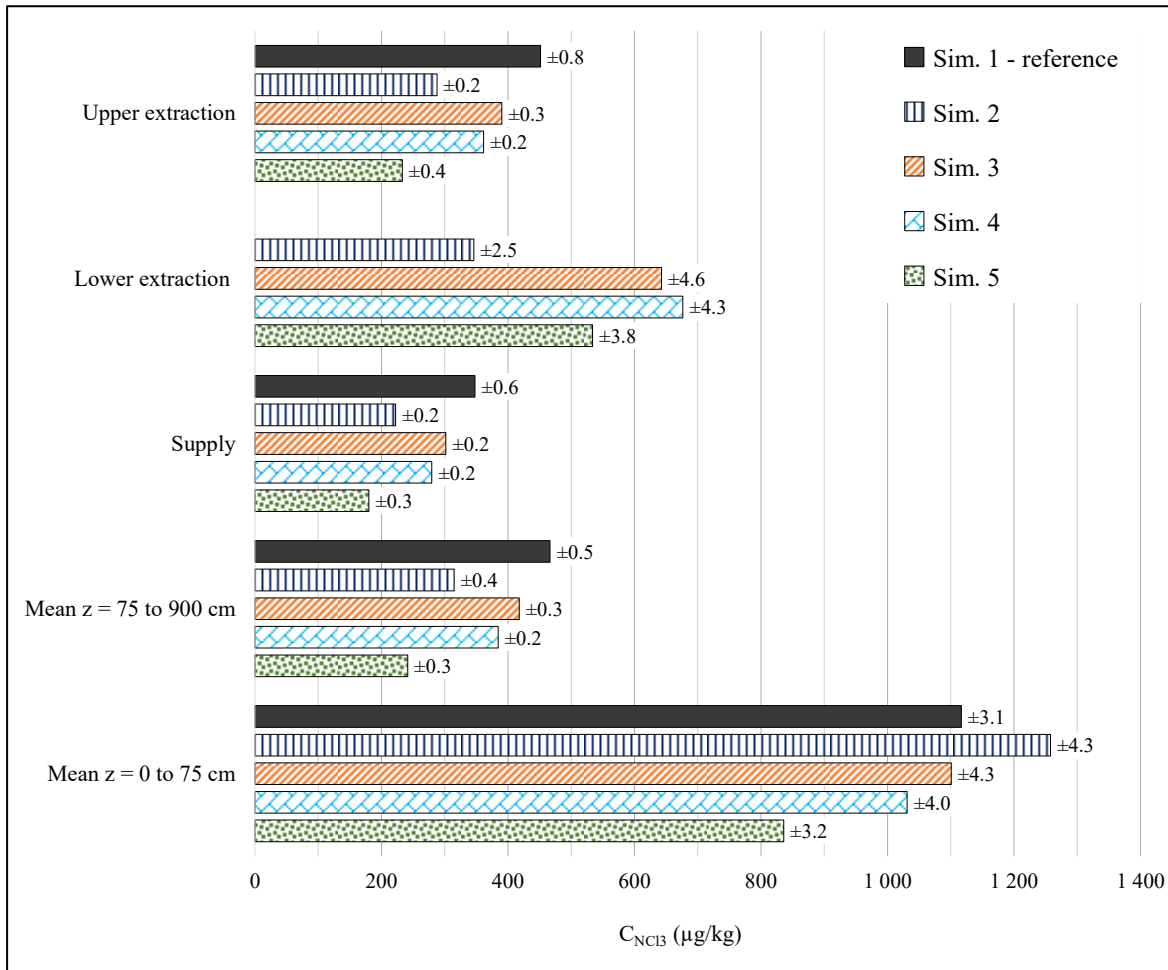


Figure 4.4  $C_{NCl_3}$  in horizontal planes at different heights for the entire pool enclosure, in the supplied air and in the LE and UE vents with the 98% confidence interval, for simulations 1 to 5

### 4.3.3 Stratification of $NCl_3$

For all five simulations there is a clear  $NCl_3$  stratification with significantly higher concentrations close to the deck and water level ( $z=0$  to  $75$  cm) compared to the rest of the volume ( $z=75$  to  $900$  cm). Our results concord with the results of Wu et al. (2021), as they measured significantly higher  $C_{NCl_3}$  at a height of  $40$  cm above the water level compared to a

height of 100 cm, in an aquatic center enclosure during a swimming competition. Schmoll et al. (2009) also found a gradient in  $C_{NCl_3}$  between samples taken at 20 cm above the water surface and at 150 cm above the deck, in a study encompassing 92 indoor pool enclosures. Conversely, Ahmadpour et al. (2022) studied  $C_{NCl_3}$  in four swimming pool enclosures and found no variation between the experimental measures taken at 50 and 150 cm above the deck. Also, Parrat et al. (2012) did not find a  $NCl_3$  gradient in their experimental measures in one swimming pool from samples taken at 16 and 130 cm above the water.

#### 4.3.4 Recirculation of $NCl_3$

The “supply” column on the graph (Figure 4) indicates the  $C_{NCl_3}$  being recirculated. Indeed, for simulations 2 to 5, the  $NCl_3$  filter’s efficiency is 100% of the air extracted by the LE vents and is at 14% for the air extracted by the UE vent, indicating that the  $NCl_3$  extracted at deck level is thrown “outside”, it is not recirculated. Conversely, 86% of  $NCl_3$  in the UE air is recirculated. For the reference case (sim. 1), the  $NCl_3$  filter’s efficiency is 23% of the air extracted by the UE vent (no LE vents). Simulation 5 is the case with the lowest  $C_{NCl_3}$  recirculated in the swimming pool enclosure while the reference case (sim. 1) has the highest recirculation of  $NCl_3$ .

#### 4.3.5 Air velocities

The mean air velocities on a horizontal plane 13 cm above the water surface and averaged over a period of 300 s are presented in Figure 5. The first series consists of velocities only above the pool basin while the second series encompasses the entire deck including the basin. The mean values vary from 4.8 cm/s (sim. 2) to 8.4 cm/s (sim. 4) and they remain within (or close to) the range recommended by ASHRAE (2019a). Still, the standard deviation of the spatial mean values indicates that simulations 1, 2, 3 and 5 have velocities of less than 5.0 cm/s in some areas over the water surface, down to 3.5 cm/s (sim. 2). Stagnation of  $NCl_3$  occurs in areas with such low velocities. While the mean overall values (water and deck) vary from 5.9 cm/s (sim. 2) to 9.4 cm/s (sim. 4), their standard deviation (spatial mean) yields even lower velocities, down to 2.5 cm/s (sim. 2). Our results are very similar with those obtained by

Ciuman and Lipska (2018) and Pouranian et al (2021), where numerical mean air velocities at 20 cm above the water surface were in the range of 4.0 to 10.0 cm/s. They are also consistent with the numerical results of Limane et al (2017) with mean air velocities in the range of 0 to 10.0 cm/s measured at 20 cm or less above the water surface.

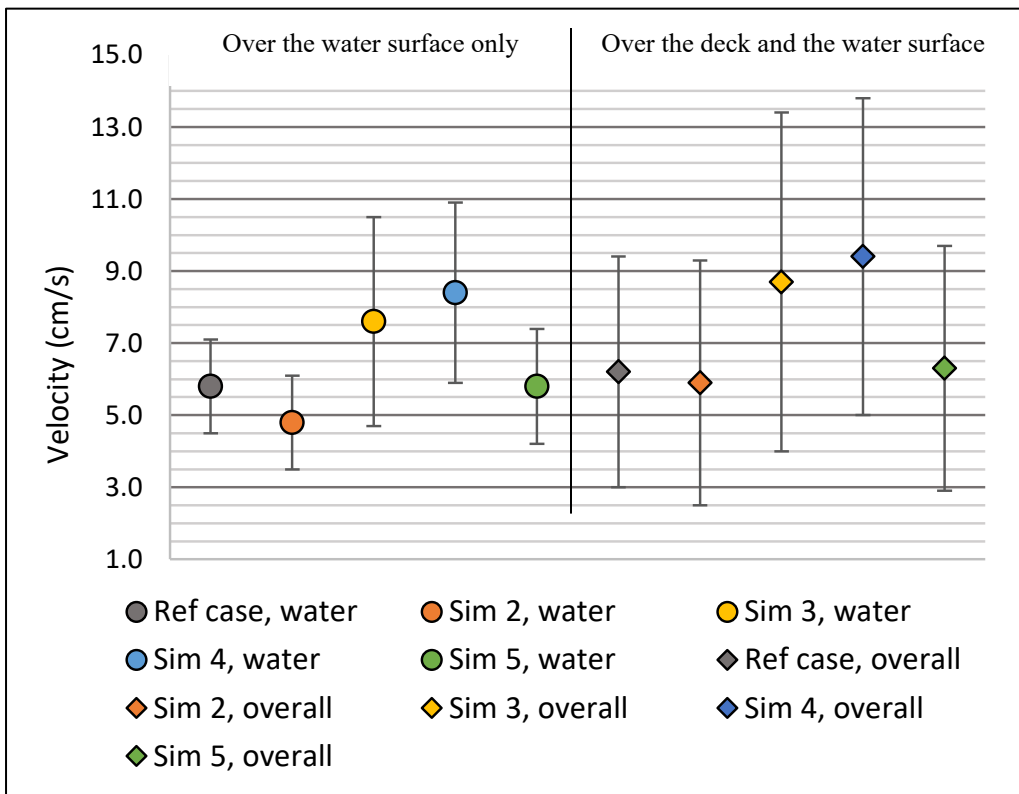


Figure 4.5 Numerical spatial and temporal mean air velocities in a horizontal plane ( $x$ - $y$ ) at  $z=13$  cm, over the water surface and overall (deck and water surfaces), for simulations 1 (Ref case) to 5

#### 4.3.6 Airflow pattern with $C_{NCl3}$

The airflow pattern is complex and all directions must be analyzed throughout the computational domain. Velocity planes with vectors were computed at least every meter for each axis. Figures 6 to 10 present the velocity vectors combined with the  $C_{NCl3}$  in the  $x$ - $y$  plane just above the water surface at  $z=13$  cm and in the  $x$ - $z$  plane at  $y=2100$  cm, for all five simulations. Concentration and velocity vectors were averaged over a period of 300 s after the



steady-state condition was reached. The vectors indicate the direction of the airflow but not its speed, for the sake of clarity.

Observed in all five simulations, the supplied warm air by the spectator duct (branch 3) loses heat by conduction to the exterior wall and windows in the mezzanine and consequently flows downwards along the walls and floors until it reaches the deck and water surfaces (Figures 6 b, 7 b, 8 b, 9 b, 10 b).

#### **4.3.7 Simulation 1, the reference case**

The airflow moves  $\text{NCl}_3$  towards the middle of the pool as well as against the elevated edge of the basin on the diving board side, creating an obstacle to the air movement that allows  $\text{NCl}_3$  to accumulate (Figure 6 a, b). According to Chen et al. (2008), pockets of chloramine (including  $\text{NCl}_3$ ) may be found at deck and water level if the airflow is disturbed by an obstacle, which is consistent with our observations. Indeed, where different airflows meet, in the middle of the pool and in front of the north and west walls, some  $\text{NCl}_3$  is entrained upwards into the breathing zones of people standing on the deck and of lifeguards in their surveillance chairs. The  $C_{\text{NCl}_3}$  reaches at about mid enclosure height (450 cm) a level of dilution equivalent to the extracted  $C_{\text{NCl}_3}$  (Figure 6 b). However, some  $\text{NCl}_3$  is lifted up just above the breathing zone at the water surface ( $z \geq 25$  cm) and is brought back down near the deck surface as the airflows meet the south interior wall in between the two alcoves. As can be seen in Figure 6 b,  $\text{NCl}_3$  is more diluted and dispersed in the enclosure for the reference case (sim. 1) compared to the other four simulations.

#### **4.3.8 Simulation 2**

When deck level extraction is introduced with four vents added along the interior south wall (Figure 7 a, b), the airflow pattern above the water and deck surface is modified compared to the reference case, as it is partially reoriented in the direction of these LE vents. However, an airflow movement in the opposite direction (towards the north exterior wall) pushes  $\text{NCl}_3$  away from the interior south wall, and thus away from the LE vents. There is a counter-productive effort in placing the LE vents on that south wall because the main airflow is directed in the

opposite direction, towards the exterior walls. Also, there is no upward movement of airflow along the interior south wall to entrain  $\text{NCl}_3$  higher in the volume of the enclosure, and so it accumulates mostly above the water and parts of the deck.

#### **4.3.9 Simulation 3**

When three LE vents are placed on the elevated pool edge and one vent on the interior south wall, as shown in Figure 8 a,  $\text{NCl}_3$  accumulates towards the west exterior wall. The airflow shows no clear pattern with many direction changes above the water surface and the deck, creating opportunities to entrain and dilute  $\text{NCl}_3$  in higher air volumes, as airflows from opposite directions meet, as observed in Figure 8 b.

#### **4.3.10 Simulation 4**

The airflow is clearly oriented from the south interior wall towards the north and west exterior walls where the LE vents are positioned (Figure 9 a, b). The accumulation of  $\text{NCl}_3$  occurs mostly towards the edge of the water surface ( $y=5\text{m}$ ) and the deck, on the north and west sides. There is a wider spread of the contaminant with this extraction strategy.

#### **4.3.11 Simulation 5**

The position of the LE vents on the north exterior wall emphasizes the airflow pattern above the water and deck surfaces, going from the south interior wall towards the north. The contaminant is mostly accumulated in the center of the pool but towards the north side. It is also entrained upwards at the north wall and at the west wall, but to a lesser extent for the latter, as the previous case (sim. 4). So  $\text{NCl}_3$  spends less time above the water and deck surfaces before it is extracted and exhausted directly “outside”, compared to all the other investigated cases, including the reference case.

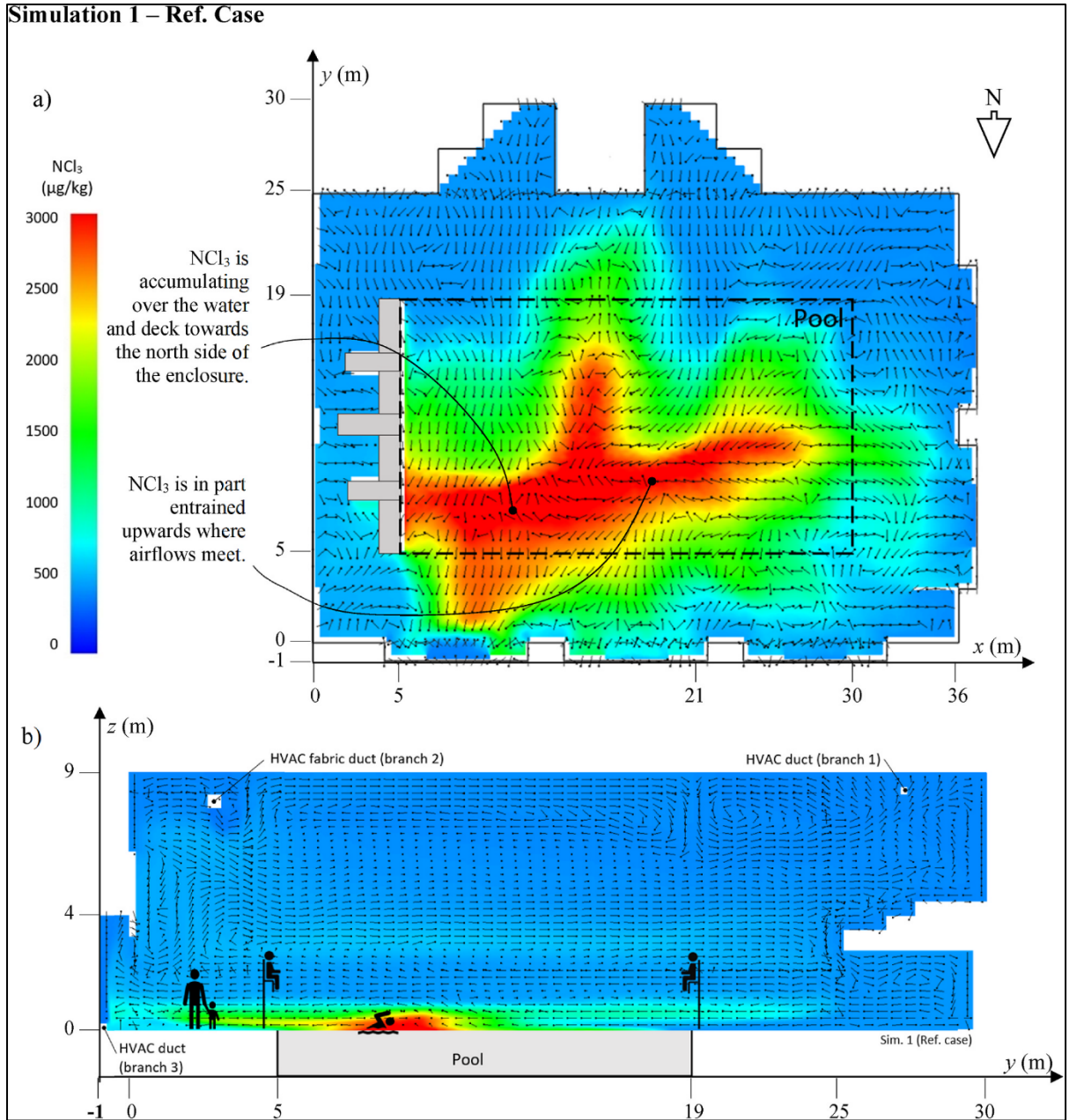


Figure 4.6 Velocity vectors with  $C_{\text{NCl}_3}$  for sim. 1 (ref. case) in: a) a horizontal plane (xy) at  $z=13$  cm, and b) a vertical plane (yz) at  $x=2100$  cm

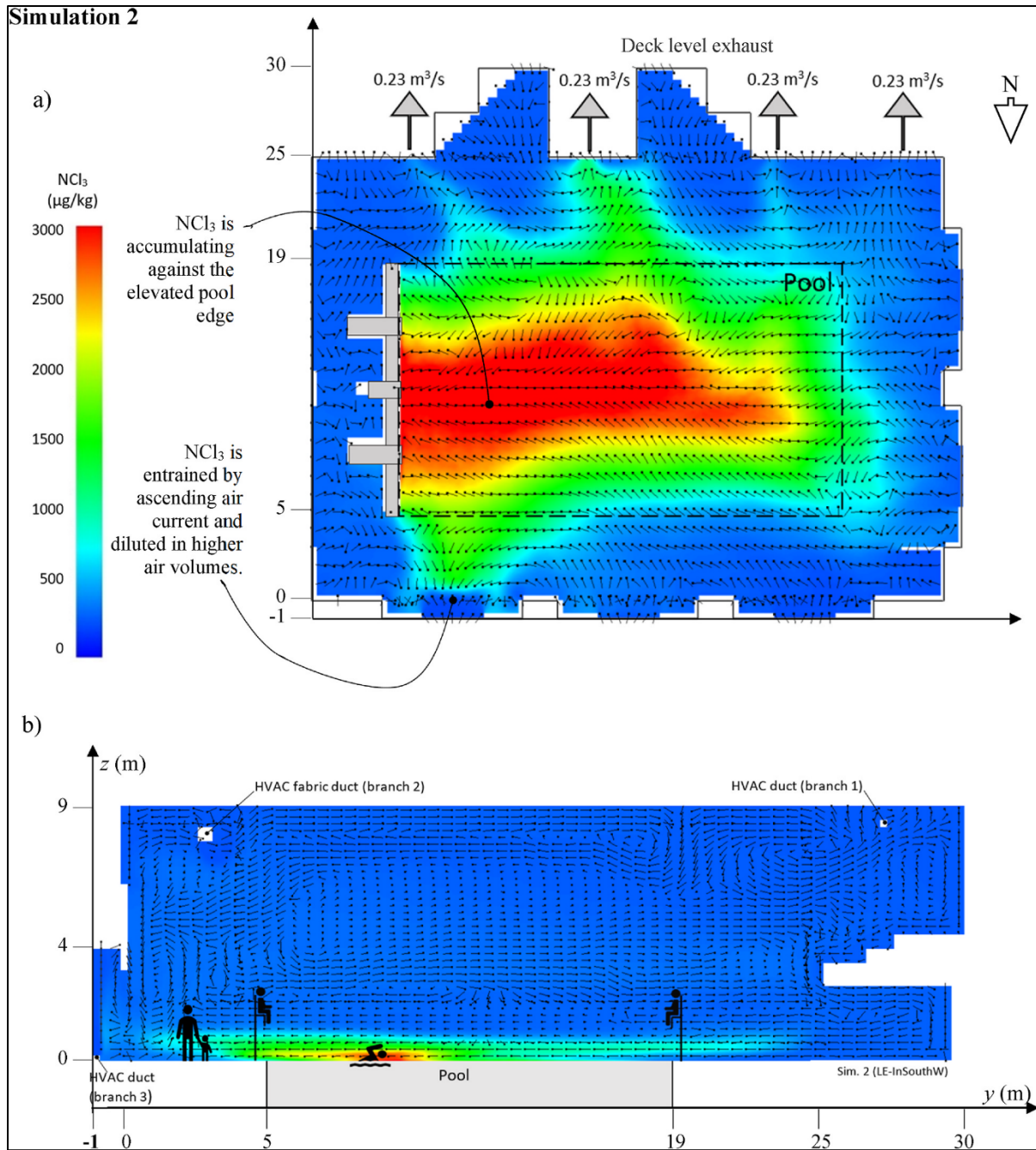


Figure 4.7 Velocity vectors with  $C_{NCl_3}$  for sim. 2 in: a) a horizontal plane ( $xy$ ) at  $z=13$  cm, and b) a vertical plane ( $yz$ ) at  $x=2100$  cm





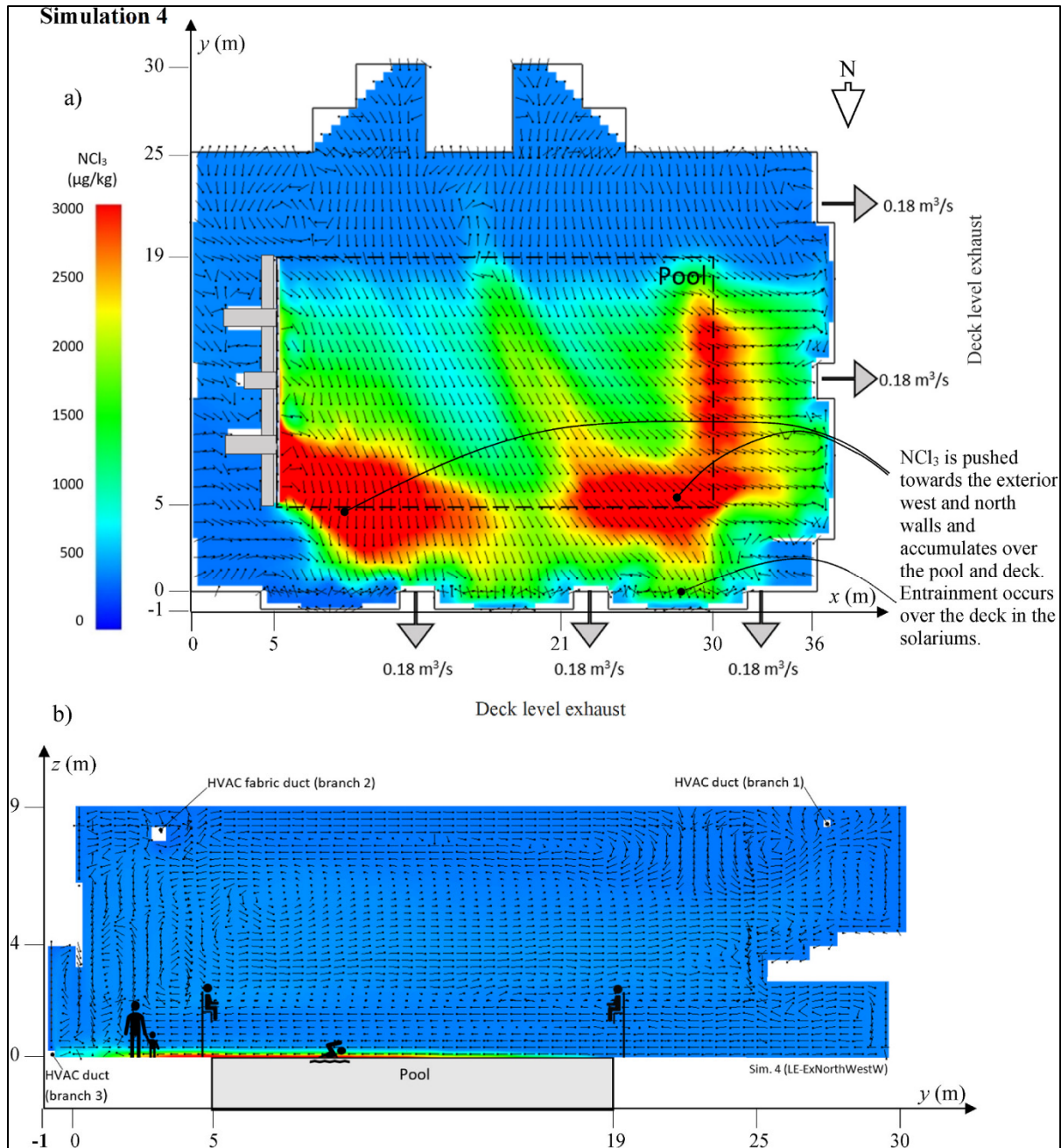


Figure 4.9 Velocity vectors with  $C_{\text{NCl}_3}$  for Simulation 4 in: a) a horizontal plane (xy) at  $z=13$  cm, and b) a vertical plane (yz) at  $x=2100$  cm

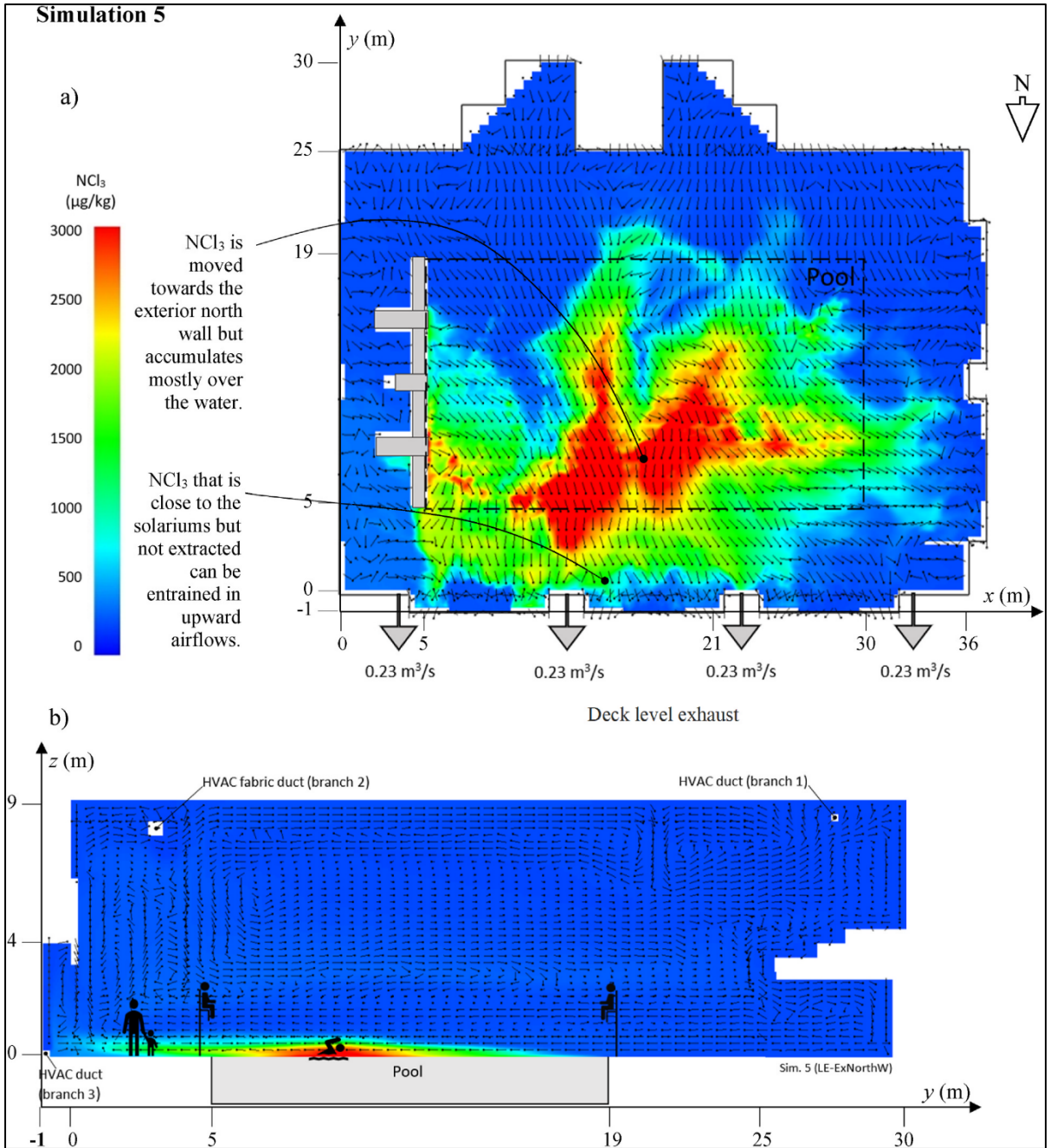


Figure 4.10 Velocity vectors with  $C_{\text{NCl}_3}$  for sim. 5 in: a) a horizontal plane ( $xy$ ) at  $z=13$  cm, and b) a vertical plane ( $yz$ ) at  $x=2100$  cm

#### 4.4 Conclusion

A very important aim of a ventilation system in a swimming pool enclosure is to reduce to a safe level the  $C_{\text{NCl}_3}$  (potentially harmful to human health) in the breathing zone of occupants. A commonly used ventilation method is dilution of the contaminant in the whole room volume by mixing the air and replacing part of it by outdoor air, free of  $\text{NCl}_3$ . The specific aim of the added deck level extraction vents is to reduce the  $C_{\text{NCl}_3}$  in the breathing zone of all occupants by capturing that gas close to its emission source and exhausting it outside (no recirculation). Albeit the deck level vent's disposition, quantity and extraction ratio are not addressed in standards and codes and the limited data on that subject in the scientific literature leaves a gap in this indoor air quality research field. This paper addressed this topic by studying the addition of deck-level extraction vents and varying their position in a swimming pool enclosure in regards to  $C_{\text{NCl}_3}$  in the breathing zones, by means of numerical simulations. Four cases were studied and compared to a reference case presenting the existing ventilation strategy in a swimming pool enclosure in Montreal (Canada), during the winter season. As the number of ACH and the OA intake remain the same compared to the reference case, the investigated extraction strategies do not involve additional energy expenditure for air heating, making this approach a very attractive measure for such an energy intensive environment. Based on our results, we conclude for this specific swimming pool enclosure that:

- Deck level extraction vents affect the air distribution in the space and thus affect the advection of  $\text{NCl}_3$ .
- The position of these lower vents is a determining parameter of the success of this strategy in reducing  $\text{NCl}_3$  levels. The outcome can either be a reduction or an unwanted increase of  $\text{NCl}_3$  levels in the breathing zones.
- Placing these vents on an exterior wall (sim. 5), on the same side as the supply vents' location (solariums and ductsox), yields the best results with a  $C_{\text{NCl}_3}$  reduction of 25% over the deck and water surfaces (0 to 75 cm) and 48% for the rest of the enclosure (75 to 900 cm), compared to the reference case.
- There is less accumulation above the water and deck surfaces when  $\text{NCl}_3$  that is not being extracted at deck level is diluted and moved up higher (sim. 5), thanks to the momentum encountered in the vicinity of the supply vents under the windows in the



solariums.

- Despite some improvements in lowering  $\text{NCl}_3$  levels, swimmers still have their heads in the highest  $C_{\text{NCl}_3}$  zone, followed by occupants on the deck.

These conclusions are a contribution to the indoor air quality in swimming pools by demonstrating in a case study the importance of assessing the airflow and the ventilation's effect with CFD. This approach can be applied to another swimming pool hall to investigate the impacts of general ventilation coupled with deck level extraction on  $\text{NCl}_3$  levels in conjunction with the analysis of the airflow patterns. However, a similar ventilation strategy may not have the same impact on  $C_{\text{NCl}_3}$  due to differences in building geometry and thermal boundary conditions. These findings need to be investigated during another season or particular day in which the heating or cooling load differ, thus impacting the airflow profile and potentially the  $\text{NCl}_3$  transport and concentrations in the breathing zones. Another limitation to the present study is the impact on airflow by the occupants and their movements in the swimming pool enclosure. Moreover, the trichloramine emission is strongly influenced by the number of bathers and the type of activity they perform. Our simulations are based on the assumption that the emission rate is constant in time and uniform over the entire water surface. Spatial and temporal changes in emission rates could impact the  $\text{NCl}_3$ 's concentration and accumulation above the water and deck surfaces. Deck level extraction strategy, as well of other ventilation strategies, definitely need to be studied further concerning  $\text{NCl}_3$  mitigation in indoor swimming pool enclosures.



## CHAPITRE 5

### IMPACT OF MODIFIED VENTILATION STRATEGIES ON WATER EVAPORATION RATE AND THERMAL COMFORT IN AN INDOOR SWIMMING POOL BY NUMERICAL STUDY

Hélène Proulx<sup>1</sup>, Maximilien Debia<sup>2</sup>, Stéphane Hallé<sup>1</sup>

1-Département de génie mécanique, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

2-Département de santé environnementale et santé au travail, École de Santé publique, Université de Montréal, 7101, avenue du Parc, 3e étage, Montréal, Québec, Canada H3N 1X9

Article soumis pour publication dans « *Building and Environment* », août 2023

#### **Abstract**

The evaporation rates from a pool surface and the thermal comfort of bathers were evaluated numerically in a swimming pool enclosure in Canada (Montreal) while modifying the ventilation strategy, aiming to mitigate the harmful impact of  $\text{NCl}_3$  in the breathing zone of occupants. The ventilation strategy commonly used in aquatic indoor environments aims at diluting any contaminant in the air to reduce its concentration. To achieve that goal, sufficient air movement in the occupied zone and near the water and deck surfaces are required. However, this airflow may cause an unwanted increase of water evaporation or unwanted discomfort for bathers. Both parameters can negatively impact the management of an indoor swimming pool enclosure. A reference case based on the existing conditions in the swimming pool enclosure and four simulated cases were evaluated. Simulated cases were selected in regards to their efficiency in reducing  $\text{NCl}_3$  air concentrations and studied to assess the impact on the water evaporation rate and thermal comfort of occupants. To achieve this, we implemented a water evaporation model in the Fire Dynamics Simulator (FDS) code to study how the modified airflow patterns may impact the water evaporation rate of the pool surface. We also studied how the thermal comfort of bathers with wet skin standing on the deck is affected by the modified airflow of each case investigated. Our findings show that adding deck

level air exhaustion vents allow  $\text{NCl}_3$  reduction in all breathing zones (lower and higher) without negatively impacting thermal comfort and with only a slight increase in the water evaporation rate. This combined ventilation strategy offers a promising method if these deck level vents are positioned in an optimal way in regards to the airflow pattern in a swimming pool enclosure.

## 5.1 Introduction

Air quality and thermal comfort in an indoor environment are two very important aspects of assessing indoor environmental quality. In an indoor swimming pool enclosure, the air quality may be deteriorated by disinfection by-products becoming airborne, while the thermal environment of occupants (bathers, lifeguards, swimming instructors and spectators) may become very uncomfortable due to an air temperature too high or too low in conjunction with its relative humidity and its velocity. Moreover, cold windows in winter can cause thermal discomfort for occupants by radiative heat exchange between the body surface and the building's interior surfaces (ASHRAE 2021). Consequently, a heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) system for a swimming pool enclosure must inject outdoor air in the enclosure and extract indoor air carrying airborne contaminants, excess heat, and humidity. The minimum rate of outdoor air intake is recommended by several building codes and standards, namely ASHRAE (2019a). Thus, air quality and thermal comfort in an indoor swimming pool's enclosure rely strongly the efficiency of an HVAC system, as they are recommended for such environment (Lochner and Wasner, 2017, Baxter, 2012, Bessoneau et al., 2011). In addition, energy expenditure is required to condition, replace and filter indoor air.

A swimming pool enclosure is an energy-intensive building and water evaporation from the pool surface significantly contributes to this energy expenditure (Duverge, Rajagopalan & Fuller, 2017, Isaac, Hayes & Akers, 2010, Asdrubali, 2009). Indeed, the make-up water needs to be heated, and some of the heat in the pool is lost via the evaporation process. Air movement above a water surface increases the water evaporation rate by moving the saturated air away from that surface (Shah 2018, ASHRAE 2021). Air with less water vapor replaces it, making

room for more water to evaporate until it is again saturated. If there is no air movement, the water vapor of the saturated thin layer of air directly above the water surface will diffuse in adjacent air layers, but this diffusion process is very slow (Shah 2018). There is typically air movement above the water surface in a swimming pool enclosure, due to natural convection caused by the buoyancy effect or due to mechanical ventilation, or a mix of both.

Asdrubali et al. (2009) proposed a prediction model for water evaporation rate by conducting experiments in a  $0.3 \text{ m}^3$  environmental chamber with an evaporative surface of  $375 \text{ cm}^2$ , and observed that, as expected, water evaporation flux increases when the air temperature ( $T_a$ ) increases and when its relative humidity (RH) decreases. The velocities used in the researcher's experiment (0.05 to 0.17 m/s) are in the same range of air velocities for above the water surface recommended by ASHRAE (2019a). With air velocity maintained at 0.05 m/s, as they gradually raised the water temperature ( $T_w$ ) and the  $T_a$  from 20 to 30°C and 22 to 32°C, respectively, they obtained experimental water evaporation fluxes from 3.0 to 4.5 g/h with a 70% RH, from 5.0 to 7.0 g/h with a 60% RH and from 6.5 to 10.0 g/h with a 50% RH. The lower RH conditions yielded the highest water evaporation rates. With a constant  $T_w$  of 30°C and  $T_a$  of 32°C, water evaporation flux increased up to 122% for a 29% decrease in RH (from 70 to 50%).

Similarly, Blazquez et al. (2018 and 2023) conducted several water evaporation experiments in a one-meter-long wind tunnel equipped with a  $763.8 \text{ cm}^2$  water tank and reproduced them numerically with their numerical model (Blazquez et al., 2017). The evaporation rate was deduced based on the difference between the initial water mass and the one measured one hour after the start of the tests, and varied experimentally from 39 to 720 g/m<sup>2</sup>h for  $T_a$  between 26 to 30°C, with RH between 28 to 71% and air velocities near the water surface of from 0.08 to 1.02 m/s. A fixed water temperature was imposed as a thermal boundary condition and the water vapor pressure was that of saturated vapor pressure at  $T_w$ . Their numerical and experimental results were in very good agreement, even more so for lower air velocities (0.08 m/s).

Barone et al. (2023) presented a thermal human body model dynamically coupled to a software system that adjusted the set points of the HVAC system to modify the environment air

parameters (temperature and relative humidity) to ensure thermal comfort of occupants in indoor spaces. They used three thermal comfort indexes for their research: the predicted mean vote (PMV) index (Fanger, 1972), the thermal discomfort (DISC) index by Pierce and the thermal subjective vote (TSV) index by Ksu. The adjustment of the set point parameters of the HVAC system was based on the skin temperature of the occupants as simulated by the thermal human body model. Indeed, skin temperature is one of the main determinants of thermal comfort (Liu et al (2011). Barone et al. (2023) also compared the energy expenditure of the reference case to that of simulated adapted and optimized comfort-based scenarios to evaluate the cost (in terms of energy) to procure an environment more comfortable for occupants that can also dynamically adapt to the transient thermoregulatory system of the human body.

Sobhi et al (2022) used computational fluid dynamics (CFD) to study the thermal comfort of spectators attending a competition in a 7000 m<sup>3</sup> pool enclosure with a basin of 25 m × 15 m, using the PMV index and the predicted percent of dissatisfied people (PPD) index (Fanger 1972 and 1986). They investigated four cases with various numbers of spectators, including the effect of heat plumes around them, in a hot outdoor climate when cool air was delivered. The researchers simulated water evaporation with Biasin and Krumme's formulas, yielding a water vapor flux for their 5 simulated cases varying from 57.4 to 59.2 kg/h and from 6.03 to 6.2 kg/h, for an occupied and an unoccupied pool enclosure, respectively. They obtained PMV indexes for the zone above the deck ranging from -0.3 to 0.6, which corresponds to a PPD index of from 7 to 13% dissatisfied people. They calculated the PMV index for a dressed seated person with a metabolic activity of 1 Met (1 Met = 58.2 W/m<sup>2</sup>). The supplied T<sub>a</sub> of their simulations was kept at 16°C, the T<sub>w</sub> at 29°C and the walls at 35°C. Their results above the deck showed a T<sub>a</sub> of between 19 and 23°C and RH ranging from 72 to 84%. Sobhi et al. (2022) concluded that the position of the air supply inlets was crucial to improve the thermal environment for the spectators in a context where cool air was delivered to lower the ambient T<sub>a</sub>. However, their results for bathers show a comfortable environment at or near an optimal level, but the wet skin of bathers coming out of the water was not considered.

Revel & Arnesano (2014) studied the thermal comfort of occupants in a sports center including a swimming pool, using the PMV index (Fanger, 1972) and the TSV index by Ksu. They added

an evaporative term to the original PMV equation based on the Stolwijk model order to account for the latent heat lost by water evaporation of the wet skin of bathers coming out of the water and standing on the deck. Indeed, the original PMV index does not account for the wet skin of bathers who can experience thermal discomfort in relation to the air velocity around them. They obtained a mean PMV of from -0.2 to -0.6 with matching TSV indexes (experimental results), for swimmers that just came out of the water. Revel & Arnesano (2014) demonstrated that adding an evaporative term to the PMV index yielded results matching their experimental results.

In an earlier study, Proulx and Hallé (2022) investigated the advection of airborne trichloramine ( $\text{NCl}_3$ ) in a swimming pool enclosure located in Montreal (Canada) by utilizing CFD simulations. Air quality problems had been reported by occupants to the building managers in regards to  $\text{NCl}_3$  levels, mostly during the winter season.  $\text{NCl}_3$  is a disinfection by-product that volatilizes from the water surface and tends to accumulate at low levels in an enclosed space. It is recognized to be harmful and must be extracted from the air by means of mechanical ventilation (ASHRAE 2021). The impact of modifications to the HVAC system on  $\text{NCl}_3$  concentrations in the breathing zones of occupants was investigated by numerical simulations (Proulx and Hallé, 2022 and Proulx, Debia and Hallé, 2023). It was clearly observed that these modifications affected the airflow patterns and speed above the water surface and above the deck. However, the strategies yielding the best results in terms of  $\text{NCl}_3$  reduction may have undesired impacts on thermal comfort and the water evaporation rate. In this context, the objective of this paper is to numerically investigate the impact of different ventilation strategies, aimed at reducing  $\text{NCl}_3$  in the breathing zones, on the rate of water evaporation from the pool surface and on the thermal comfort of occupants.

## 5.2 Methodology

The investigated indoor swimming pool has one basin of  $350 \text{ m}^2$  and a volume enclosure of  $9200 \text{ m}^3$ , as presented in Figure 5.1. The deck around the pool is  $536 \text{ m}^2$  (solariums excluded). The swimming pool enclosure's numerical model, presented in Figure 5.2, was based on the

models developed by Proulx and Hallé (2022) and Proulx, Debia and Hallé (2023) and has been adapted for the present research.



Figure 5.1 Investigated swimming pool enclosure, view of the north side with 3 solariums



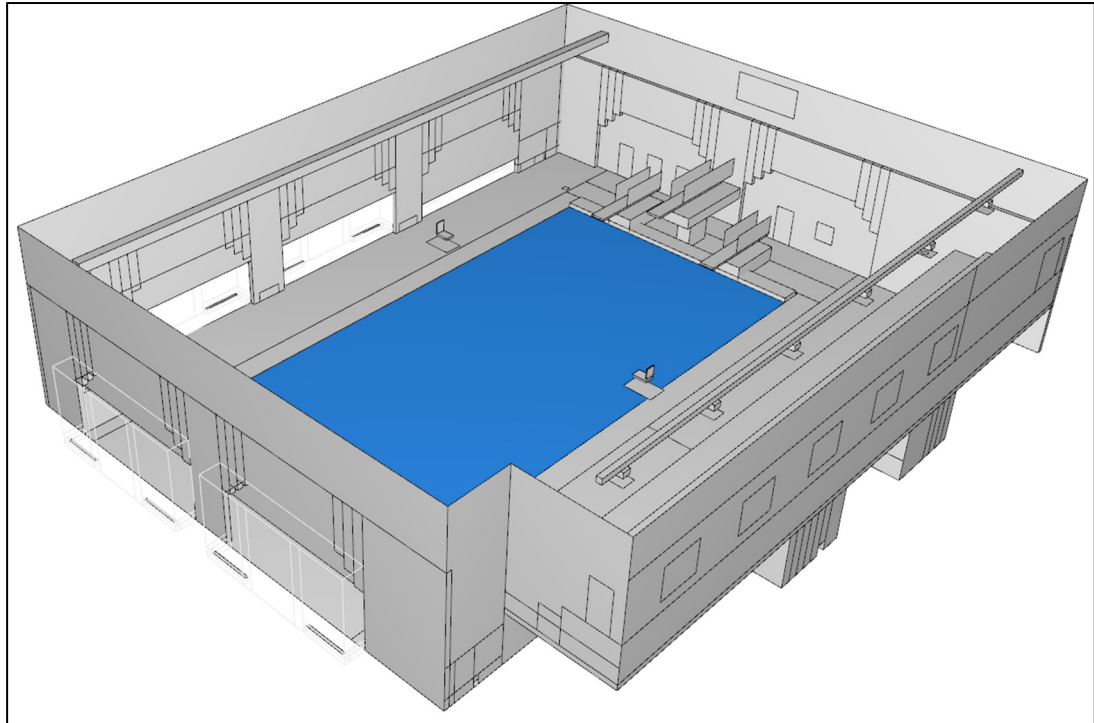


Figure 5.2 Swimming pool enclosure numerical model

A reference case (no. 1) based on the existing conditions in the swimming pool enclosure and four study cases (no. 2, no. 3, no. 4, and no. 5) were selected based on their efficiency in reducing  $\text{NCl}_3$  concentrations in order to investigate how these promising strategies for air quality affect the pool water evaporation rate and the thermal comfort of occupants. The simulated cases are presented in Table 1 with their airflow characteristics and boundary conditions.

Cases 1, 2, 4 and 5 were investigated in our previous articles that focused on  $\text{NCl}_3$  concentration. We added a new case (no. 3) to study the impact of the combination of ventilation strategies. This new case includes deck level air extraction, an increased number of air changes per hour (ACH), from 3.6 to 5.0 and an increased outdoor air (OA) intake of 38%.

Air is delivered to the swimming pool enclosure through three branches that were reproduced numerically as supply vents. Branch 1 has ten vents located at the bottom of the windows and distributed in the five solariums (two vents per solarium). Branch 2 has only one long and narrow vent near the ceiling, representing a fabric duct running along the north wall, and

branch 3 has six vents near the ceiling in the mezzanine area. More information about the ventilation system of the swimming pool enclosure can be found in Proulx and Hallé, 2022.

Tableau 5.1 Simulated numerical cases with airflow characteristics and boundary conditions

| Simulated cases   | 1-<br>reference<br>case                              | 2                      | 3                       | 4                       | 5                       |
|---|--|------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| <b>Airflow characteristics</b>  |  |                        |                         |                         |                         |
| Number of ACH   | 3.6  | 3.6                    | 5.0                     | 6.0                     | 8.0                     |
| Total airflow rate  | 9.2 m <sup>3</sup> /s                                | 9.2 m <sup>3</sup> /s  | 12.7 m <sup>3</sup> /s  | 15.3 m <sup>3</sup> /s  | 20.4 m <sup>3</sup> /s  |
| Upper extraction airflow rate ratio                                   | 100%   | 90%                    | 90%                     | 100%                    | 100%                    |
| Deck level extraction airflow rate ratio                              | 0%   | 10%                    | 10%                     | 0%                      | 0%                      |
| <b>Boundary conditions</b>  |  |                        |                         |                         |                         |
| Supplied air temperature to maintain a setpoint temperature of 29.0°C | 33.1°C   | 33.1°C                 | 32.5°C                  | 31.7°C                  | 31.5°C                  |
| Supplied air RH to maintain the same specific humidity                | 33.0%  | 33.0%                  | 34.1%                   | 35.7%                   | 36.1%                   |
| Branch 1-solarium airflow supply rate for each vent (total of ten)    | 0.5 m <sup>3</sup> /s                                | 0.5 m <sup>3</sup> /s  | 0.7 m <sup>3</sup> /s   | 0.8 m <sup>3</sup> /s   | 1.1 m <sup>3</sup> /s   |
| Branch 2- fabric duct airflow supply rate (one vent)                  | 3.0 m <sup>3</sup> /s                                | 3.0 m <sup>3</sup> /s  | 3.9 m <sup>3</sup> /s   | 4.9 m <sup>3</sup> /s   | 6.4 m <sup>3</sup> /s   |
| Branch 3- mezzanine airflow supply rate for each vent (total of six)  | 0.2 m <sup>3</sup> /s                                | 0.2 m <sup>3</sup> /s  | 0.3 m <sup>3</sup> /s   | 0.4 m <sup>3</sup> /s   | 0.5 m <sup>3</sup> /s   |
| Upper extraction airflow rate (one vent)                              | -9.2 m <sup>3</sup> /s                               | -8.4 m <sup>3</sup> /s | -11.5 m <sup>3</sup> /s | -15.3 m <sup>3</sup> /s | -20.4 m <sup>3</sup> /s |
| Deck level extraction airflow rate (four vents)                       | none   | -0.2 m <sup>3</sup> /s | -0.3 m <sup>3</sup> /s  | none                    | none                    |
| Water surface temperature   | 27.2°C (same for all cases)                          |                        |                         |                         |                         |
| Net heat flux of solid boundaries:                                    |  |                        |                         |                         |                         |
| Exterior (representing building envelope) ceiling and walls           | -14.8 to -9.5 W/m <sup>2</sup> (same for all cases)  |                        |                         |                         |                         |
| Exterior (representing building envelope) windows and doors           | -59.4 to -40.8 W/m <sup>2</sup> (same for all cases) |                        |                         |                         |                         |
| Interior floor, walls, windows and doors                              | -13.0 to -2.6 W/m <sup>2</sup> (same for all cases)  |                        |                         |                         |                         |

Note: minus sign (-) corresponds to airflow or heat flux exiting the numerical domain

The swimming pool numerical model was adapted to prepare a new case, presented in this paper as case No. 3, to study the impact of the combination of ventilation strategies that had independently provided  $\text{NCl}_3$  reduction in the breathing zones. Specifically, this case (3) was prepared with deck level extraction, an increased number of ACH, from 3.6 to 5.0, and an increased outdoor air (OA) intake of 38%.

The Fire Dynamics Simulator (FDS) software ver. 6.7 (McGrattan et al., 2021a) was used to run the simulations, solving the unsteady three-dimensional Navier-Stokes equations and coupled to the energy and mass conservation equations. This software uses the Large Eddy Simulation (LES) with a second-order accuracy finite difference method on a rectangular grid. The grid prepared for the model was divided into 22 meshes to adapt to the geometry. The Grid convergence Index (GCI) (Roache 1998) was used to assess the discretization required for the purpose of the study. The swimming pool enclosure's numerical model was validated with tracer gas experiments in a climatic chamber and in the investigated swimming pool enclosure. More information is available in our previous papers (Proulx & Hallé, 2022 and Proulx, Debia & Hallé 2023).

### 5.2.1. Water evaporation model

The VDI evaporation model (2010) proposed by the German Engineering Association was selected and implemented in the numerical code to determine the mass transfer of water vapor from the pool surface:

$$\dot{M}_w = \frac{\left( \frac{\beta_u}{R_D T_{av}} \right) \times [P_{sat}(T_w) - RH \times P_{sat}(T_a)] \times A_b}{3600} \quad (5.1)$$

$$T_{av} = \frac{T_w + T_a}{2} \quad (5.2)$$

where  $\dot{M}_w$  is the water vapor evaporation rate (kg/s),  $\beta_u$  is a transfer coefficient (m/h),  $R_D$  is the water vapor constant (= 461.52 J/kg K),  $T_{av}$  is the mean temperature (K),  $P_{sat}$  is the saturation pressure of water vapor (Pa) at  $T_w$ ,  $T_w$  is the water temperature (K), and  $A_b$  stands for the

surface area of the water basin ( $m^2$ ). The water vapor pressure outside the boundary layer is determined by the  $RH$  (the relative humidity) and by  $T_a$  (the air temperature). The transfer coefficient  $\beta_u$  depends on the occupancy rate of the pool and is set to 7, which corresponds to a pool with no activity (VDI 2089, 2010).

The VDI model contains two unknowns, the saturation pressure at  $T_a$  and the  $RH$ . Since  $P_{sat}$  is not directly available, a thermodynamic table was used to determine the relationship between the  $P_{sat}$  and the  $T_a$  for the range of air temperatures between  $20^\circ C$  and  $34^\circ C$ , and the following linear equation was used in the numerical implementation of the VDI model:

$$P_{sat}(T_a) = 212,363 \times T_a - 2051,93 \quad (5.3)$$

Even if the air velocity does not appear in equation (1), the velocity influences the evaporation rate indirectly, since the water vapor emitted from the pool surface will be displaced by the airflow away from the water surface, affecting the  $RH$  above the water surface. In addition, ventilation affects the  $T_a$ , which does change the saturation pressure.

The water area was divided into 28 surfaces that each had their own evaporation rate adjusted according to the  $T_a$  and the  $RH$  determined by the FDS in control volumes (0.25 m height) located above each surface, as presented in Figure 5.3. The computed water evaporation rate was averaged over a period of 300 s.

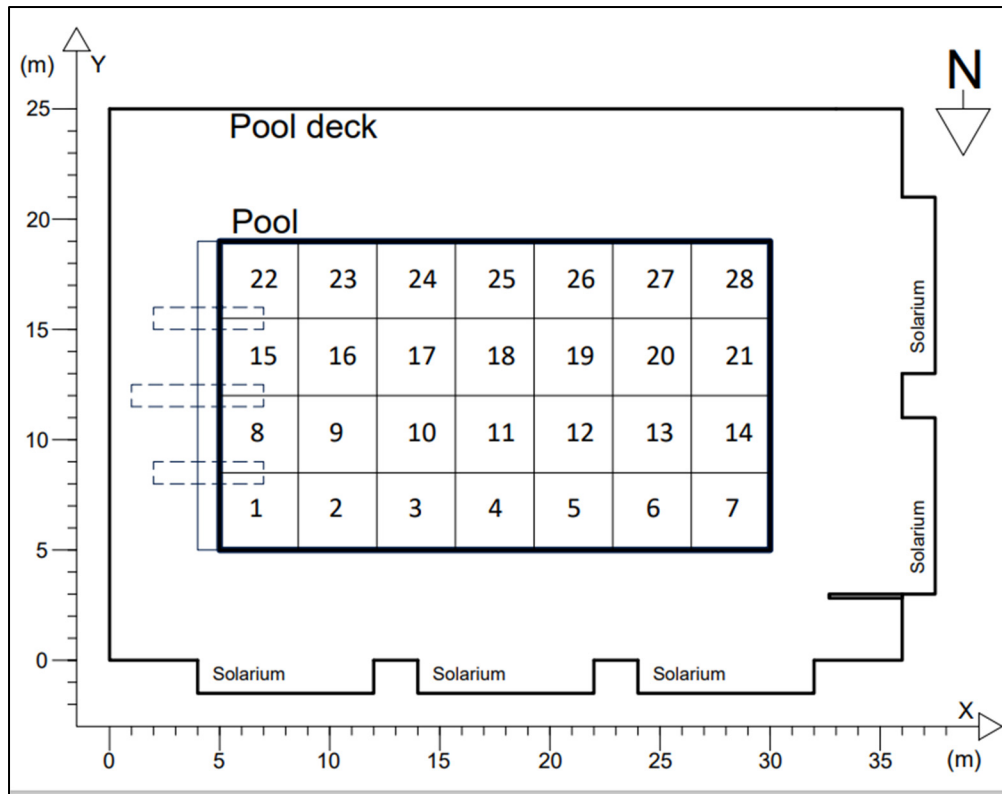


Figure 5.3 Schematic of the numerical pool enclosure model in plan view, showing the pool divided into 28 water evaporation surfaces

The numerical evaporation rates obtained were then compared to evaporation rates calculated using Shah's model for a calm swimming pool, with velocity airflow above the water surface at or under 15 cm/s, as per equation (Shah, 2012):

$$\dot{M}_w = \frac{5.0 \times 10^{-5} [P_{sat}(T_w) - RH \times P_{sat}(T_a)] \times A_b}{3600} \quad (5.4)$$

### 5.2.2. Evaporation model validation

The VDI evaporation model was validated by numerically reproducing the water evaporation experiments of Blazquez (2018) and Asdrubali (2009), which took place in a wind tunnel of 0.09 m<sup>3</sup> and an environmental chamber of 0.32 m<sup>3</sup>, respectively. Both setups were equipped with a fan producing an airflow over a heated water basin with controls of the airspeed, T<sub>a</sub> and RH. These cases, presented in Table 3, were chosen based on their conditions corresponding

to those found in a typical swimming pool enclosure and were also in the same range as our simulated cases. The low air speed above the water surface was an important criterion, as it remains within the recommended speed for a swimming pool enclosure to limit the water evaporation rate (0 to 0.15 m/s). The boundary conditions were set as adiabatic, except for the supply and open vents (air outlets). The results were then compared to Shah's model using equation (5.4).

Tableau 5.2 Conditions for water evaporation rate simulations used for validation of the VDI model

| <b>Asdrubali (2009), prediction model</b>            |                      |            |            |            |            |            |            |            |            |
|--|----------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| Air speed (m/s)                                      | 0.05 (for all cases) |            |            |            |            |            |            |            |            |
|  | <b>A-1</b>           | <b>A-2</b> | <b>A-3</b> | <b>A-4</b> | <b>A-5</b> | <b>A-6</b> | <b>A-7</b> | <b>A-8</b> | <b>A-9</b> |
| RH (%)   | 70.0                 | 60.0       | 50.0       | 70.0       | 60.0       | 50.0       | 70.0       | 60.0       | 50.0       |
| T <sub>a</sub> (°C)                                  | 26.0                 |            |            | 28.0       |            |            | 30.0       |            |            |
| T <sub>w</sub> (°C)                                  | 24.0                 |            |            | 26.0       |            |            | 28.0       |            |            |
| <b>Blazquez et al. (2018), experimental measures</b> |                      |            |            |            |            |            |            |            |            |
| Air speed (m/s)                                      | 0.08 (for all cases) |            |            |            |            |            |            |            |            |
|  | <b>B-1</b>           | <b>B-2</b> | <b>B-3</b> | <b>B-4</b> | <b>B-5</b> | <b>B-6</b> | <b>B-7</b> | <b>B-8</b> | <b>B-9</b> |
| RH (%)   | 49.5                 | 60.2       | 56.5       | 60.0       | 59.3       | 58.5       | 59.5       | 55.0       | 54.5       |
| T <sub>a</sub> (°C)                                  | 26.0                 | 27.3       | 27.3       | 27.9       | 28.5       | 28.9       | 29.0       | 30.0       | 30.1       |
| T <sub>w</sub> (°C)                                  | 24.2                 | 25.0       | 25.0       | 26.0       | 26.0       | 27.3       | 27.1       | 28.0       | 27.8       |

### 5.2.3. Thermal comfort

The thermal comfort of occupants was investigated numerically with the PMV, PPD and PD indexes for bathers standing on the deck, considering both wet and dry skin for the PMV index by adding an evaporative term to the original index.

#### 5.2.4. PMV index

The predictive mean vote (PMV) index is a mathematical model used to assess the thermal comfort of most occupants in a space (ASHRAE 2021). This index is a function of environmental and personal parameters (Revel et Arnesano 2014):

$$PMV = f(T_a, T_r, U_L, P_a, I_{cl}, M) \quad (5.5)$$

where  $T_a$  (°C) is locally computed by the numerical code in each simulation and post-processed as a temporal mean over a range of 300 s.  $T_r$  is the mean radiant temperature (°C) computed and outputted by the code as a surface boundary temperature and post-processed as a spatial and temporal mean over a range of 300 s. These boundaries consisted of walls, windows, doors, the deck and the ceiling. They were then split into rectangles surfaces to calculate the area factor based on Fanger's method (1972).  $U_L$  is the local air velocity around the occupant (m/s),  $P_a$  is the partial water vapor pressure of the ambient air (Pa),  $I_{cl}$  represents the insulation of clothing (m<sup>2</sup>K/W) and  $M$  is the metabolic heat production (W/m<sup>2</sup>). The PMV index was first introduced by Fanger (1972) and relates the heat balance of the body to the environment with this equation (ASHRAE 2021):

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.028] L \quad (5.6)$$

where  $L$ , the heat balance, is determined by (ASHRAE 2021):

$$\begin{aligned} L = & (M - W) - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \left[ (T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4 \right] - f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) \\ & - 3.05 [5.73 - 0.007(M - W) - P_a] \\ & - 0.42 [(M - W) - 58.15] - 0.0173M (5.87 - P_a) \\ & - 0.0014M (34 - T_a) \end{aligned} \quad (5.7)$$

where  $W$  is the work being done by the occupant presumed negligible and  $T_{cl}$  is the clothing (or skin) temperature (°C). The values of the convection heat transfer coefficient  $h_c$  (W/m<sup>2</sup>K)



and the clothing area factor  $f_{cl}$  ( $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ) are obtained following these relationships (ASHRAE 2021):

$$h_c = 12.1\sqrt{U_L} \quad (5.8)$$

$$f_{cl} = 1.0 + 0.2I_{cl} \quad (5.9)$$

The heat loss by evaporation of the water on the skin was considered in the calculation of the PMV index, as in Revel & Arnesano (2014). This is a particular situation occurring in swimming pool enclosures that is important to consider when assessing the thermal comfort of occupants. The term  $E_{sk}$  for heat loss by evaporation (ASHRAE 2021) was therefore added to equation (5.6), neglecting the evaporative resistance of the clothing:

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.028](L - E_{sk}) \quad (5.10)$$

$$E_{sk} = \frac{w(P_{sk,s} - P_{air})}{1 / (f_{cl}h_e)} \quad (5.11)$$

where the wetness of the skin  $w$  is expressed on a dimensionless scale from 0 to 1, and was attributed as 0 for bathers with dry skin and a value of 0.5 for bathers with partially wet skin.  $P_{sk,s}$  represents the saturated water vapor pressure at the skin temperature (Pa),  $P_a$  represents the water vapor pressure in ambient air (Pa) and  $h_e$  stands for the evaporative heat transfer coefficient ( $\text{W}/\text{m}^2\text{Pa}$ ), obtained by the relation with the Lewis Ratio  $LR$  fixed at 16.5 K/kPa (ASHRAE 2021) and the convection heat transfer coefficient  $h_c$ :

$$h_e = h_c \times LR \quad (5.12)$$

The mean PMV index was calculated for bathers with the attributed values of 1.8 Met (1 Met =  $58.2 \text{ W}/\text{m}^2$ ).

The skin temperature was defined with an equation to calculate the body surface temperature  $T_b$  (ISO7730, 2005 and Omidvar & Kim, 2020):

$$T_b = 35.7 - 0.028(M - W) - 0.155I_{cl} \left\{ \begin{array}{l} (M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99(M - W) - P_a] \\ -0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} M(5867 - P_a) - 0.0014M(34 - T_a) \end{array} \right\} \quad (5.13)$$

For wet bathers,  $T_b$  was assigned a fixed value of 28.2°C (1°C higher than the water temperature), based on the results of Guéritée et al. (2015) and on the methodology of Revel & Arnesano (2014) in a similar context.

The predicted percent of dissatisfied people (PPD) index is then calculated with the PMV results following this equation (ASHRAE 2021):

$$PPD = 100 - 95 \exp \left[ - \left( 0.03353 PMV^4 + 0.2179 PMV^2 \right) \right] \quad (5.14)$$

### 5.2.5. PD index

Air velocities have fluctuations due to turbulence that normally occurs in an indoor space, which will affect the convective heat exchange between the human body and the environment. Consequently, air velocity changes cause fluctuations to the occupant's skin temperature and are reported as uncomfortable drafts depending on the mean air velocities and the ambient  $T_a$  (Fanger 1988). To evaluate the risk of discomfort caused by the air velocity fluctuations (or drafts), the percentage of people dissatisfied by draft (PD) index, as a function of air turbulence intensity ( $T_u$ ), mean air velocity ( $\bar{U}$ ) and mean ambient  $T_a$ , was calculated as per equation (ASHRAE 2021, Fanger 1988):

$$PD = (34 - T_a)(\bar{U} - 0.05)^{0.62} (0.37\bar{U} \times T_u + 3.14) \quad (5.15)$$

$$T_u = \frac{u'}{\bar{U}} \quad (5.16)$$

where  $\bar{U}$  is the modulus of the averaged velocity (m/s) determined from the cartesian components of the average velocity  $\bar{U}_x, \bar{U}_y, \bar{U}_z$  and the velocity fluctuations  $u'_{x,y,z}$ :

$$\bar{U} = \sqrt{(\bar{U}_x^2 + \bar{U}_y^2 + \bar{U}_z^2)} \quad (5.17)$$

$$u' = \sqrt{\frac{1}{3}(u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2)} \quad (5.18)$$

Equation (5.15) is based on experimental results conducted by Fanger and Christensen and reported in Fanger (1988) for an indoor space for groups of sedentary people wearing clothing and a presumed low skin wetness level, meaning they do not have wet skin due to recent water immersion. Also, their skin temperature is presumed to be at or close to 34°C. Since there are no known equations proposed for a group of bathers, the PD index was nevertheless used to study the probable discomfort for users due to local draft over the deck of the pool.

Twenty-five positions distributed above the deck were chosen to extract local data as if a bather was standing in each position. The data consisted of  $T_a$ , RH and U values at two different heights for each position, 0.25 and 1.50 m. These heights were adjusted for a standing person with one reading at lower leg height and one reading at the upper body core height. The positions where the data was extracted are presented in Figure 5.4. A spatial mean was done to group these local PMV indexes into nine zones to present the results. In the center of each zone,  $T_r$  was calculated for an occupant standing on the deck, regardless of the orientation, where the angle factor was obtained with the additive property (Fanger 1972, ASHRAE 2021):

$$\bar{T}_r^4 = T_{r1}^4 F_{p1} + T_{r2}^4 F_{p2} + T_{r3}^4 F_{p3} + \dots + T_{r76}^4 F_{p76} \quad (5.19)$$

$$F_{p,a} = F_{p,abcd} - F_{p,bd} - F_{p,cd} + F_{p,c} \quad (5.20)$$

Where  $\bar{T}_r$  is the mean surface temperature (K), the subscript p corresponds to the position of the occupant and subscripts a, b, c and d correspond to a rectangle surface area.

The swimming pool enclosure was therefore divided into 76 surfaces encompassing the water surface, deck, walls, windows, doors and the ceiling taking into account the difference in the surface temperature between the windows and the walls.

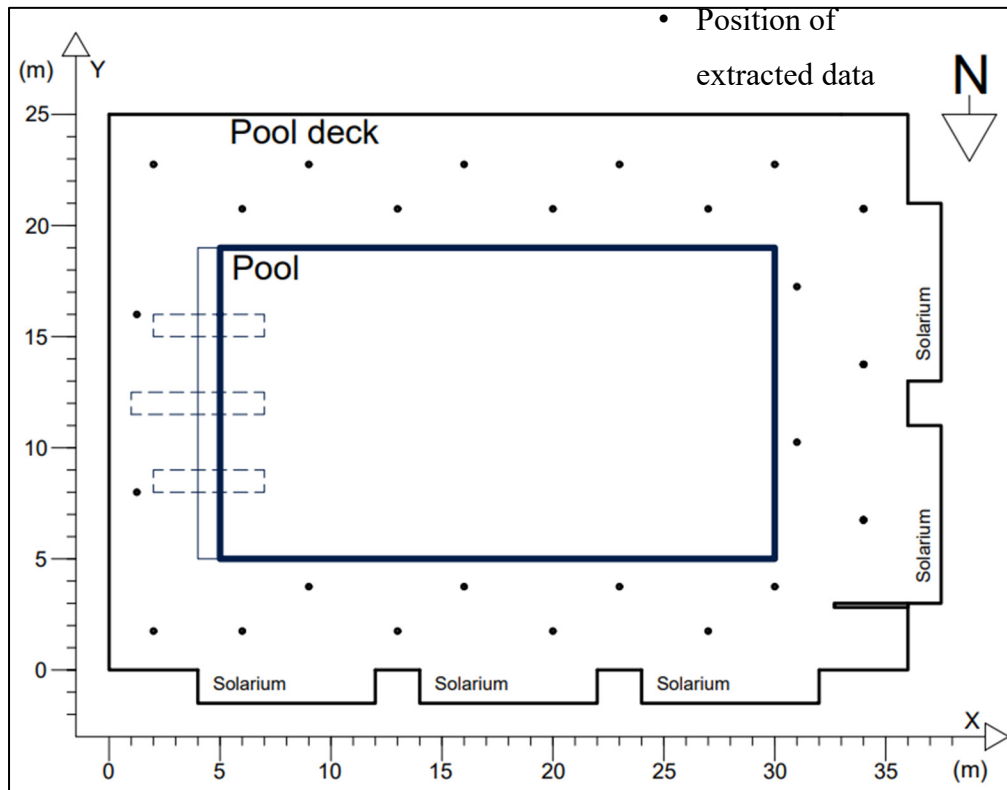


Figure 5.4 Schematic of the numerical pool enclosure model in plan view, showing the 25 positions where data was extracted for calculation of the PMV index

### 5.3 Results and discussion

#### 5.3.1. Evaporation model validation

Figure 5.5 shows the comparison between our numerical results, the experimental evaporation rates obtained by Blazquez et al. (2018) and the evaporation rates calculated with Shah's model (equation 5). The mean difference between our results and those of Blazquez et al. is 3.1% and with Shah's model, 4.3%, confirming a very good agreement with both. It is worth noting that

the mean difference between Blazquez et al.'s results and Shah's model is only 1.3%, showing an even better agreement.

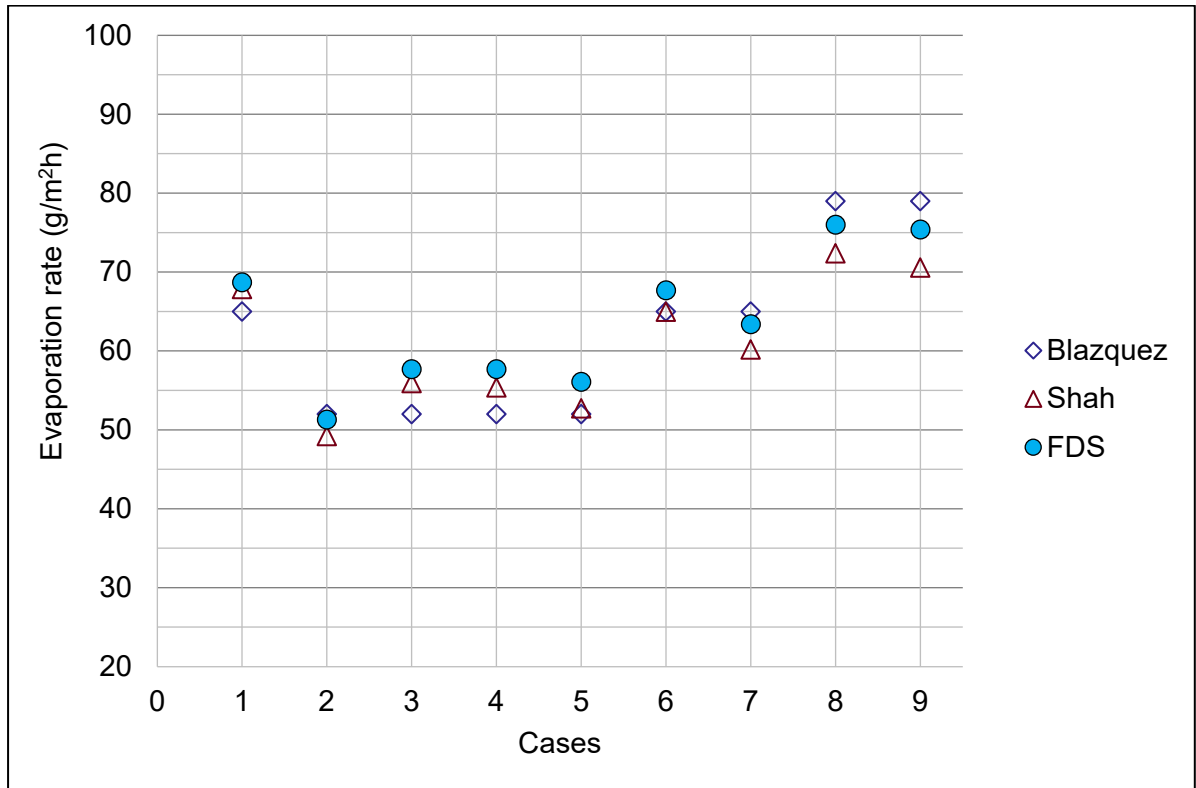


Figure 5.5 Numerical water evaporation rates compared with experimental water evaporation rates from Blazquez et al. and with Shah's model

Figure 5.6 presents the comparison between our numerical results, those obtained by Asdrubali (2009) with their developed prediction model and the calculated evaporation rates with Shah's model (equation 5). The mean difference between our results and those of Asdrubali is 0.3% and with Shah's model, 3.6%, confirming a very good agreement with both.

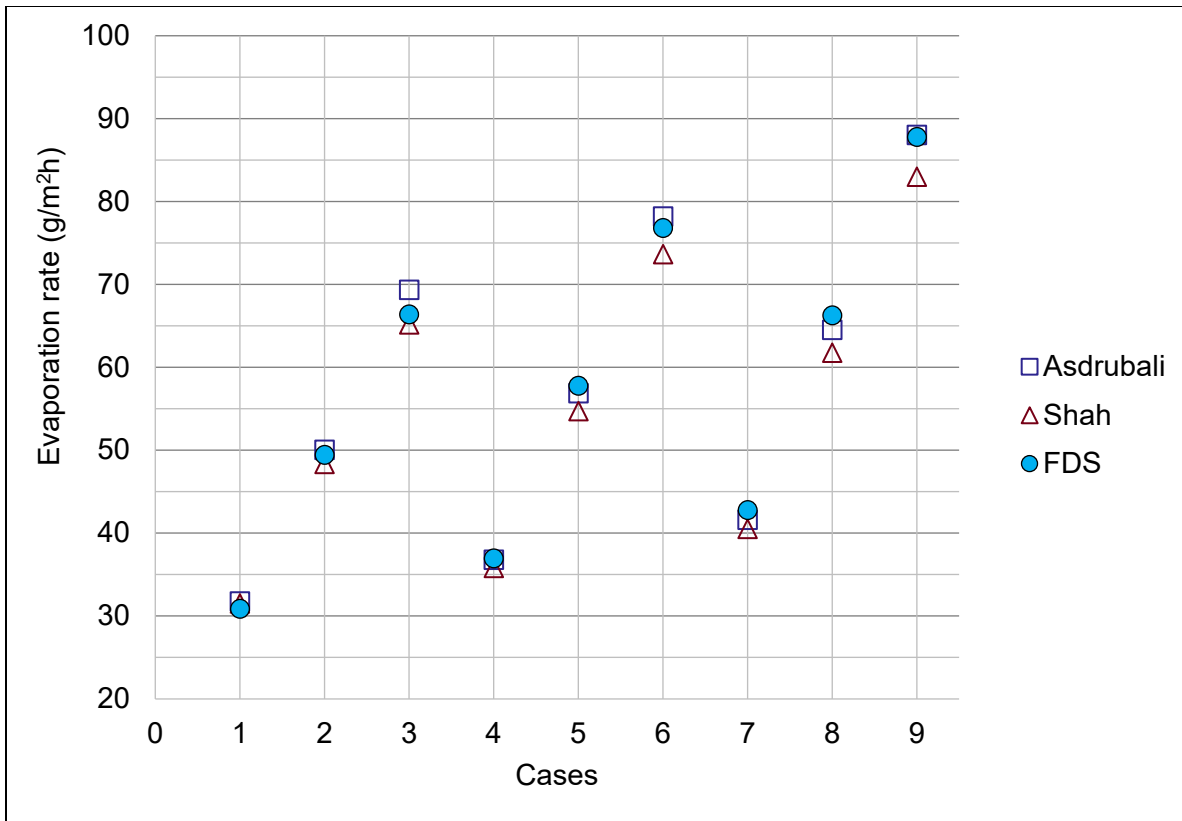


Figure 5.6 Numerical water evaporation rates compared with Asdrubali's prediction model and with Shah's model

### 5.3.2. Evaporation rates

The evaporation rates for five simulated cases, presented in Figure 5.7, vary from 74.8 to 87.1 g/m<sup>2</sup>h, for a mean ambient  $T_a$  between 27.3 and 28.8°C and a mean RH between 46.4 and 56.9%. We also find good agreement between our numerical results and Shah's model with a difference varying from 2 to 11%. There is an increase in water evaporation rates observed between case 5 having 8.0 ACH and cases 1, 2, 3 and 4 with 3.6, 3.6, 5.0 and 6.0 ACH, respectively. For the cases investigated, augmenting the ACH from 3.6 to 6.0 does not have a clear impact on the amount of pool water lost by evaporation. However, increasing from 3.6 to 8.0 ACH has a significant impact, although the increase of water evaporation remains relatively low considering the total increase of airflow. Indeed, for a 120% increase in ACH between cases 1 and 5 (3.6 and 8.0 ACH), there is a 16% increase in the water evaporation rate. This limited impact is explained by the ventilation strategy designed to minimize the air

velocity above the water surface for the purpose of limiting water evaporation (ASHRAE, 2021). Despite a total airflow rate that has more than doubled, the impact above the water surface is limited in terms of the water loss by evaporation.

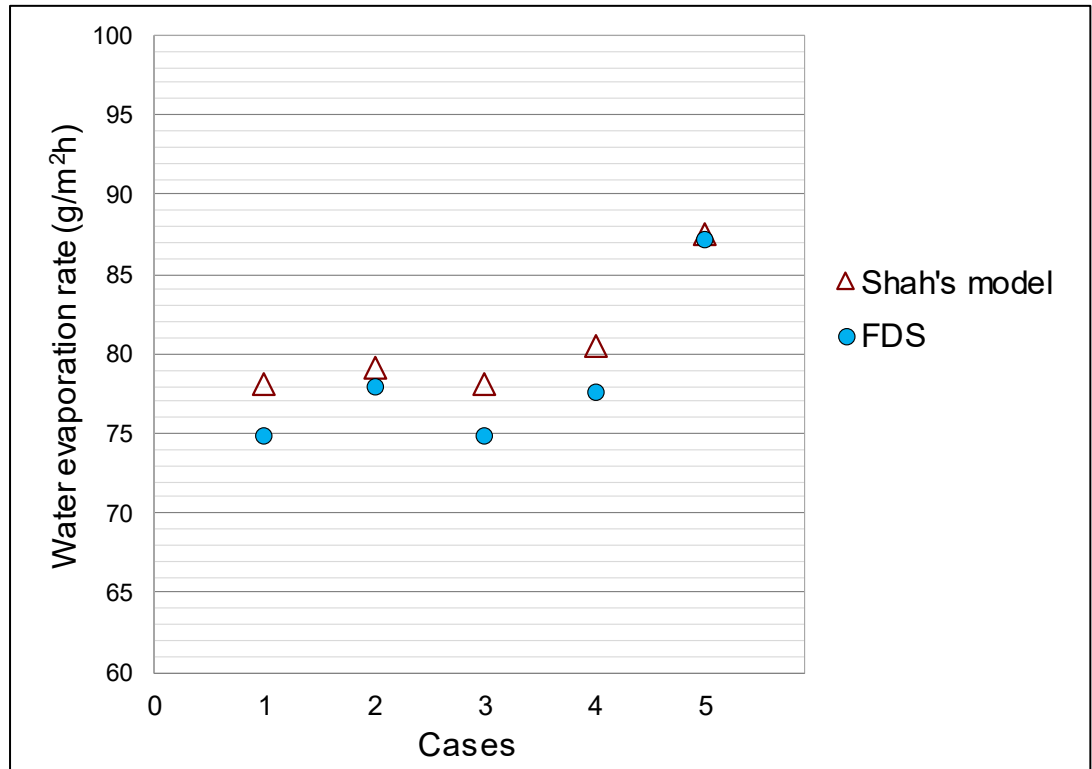


Figure 5.7 Numerical water evaporation rates for each case with confidence interval of 98%, compared with Shah's manual calculation results

The local water evaporation rates are presented in Figure 5.8 for all 28 control surfaces. For each case, the surface is colored in green when its water evaporation rate corresponds to the spatial mean (Figure 5.7) plus or minus the confidence interval of 98%. The red and blue colored surfaces correspond to water evaporation rates higher and lower than the spatial mean, respectively.

For cases 1, 2, 3 and 4 (Figure 5.8), the higher evaporation rates occur on the east and south sides of the pool, and slightly higher on the north and west sides for case 4, where we can observe a slightly different trend compared to the other three cases. Albeit for case 5, the trend

shifts with the higher evaporation rates, mostly on the north and west sides of the pool and to a lesser degree on the south side, and just mildly on the east side. This shift is explained by the increased airflow supplied from the solarium reaching over the water and pushing the water vapor towards the middle of the pool. Dryer air replaces humid air on the west and north sides of the pool, causing a water evaporation rate increase.



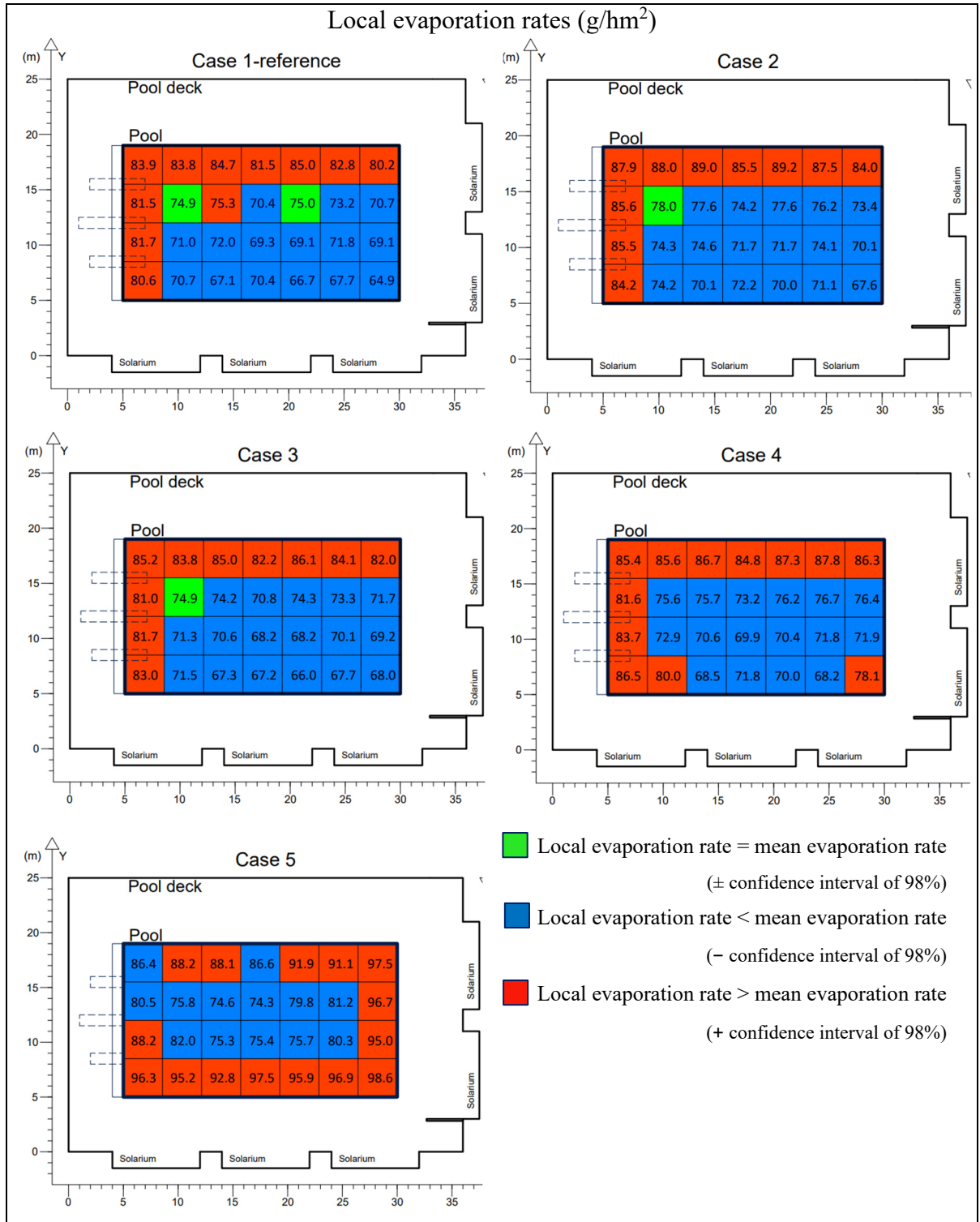


Figure 5.8 Local evaporation rates for each of the 28 control surfaces for cases 1 to 5

### 5.3.3. Visualization of water vapor and $T_a$

The numerical outputs for RH are presented visually in Figure 5.9 for each simulated case in the format of iso-surfaces to allow an appreciation of the different airflow profiles above or near the water surface in regards to the movement of water vapor evaporated from the pool. For the sake of clarity, only the iso-surfaces of 45% RH and above are presented.

For cases 1 and 2 (Figure 5.9 a, b), it is clearly shown that the evaporated water vapor tends to accumulate over the pool and deck towards the north and west walls, and for case 3 (Figure 5.9 c), mostly towards the north wall. For cases 4 and 5 (Figure 5.9 d, e) the water vapor tends to accumulate above the pool surface, much less over the deck, and eventually rises upwards in the center of the enclosure volume. This is explained by the ventilation strategy. Indeed, for case 1 (Figure 5.9 a), there is no deck level extraction and the total airflow is the lowest of the simulated cases (3.6 ACH). The increased total airflow for cases 4 (6.0 ACH) and 5 (8.0 ACH) helps to push back the water vapor away from the west and north walls towards the center of the pool; it is worth noting that these two cases do not have deck level air extraction. Five solariums are located along these walls, from which over 50% of the total airflow is delivered near deck level at the bottom of the windows, explaining the higher velocity airflow encountered over the deck alongside the west and north walls. As this supplied warm air brushes against the colder window surfaces of the solariums (cold season), the air loses heat and densifies, moving downwards. Thanks to the higher momentum, this airflow reaches further above the deck in the direction of the pool and even over part of the pool. The outcome is a 16% increase in the water evaporation rate for case 5 (8 ACH), since the most humid air over the water surface is replaced by less humid air delivered by the supply vents (RH of 36%).

Cases 2 and 3 (Figure 5.9b, c) both have deck level extraction vents situated on the north wall on each side of the solariums. Part of the airflow carrying water vapor remains above the water and deck surfaces until it reaches these extraction vents. This in return contributes to limiting the water evaporation rate, since humid air remains for some time over the water surface. In other words, the air carrying evaporated water vapor (with a higher RH) at the water surface is replaced by air also carrying evaporated water vapor (with high RH). Conversely, if this air with high RH is lifted from the water surface and entrained upwards, it will not contribute to

limiting the evaporation rate above the water surface. This is clearly observed in case 5 (Figure 5.9e).

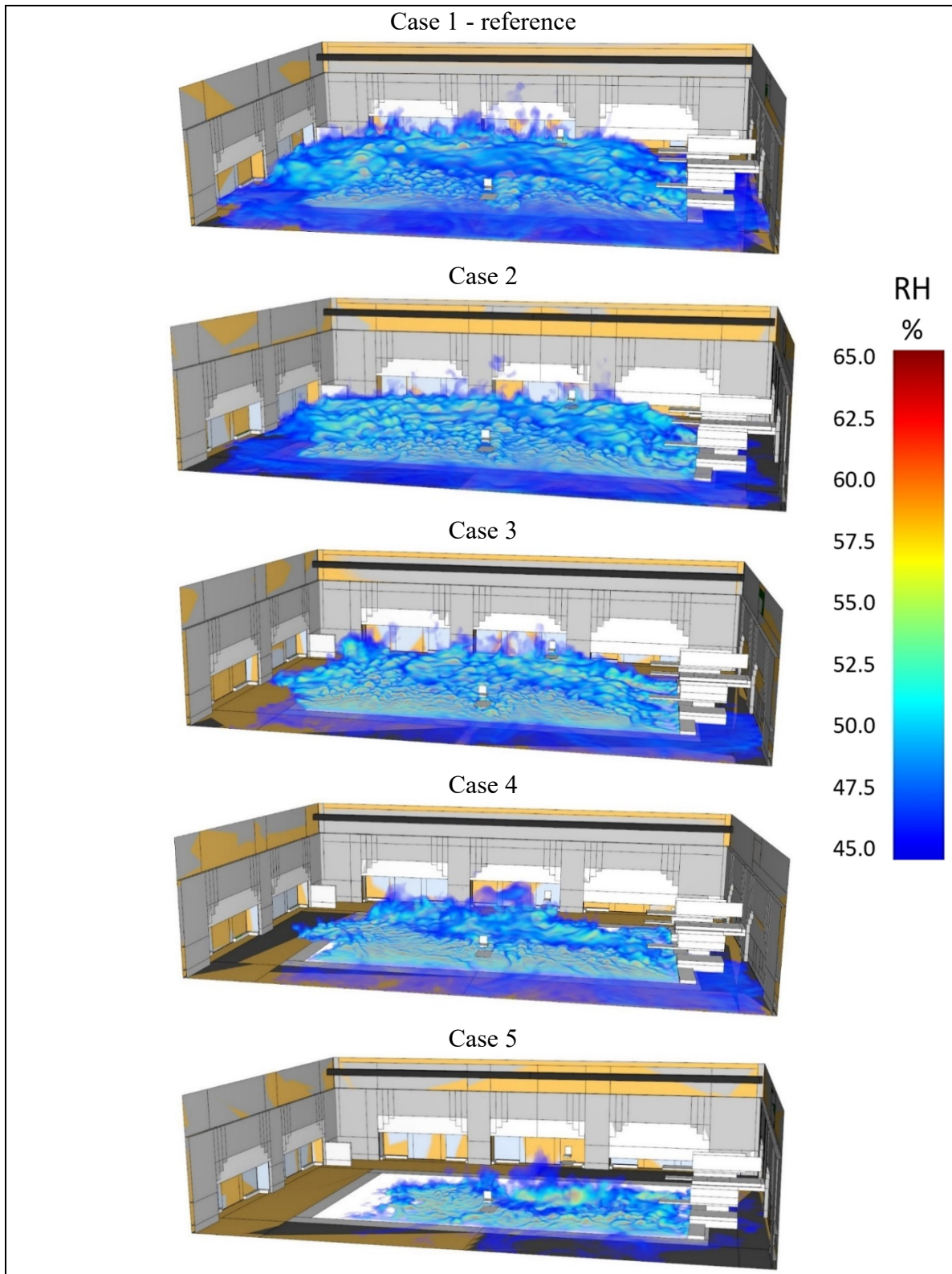


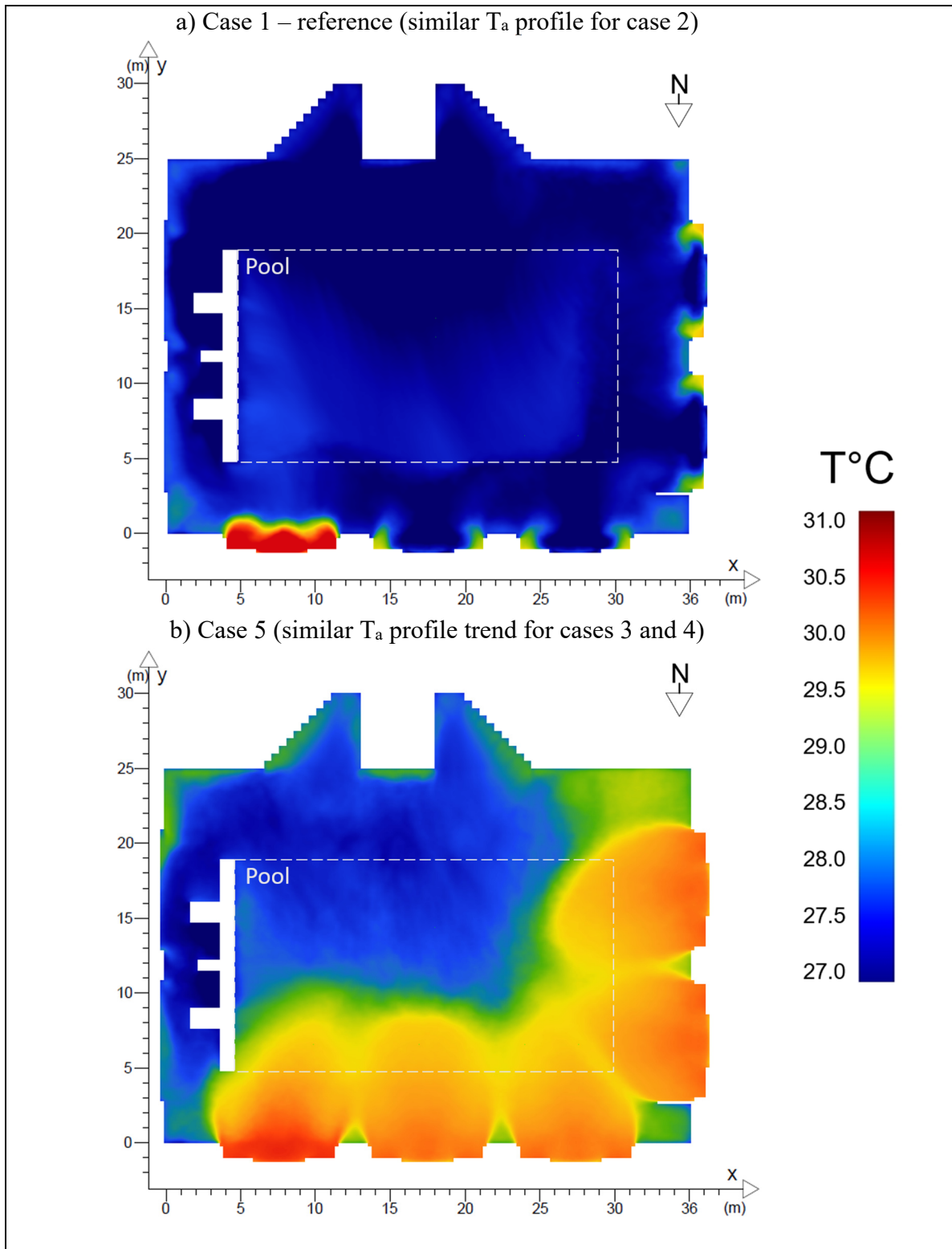
Figure 5.9 Computed isosurfaces of 45% RH and above for all cases

The computed 2D contours are presented in Figures 5.10 and 5.11 for the  $T_a$  and in Figures 5.12 and 5.13 for the RH, in a xy plane at  $z=0.125$  m (Figures 5.10 and 5.12) and in a yz plane at  $x=18$  m (Figures 5.11 and 5.13), for cases 1 and 5. Indeed, case 2 has similar  $T_a$  and RH profiles as that of case 1, while cases 3 and 4 have similar  $T_a$  and RH profiles as that of case 5, therefore they are not shown.

For the reference case (Figure 5.10a), we can see in the xy plane ( $z=0.125$  m) that the  $T_a$  stands between 27.0 and 28.0°C, except in one solarium ( $4.0 \text{ m} \leq x \leq 12.0 \text{ m}$ ) where  $T_a$  reaches 31°C. This is explained by the rolled down solar shade for this particular solarium (for surveillance purposes). The  $T_a$  in the four other solariums is 27.0°C except in the corners where it stands between 29.0 and 30.0°C.

When looking at case 5 (Figure 5.10b) we observe warmer air of between 29.5 and 30.5°C over the deck in front of the solariums (north and west sides) and partially above the pool surface. This is explained by the increased airflow (heated air) supplied from the solarium vents (branch 1). The  $T_a$  above the deck along the south and east walls and over the pool towards the east and south sides stands between 27.0 and 29.0°C. Globally the  $T_a$  is higher for case 5 compared to case 1 at that height ( $z=0.125$  m).

We observe a clear vertical stratification of the  $T_a$  with the reference case in the yz plane view (Figure 5.11a), from 27°C above the water surface to 29°C at about 1.5 m in height and reaching almost 30°C in the higher space of the enclosure, above 6.0 m in height. As for case 5 (Figure 5.11b), we observe a more “well mixed”  $T_a$  profile thanks to the higher total airflow delivered in the enclosure. We can see a vertical  $T_a$  stratification from  $y=10$  m to  $y=25$  m, further away from the solarium located at  $y=0$ . The air is at 27°C above the water surface, reaching 29°C at about 0.3 m in height and 29.5°C above the deck (south side). The  $T_a$  remains between 29°C and 29.5°C in the center of the pool hall, between  $z=0.5$  and 8.0 m, and reaches 30°C below the ceiling. In front of the solarium, from  $y=0$  m to  $y=10$  m,  $T_a$  is warmer with 30°C from a height of 0 to 1 m, due to the supplied heated airflow coming from the vents ( $y=-1.0$ m) in the solarium.



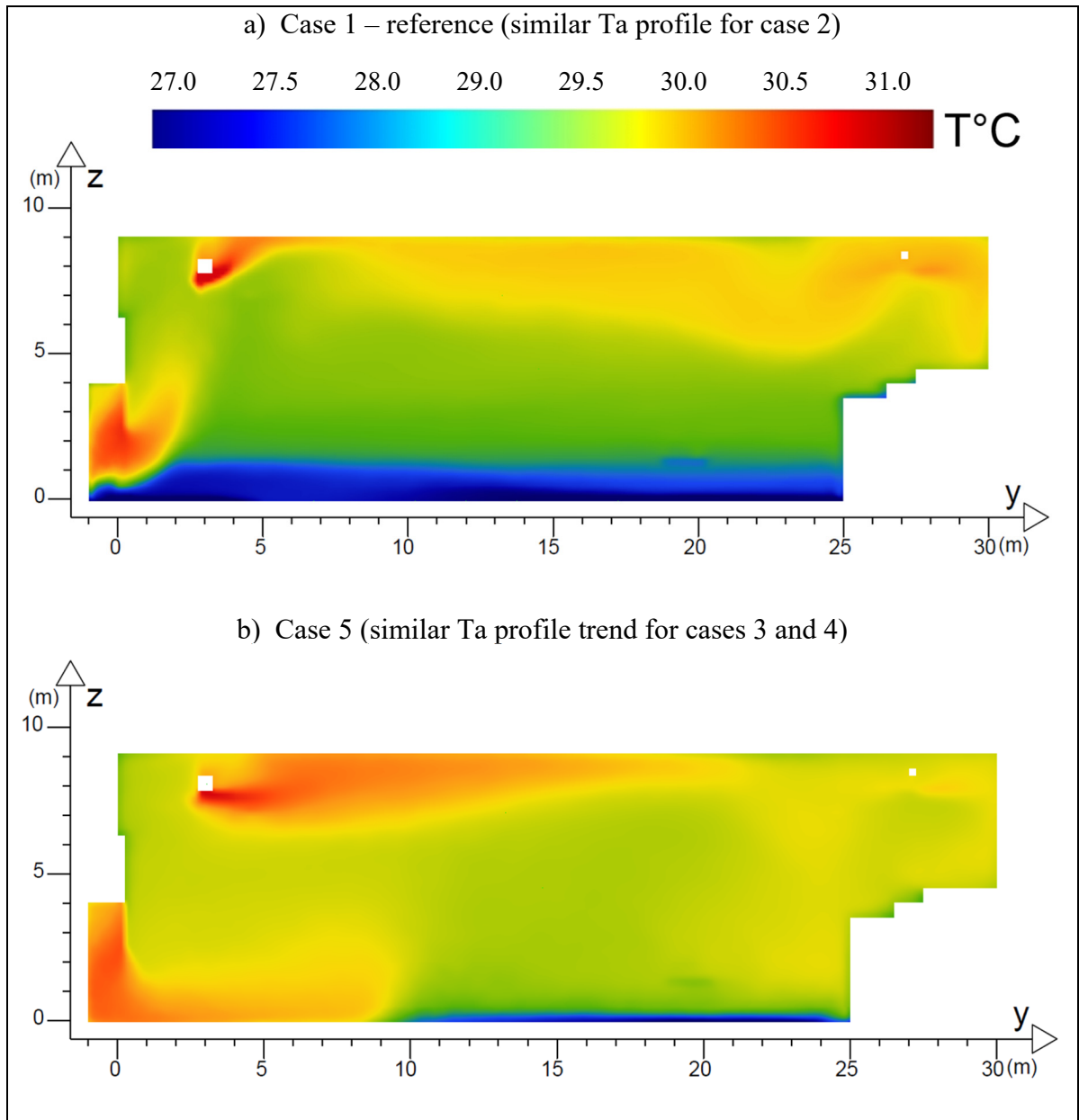


Figure 5.11 Computed 2D contours of  $T_a$  in a  $yz$  plane at  $x=18$  m for cases 1 (a) and 5 (b)

When looking at the  $xy$  plane view ( $z=0.125$  m), we can see for the reference case (Figure 5.12a) that the water vapor emitted from the pool surface is pushed towards the north and east walls. Overall, the RH stands between 50 and 65% over the water and deck with an area in one solarium (rolled down solar shade) at 35%. Above most of the pool and parts of the west and north decks the RH stands between 55 and 65%. The rest of the deck has mostly a RH of 50%.

For case 5 (Figure 5.12b), we see the water vapor emitted from the water surface gathering at the center of the pool and towards the south and east edges, with RH values between 50 and 57%. Over the deck on the east and south sides, the RH is at 43%, while on the north and west sides it is at 35%. This is explained by the warmer and dryer air supplied by the vents in the solarium having a higher airflow rate for case 5.

When looking at the yz plane view, for the reference case (Figure 5.13a) we clearly observe a thicker zone reaching 1 m in height of accumulated water vapor with a higher RH (50% and over) above the water surface. This zone of higher RH is found above the whole water surface but its height is uneven. As for case 5 (Figure 5.13b), the profile of RH has a thicker area only above the center of the pool, varying from 0.13 to 0.75 m in height above the water surface. The RH scale is purposely presented from 35 to 50% for Figure 5.13 (instead of 35 to 65% for Figure 5.12) to allow good visualization for this yz plane view.

In their numerical simulations, Sobhi et al (2022) obtained above the water surface a 50% RH for 3 cases and between 50 and 60% RH for one case. We obtain RH values that are globally 10% to 15% higher than their results, which is still consistent. Above the deck, their results gave RH values of 85 to 88%, significantly higher than our results that vary from 35% to 65%. However, the corresponding  $T_a$  these researchers obtained has a strong stratification, with a  $T_a$  of 28°C at the deck's surface and 20°C at about 0.25 m in height. For comparison, we have  $T_a$  in the range of 27.0 to 30.5°C over the deck. The context of their research is in a warm season with air cooling in operation, while our research investigates a swimming pool enclosure in the cold season with air heating.



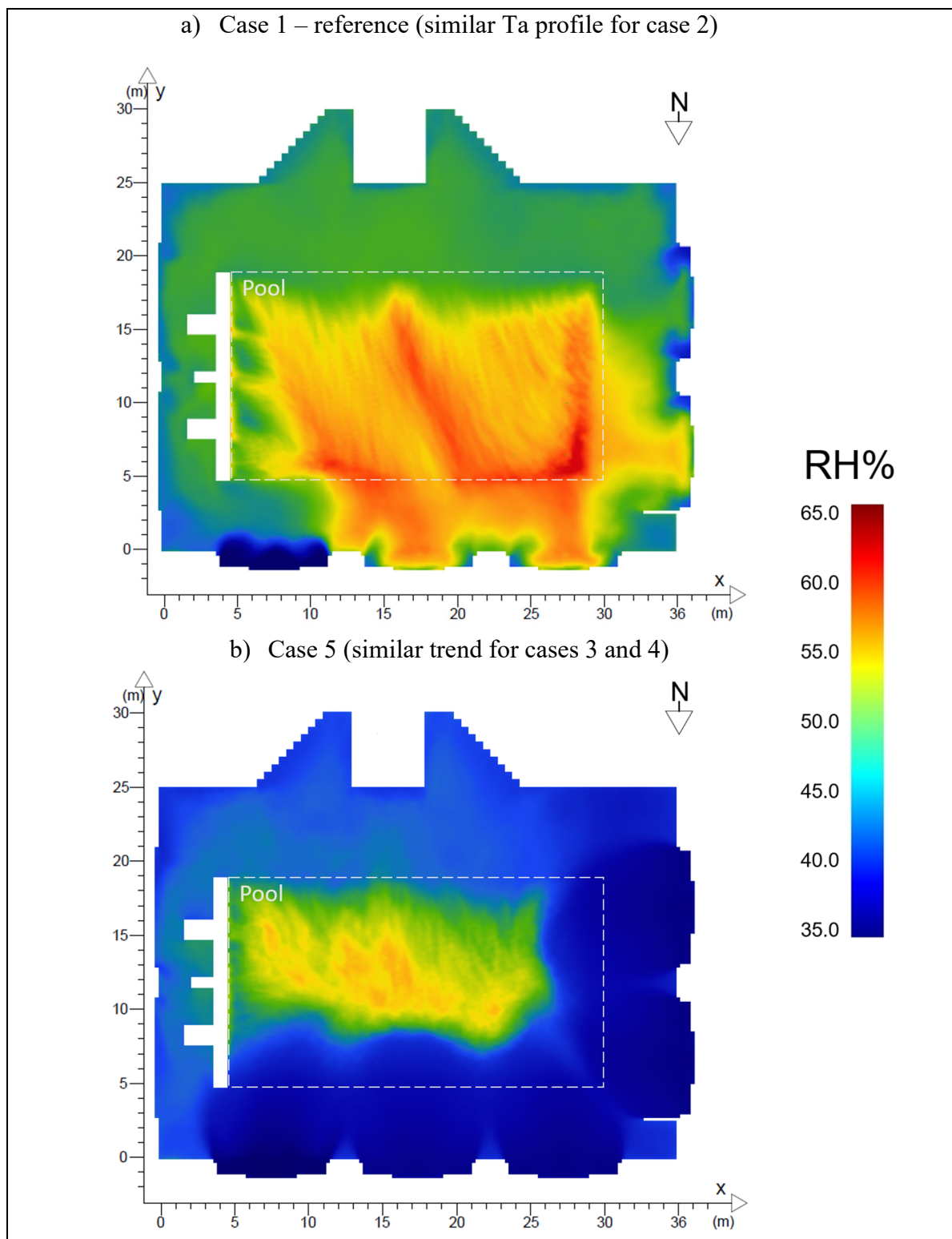


Figure 5.12 Computed 2D contours of RH in a xy plane at  $z=0.125$  m for cases 1 (a) and 5 (b)

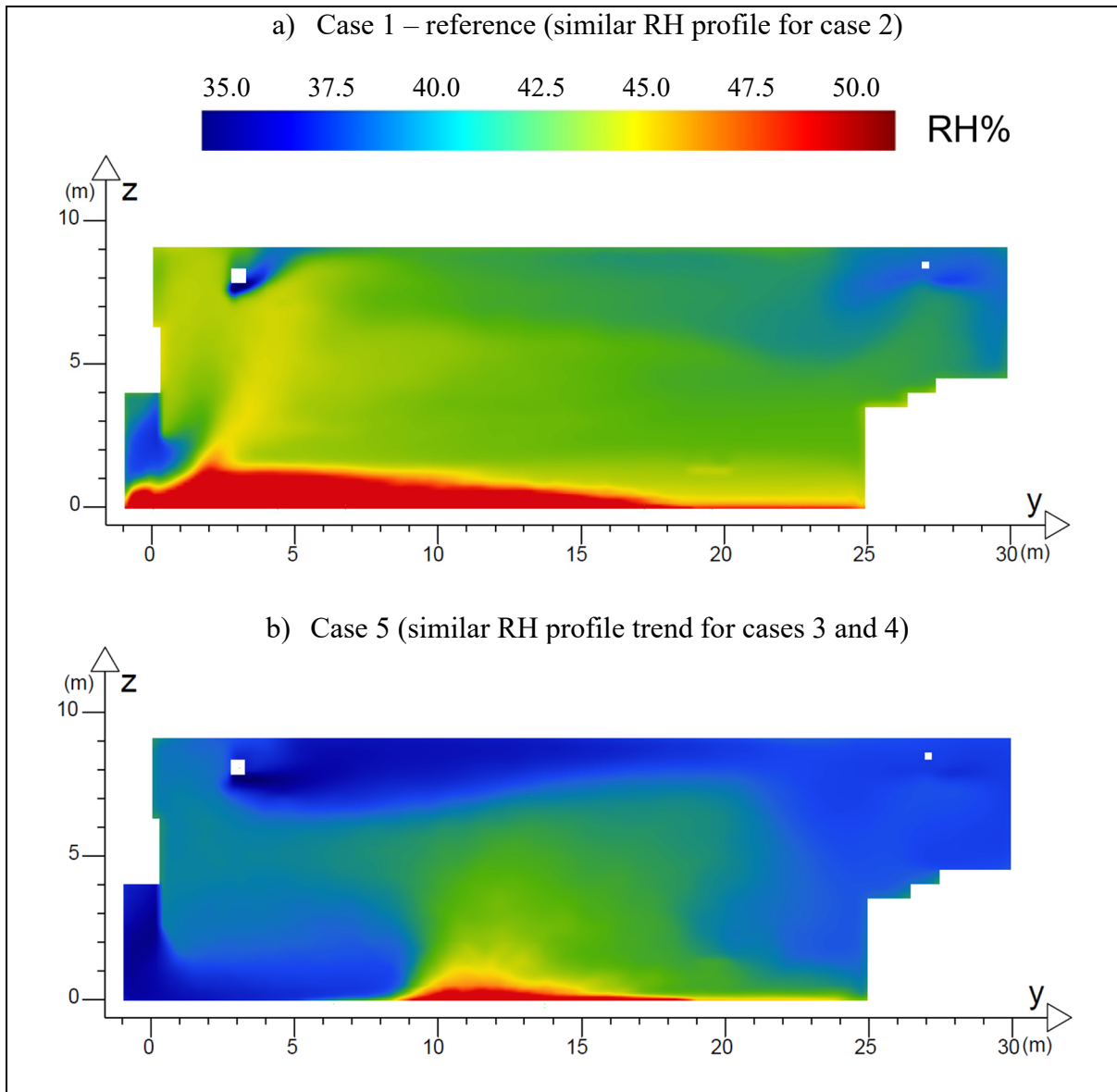


Figure 5.13 Computed 2D contours of RH in a yz plane at  $x=18$  m for cases 1 (a) and 5 (b)

#### 5.3.4. Thermal comfort indexes

The mean PMV and mean PPD indexes for cases 1 to 5 are presented in Figure 5.14, for bathers standing on the deck around the pool, before entering the water (dry skin) and after coming out of the water (wet skin and lowered skin temperature). For all cases the mean PMV indexes vary from 0.7 to 0.9 corresponding to “slightly warm” but just above the neutral zone (optimal

zone). The corresponding PPD indexes vary from 15 to 22% of people dissatisfied in regard to a “slightly too warm” environment. Noting that with an optimal PMV of 0 for a neutral environment, there is still a prediction of 5% of people who will be dissatisfied, according to the method of calculation of the PPD index. It is thus observed that modification of the ventilation strategies does not significantly affect the mean PMV index compared to the reference case (No. 1), despite the significant increase of the number of ACH for cases 3, 4 and 5 yielding higher air velocities in the occupied area above the deck.

However, for wet bathers standing on the deck, cases 1, 2 and 3 show a mean PMV index from -0.2 to -0.4, in the neutral zone but towards “slightly too cool”, while cases 4 and 5 show a mean PMV index of -1.0 and -1.5, corresponding to “slightly too cool” and “too cool”, respectively. The mean PPD index predicts from 6 to 8% of dissatisfied people for cases 1, 2 and 3, but predicts 26% and 51% of dissatisfied people for cases 4 and 5, respectively. Hence, the modified ventilation strategies do affect the mean PMV and PPD indexes for cases 4 and 5, when the ACH is increased and while only upper air extraction is in place. Indeed, case 3 does have an increase in ACH (5.0 compared to 3.6 for case 1-reference) but that does not affect the mean PMV and PPD indexes. The air is extracted in the upper volume but also at deck level, modifying the airflow pattern in the space and in the occupied zone. This is a very interesting result showing total airflow can be increased (at least to 5.0 ACH) without negatively impacting the thermal comfort for wet skin bathers on the deck if the strategy allows velocities to remain relatively low in the occupied area. Another very interesting result is that case 3 does have a real capacity to reduce the  $\text{NCl}_3$  levels in all the breathing zones investigated.

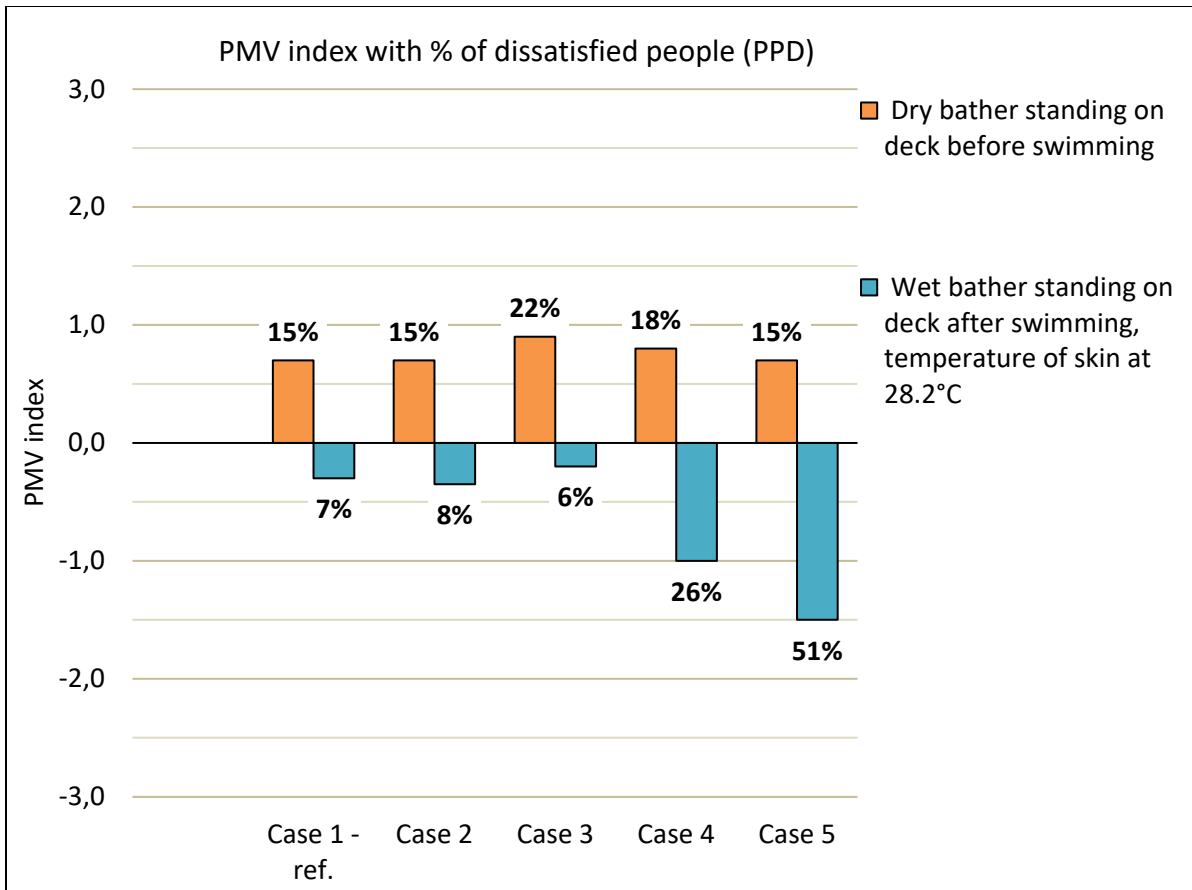


Figure 5.14 Numerical predictive mean vote (PMV) and the related percentage of people dissatisfied (PPD) indexes expressed in %

The mean local PMV and mean local PPD indexes are presented in Figure 5.15 on the plan layout of the pool enclosure. The deck is divided into nine areas in which four to six numerical probes gave results to calculate the local PMV and local PDD indexes. For bathers standing on the deck around the pool with dry skin before any swimming activity, only the reference case is presented since they remain very similar for all cases (Figure 5.15 a). The areas present mean local PMV indexes from 0.4 to 0.9 corresponding to mean local PPD indexes from 8 to 22%, showing the thermal comfort is relatively uniform and acceptable in the enclosure in the context of bathers not yet immersed in water. For bathers standing on the deck around the pool with wet skin, looking at cases 1, 2 and 3 (Figure 5.15 b, c and d) we can observe that from two to four areas are in the “slightly cool” PMV index zone, from -0.5 to -1.0, but the rest of the space around the deck shows optimal (neutral) mean local PMV indexes. For case 4 (Figure

5.15 e), the mean local PMV index varies from 0 to -2.3, corresponding to a mean local PPD index variation from 5 to 88% of dissatisfied people. The five areas in front of the five solariums (west and north walls) show a “too cool” thermal environment and the mean local PPD indexes of 56 to 88% of dissatisfied people. This is explained by the higher air velocities encountered in those areas due to the low-level (near floor level) air supply vents in each solarium. In other words, the total airflow has been increased from 3.6 to 6.0 ACH, yielding higher airflow delivered from the solariums and impacting thermal comfort for bathers standing on the deck near those solariums. Indeed, thermal comfort is optimal for bathers with wet skin standing on the deck on the side of the east and south walls (case 4, Figure 5.15 e), showing a PMV of 0, 0.3 and -0.2. For case 5 (Figure 5.15 f), three areas remain in that “too cool” zone with a PMV of -2.0 to -2.3, corresponding to a PPD of 77 to 88% of dissatisfied people and two areas are in the “too cold” zone with a mean local PMV index of -2.6 and -3.1 corresponding to a PPD index of 95 and 99% of dissatisfied people for a “too cold” environment. Only two zones present an optimal thermal comfort with PMV indexes of -0.3 and -0.4, on the south side of the pool. Similarly to case 4, this is due to the increased airflow delivered from the solarium vents caused by the total airflow increased from 3.6 to 8.0 ACH. The impact of this increased airflow is more important for case 5.

These results show that thermal comfort is acceptable for occupants with dry or wet skin for the ventilation strategies of cases 1, 2 and 3. Albeit for cases 4 and 5, thermal comfort is significantly impacted negatively for bathers with wet skin. This environment will feel too cool or too cold and cause thermal discomfort for bathers with wet skin standing on the deck.

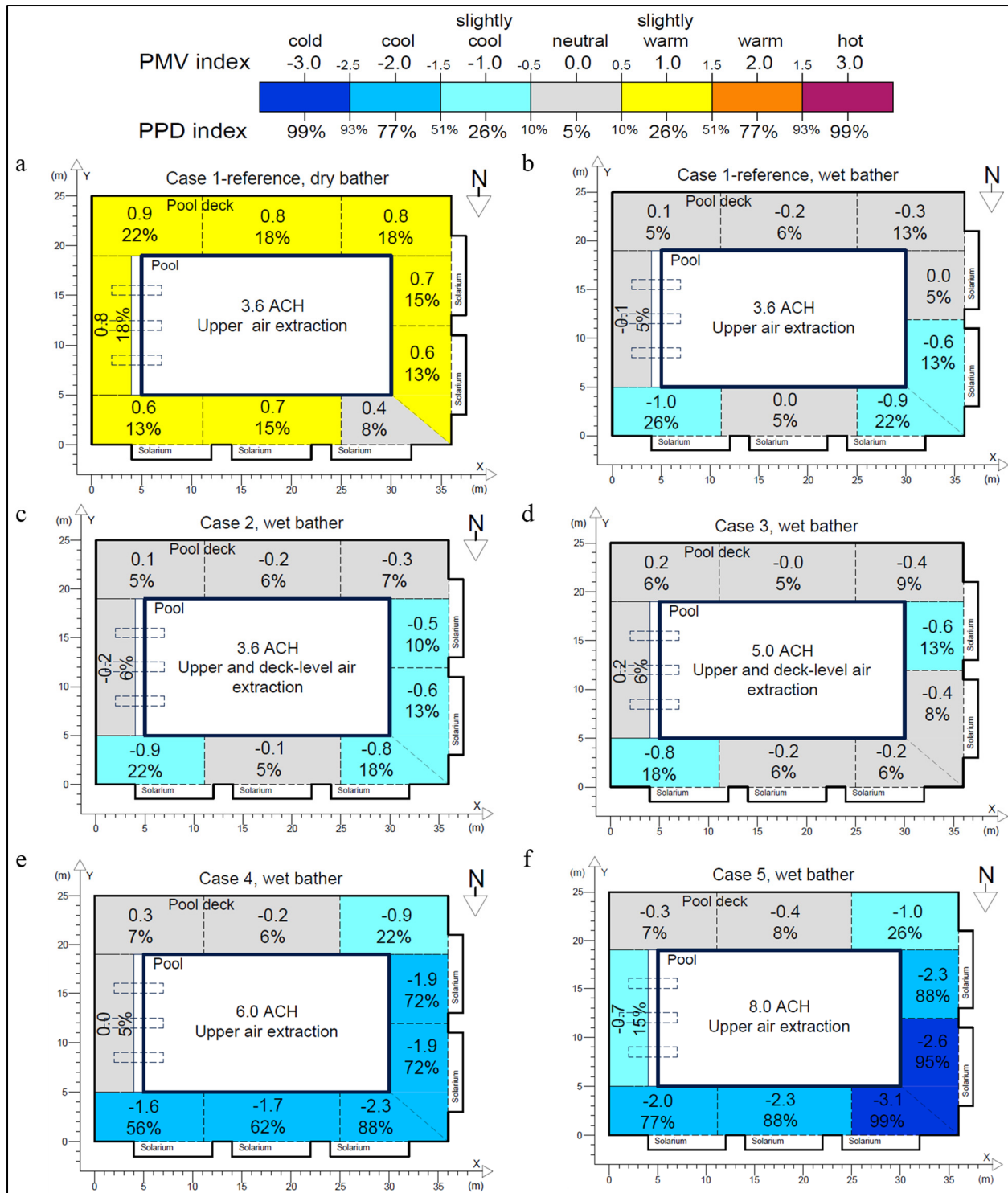


Figure 5.15 Local mean PMV index and the related mean PPD index

The mean percentage of people dissatisfied by draft (PD) index varies from 2 to 5%, as presented in Table 5. Despite some turbulence, the mean air velocities remain low, and therefore the risk of dissatisfaction caused by drafts remains very low, even for the case with 8 ACH (case 5).

Tableau 5.3 Results of mean PD indexes for all cases

| Cases    | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  |
|----------|----|----|----|----|----|
| PD index | 2% | 2% | 2% | 4% | 5% |

### 5.3.5. NCl<sub>3</sub> concentration

The NCl<sub>3</sub> air concentrations in the swimming pool enclosure are presented in Table 6, for two distinct breathing zones, from 0 to 75 cm and from 75 to 350 cm in height, to show the stratification of NCl<sub>3</sub> over the deck and water surfaces. Their weighed mean is also presented to allow comparison of the overall performance of a ventilation strategy with the reference case. The mean PMV and mean PPD indexes, as well as the water evaporation rates, are also presented in Table 6 to allow a full view of the global performance of each case. The results colored in red and blue indicate the best and second-best performances, respectively.

By comparing the NCl<sub>3</sub> levels of the simulated cases and that of the reference case (1), the highest overall reduction is obtained by case 2, closely followed by case 3, yielding 41% and 37% reduction, respectively. When considering the lower breathing zone (0-75 cm), case 3 has the biggest impact with a 38% reduction of NCl<sub>3</sub> levels, followed by case 5 with a 30% reduction. Since this lower zone contains the highest NCl<sub>3</sub> levels, compared to the higher breathing zone (75 to 350 cm) in all studied cases, a ventilation strategy capable of significantly reducing NCl<sub>3</sub> levels in the lower zone could be preferred. In the higher breathing zone (75 to 350 cm), case 2 has the biggest impact with a 50% reduction of NCl<sub>3</sub> levels, followed by case 3 with a 36% reduction. So for swimmers breathing just above the water surface, standing in the shallow end of the pool, sitting or lying on the deck, case 3 presents more benefits in terms of NCl<sub>3</sub> levels reduction. However, for swimmers, instructors and

lifeguards standing on the deck or in the surveillance chairs (lifeguards), case 2 presents more benefits in terms of  $\text{NCl}_3$  level reduction. As for the thermal comfort of bathers with wet skin standing on the deck, cases 2 and 3 do not have an impact, and only 6% of users are predicted to be dissatisfied, 5% being the lowest value for this index obtained with an optimal thermal comfort state. In other words, thermal comfort is not negatively impacted and it is not an issue for cases 1-reference, 2 and 3. The water evaporation rate has a negligible increase with case 3 and has only a small 4.3 % increase with case 2.

It is interesting to note that the ventilation strategy for case 3 presents a 38% increase in the number of ACH and also a 38% increase of the OA intake. Consequently, this strategy is bound to also have an energy expenditure increase, unlike case 2 that has no such increase. Both cases (2 and 3) have a reconfiguration of the air extraction by adding 4 exhaust vents (no recirculation) at deck level. Only the air being extracted in the main upper grill is partially recirculated. The total airflow extraction ratio for these deck level vents is 10%.



Tableau 5.4 Numerical results of  $\text{NCl}_3$  concentration in the breathing zones, of the mean PMV and mean PPD indexes for wet bathers and of the evaporation rates

|   | units                   | Simulated cases |           |           |           |           |
|---|-------------------------|-----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|   |                         | 1-Ref. case     | 2         | 3         | 4         | 5         |
| <b>Overall <math>\text{NCl}_3</math> mean concentration 0 to 350cm</b>  | $\mu\text{g}/\text{kg}$ | 637.1           | 377.6     | 402.6     | 617.2     | 619.3     |
| Variation with the reference case   |                         |                 | -41%      | -37%      | -3%       | -3%       |
| <b><math>\text{NCl}_3</math> mean concentration in the lower breathing zone, from 0 to 75cm</b>   | $\mu\text{g}/\text{kg}$ | 1116.7          | 835.9     | 694.4     | 870.9     | 777.6     |
| Confidence interval of 98%  | $\mu\text{g}/\text{kg}$ | $\pm 3.1$       | $\pm 3.2$ | $\pm 2.9$ | $\pm 2.4$ | $\pm 2.9$ |
| Variation with the reference case   |                         |                 | -25%      | -38%      | -22%      | -30%      |
| <b><math>\text{NCl}_3</math> mean concentration in the higher breathing zone (including the lifeguards surveillance chairs), from 75 to 350cm</b> | $\mu\text{g}/\text{kg}$ | 506.3           | 252.6     | 323.0     | 548.0     | 576.1     |
| Confidence interval of 98%  | $\mu\text{g}/\text{kg}$ | $\pm 0.5$       | $\pm 0.3$ | $\pm 0.3$ | $\pm 0.3$ | $\pm 0.3$ |
| Variation with the reference case   |                         |                 | -50%      | -36%      | 8%        | 14%       |
| <b>Mean PMV index, wet bathers</b>  |                         | -0.3            | -0.4      | -0.2      | -1.0      | -1.5      |
| <b>Mean PPD index, wet bathers (% of dissatisfied people)</b>   |                         | 7%              | 8%        | 6%        | 26%       | 51%       |
| <b>Mean evaporation rate</b>  | $\text{g}/\text{h}$     | 26230           | 27300     | 26225     | 27164     | 30480     |
| Confidence interval of 98%  | $\text{g}/\text{h}$     | $\pm 100$       | $\pm 109$ | $\pm 108$ | $\pm 107$ | $\pm 135$ |
| Variation with the reference case   |                         |                 | 4.3%      | 0.2%      | 3.8%      | 16.4%     |

## 5.4 Conclusion

A numerical study of the evaporation rates from the pool surface and of the thermal comfort of bathers was performed in a swimming pool enclosure in Canada (Montreal) while modifying the ventilation strategy, aiming to mitigate the harmful impact of  $\text{NCl}_3$  in the breathing zone of occupants. Four cases with varying parameters in regards to total airflow delivery and the addition of deck level extraction vents were investigated and compared to the reference case, corresponding to the existing conditions during the winter season.

The ASHRAE (2019a) recommends keeping low air velocities above the water surface to limit the water evaporation rate, to keep energy expenditure as low as possible, and low air velocities

in the occupied zone (over the deck and the water surface) to avoid causing thermal discomfort to bathers. Extracting  $\text{NCl}_3$  that is emitted from the water surface and that tends to accumulate at low levels due to its high molecular weight requires air movement above water and deck surfaces. Increasing efficiency in reducing  $\text{NCl}_3$  levels has an impact on the airflow pattern in the occupied zone. Consequently, this modified airflow pattern, by its speed, direction, or both, may cause unwanted increase in the water evaporation or unwanted discomfort for bathers, both being parameters that can negatively impact the management of an indoor swimming pool enclosure. Based on our results, we can conclude that:

- Increasing the total airflow delivered in the swimming pool enclosure only has a significant impact on the water evaporation rate (increase of 16%) when it is more than doubled (from 3.6 to 8.0 ACH). Indeed, an increase of the total airflow from 3.6 to 5.0 ACH has a negligible impact (0.2% increase of water evaporation rate) and from 3.6 to 6.0 ACH has a limited impact (4.3% increase of water evaporation rate).
- Similarly, increasing the total airflow delivered in the swimming pool enclosure has a significant impact on the thermal comfort of bathers standing on the deck, with wet skin, when it is increased from 3.6 to 6.0 ACH (case 4) and even more from 3.6 ACH to 8.0 ACH (case 5). The mean PPD index predicts 26 and 51% of dissatisfied people in regards to a “slightly too cool” and a “too cool” environment, for cases 4 and 5, respectively, compared to only 7% of dissatisfied people for the ref case.
- For bathers with dry skin, there is almost no impact from the modifications of the ventilation strategies.
- The ventilation by dilution (or mixing) strategy (cases 4 and 5) allows  $\text{NCl}_3$  reduction in the lower breathing zone as the total airflow rate (number of ACH) is increased. However, the downsides are:
  - the higher breathing zone has an unwanted  $\text{NCl}_3$  increase;
  - thermal comfort is negatively impacted for bathers with wet skin; and
  - water evaporation rate may increase significantly with a higher number of ACH.
- The same ventilation strategy (dilution) when deck level air extraction is added (case 3), allows  $\text{NCl}_3$  reduction in all of the breathing zones as the total airflow rate is

increased from 3.6 to 5.0 ACH and the OA intake is increased by 38%. Water evaporation and thermal comfort are not negatively impacted with this limited number of ACH increase. The downside is an expected energy expenditure increase caused by the OA and number of ACH increases.

- Case 2, which combines two ventilation strategies (dilution and deck level extraction) has very promising results overall by:
  - allowing  $\text{NCl}_3$  reduction in both breathing zones;
  - having no impact on thermal comfort;
  - having limited impact on water evaporation rate; and
  - incurring no expected energy expenditure increases for the HVAC system, since the total airflow (number of ACH) and OA intake remain unchanged

The combination of ventilation by dilution and deck level air extraction and exhaustion (no air recirculation at low level), while allowing the air extracted at the upper level to be recirculated, yields promising results in reducing  $\text{NCl}_3$  exposure for bathers and workers in indoor swimming pool environments. But, as concluded in a previous study (Proulx, Debia and Hallé 2023), the optimal disposition of those deck level grilles should be studied numerically to assess how they will affect the airflow. It was demonstrated that some configurations among those investigated yielded unwanted increase of  $\text{NCl}_3$  levels in the lower breathing zone. Further research is needed to ensure efficient  $\text{NCl}_3$  extraction, taking into account air recirculation, thermal comfort of occupants considering wet skin, water evaporation rate and overall added energy expenditure due to modifications to the HVAC system. Ensuring interior air quality is important as well as minimizing energy expenditure.



## CHAPITRE 6

### SYNTHÈSE DES RÉSULTATS

La figure 6.1 montre l'ensemble des 15 cas simulés avec l'interprétation synthétisée de leurs résultats. Les paramètres de la stratégie de ventilation qui ont été variés sont indiqués suivi des critères étudiés. Chaque cas respecte les recommandations d'ASHRAE qui sont aussi en vigueur dans les codes et normes appliqués au Canada. Cependant, certains cas entraînent des impacts non souhaitables sur la qualité de l'air, le dépense énergétique et le confort thermique par rapport au cas de référence. Et pourtant, tous ces cas montrent des impacts de la variation de paramètres en suivant les recommandations d'ASHRAE. Spécifiquement l'augmentation d'apport d'air extérieur, l'augmentation du nombre de changements d'air par heure (CAH) en ne dépassant pas 8 CAH puis la considération d'ajout de grilles d'extraction basse. Finalement, pour chaque cas étudié la vitesse moyenne à la surface de l'eau ne dépasse pas 0,15 m/s, tel que recommandé par ASHRAE.

Dans la Figure 6.1, le nombre de CAH, le débit d'apport d'air extérieur et la fraction du débit d'air total extraite par les grilles basses sont inscrits respectivement dans les sections A, B et C. Les numéros 1 à 4 de la section C correspondent à quatre dispositions distinctes des grilles d'extraction basses. Les critères étudiés, soit la concentration de  $\text{NCl}_3$ , le confort thermique et le taux d'évaporation de l'eau sont identifiés dans la section D. La lettre R est inscrite dans les cases correspondant aux paramètres du cas de référence (sim. 1), qui sont 3,6 CAH, un débit d'air extérieur de  $2,1 \text{ m}^3/\text{s}$  et la fraction du débit d'air total extraite par les grilles basses de 0%, c'est-à-dire aucune extraction basse. Pour chaque simulation, la lettre R indique que ce paramètre est le même que le cas de référence tandis qu'une case avec une trame de couleur gris correspond à un paramètre qui a été varié et donc qui diffère du cas de référence.

Ainsi, à titre d'exemple, la simulation no. 4 comporte 6 CAH (trame de couleur gris), conserve un débit d'apport d'air extérieur de  $2,1 \text{ m}^3/\text{s}$  (lettre « R ») et une fraction de 0% du débit d'air total qui est extrait par les grilles d'extraction basses (lettre « R »), c'est-à-dire aucune extraction basse. La simulation no.15 comporte 5,0 CAH, un débit d'apport d'air extérieur de

3,9 m<sup>3</sup>/s et une fraction du débit d'air total de 10% en extraction basse, selon la disposition #4. La simulation no 15 est le seul cas étudié qui regroupe la variation des trois paramètres dans la même simulation.

| sections | Simulations #  |                  |                              | 1    | 2  | 3  | 4 | 5 | 6  | 7  | 8  | 9  | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |  |
|----------|--|------------------|------------------------------|------|----|----|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|--|
| A        | Nombre de changement d'air par heure (CAH)   | CAH              | 3,6                          | R    | R  | R  |   |   | R  | R  | R  | R  | R  | R  | R  | R  | R  |    |  |
|          |  | CAH              | 5,0                          |      |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | CAH              | 6,0                          |      |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | CAH              | 8,0                          |      |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| B        | Débit d'apport d'air extérieur   | OA               | 2,1 m <sup>3</sup> /s        | R    |    |    | R | R | R  | R  | R  | R  | R  | R  | R  | R  | R  |    |  |
|          |  | OA               | 3,9 m <sup>3</sup> /s        |      |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | OA               | 4,6 m <sup>3</sup> /s        |      |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | OA               | 9,2 m <sup>3</sup> /s        |      |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| C        | Extraction basse (EB)<br>Disposition des grilles #1 à 4<br>Ratio extraction basse/extraction haute (%) | EB               | 0                            | 0%   | R  | R  | R | R | R  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | EB               | #1                           | 10%  |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | EB               | #1                           | 25%  |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | EB               | #1                           | 50%  |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | EB               | #1                           | 75%  |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | EB               | #1                           | 100% |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | EB               | #2                           | 10%  |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | EB               | #3                           | 10%  |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | EB               | #4                           | 10%  |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|          |  | EB               | #4                           | 50%  |    |    |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| D        | inférieure à 1m de hauteur   | NCl <sub>3</sub> | zone 1 (basse)               | R    | ↓  | ↓  | ↓ | ↓ | ↑  | ↑  | ↑  | ↑  | ↑  | ↑  | ↓  | ↓  | ↓  | ↓  |  |
|          | supérieure à 1m de hauteur   | NCl <sub>3</sub> | zone 2 (haute)               | R    | ↓  | ↓  | ↑ | ↑ | ↓  | ↓  | ↓  | ↓  | ↓  | ↓  | ↓  | ↓  | ↓  | ↓  |  |
|          |  |                  | H <sub>2</sub> O évaporation | R    | ne | ne | ↑ | ↑ | ne | ne | ne | ne | ne | ne | ne | ↑  | ne | -  |  |
|          |  |                  | Confort thermique            | R    | ne | ne | ↓ | ↓ | ne | ne | ne | ne | ne | ne | ne | -  | ne | ↓  |  |
|          | Prévisible   |                  | Dépense énergétique          | R    | ↑  | ↑  | ↑ | ↑ | -  | -  | -  | -  | -  | -  | -  | -  | -  | ↑  |  |

| Légende    |  |
|------------|--|
| ↑          | augmentation   |
| ↓          | réduction  |
| ■ (vert)   | impact favorable                                       |
| ■ (orange) | impact non souhaitable mais potentiellement acceptable |
| ■ (rouge)  | impact potentiellement non acceptable                  |
| -          | aucun impact, souhaitable                              |
| ne         | non exploré  |

Figure 6.1 Synthèse des cas étudiés avec les tendances des résultats des simulations numériques





## CONCLUSION

Le  $\text{NCl}_3$  est présent dans les zones respiratoires des occupants d'enceintes aquatiques. Ce gaz est issu d'une réaction entre le chlore, produit désinfectant de l'eau des piscines et l'azote introduit dans l'eau par les baigneurs. Le  $\text{NCl}_3$  se volatilise aisément, mais a tendance à s'accumuler et stagner proche des surfaces de l'eau et de la plage en raison de son poids moléculaire élevé. Un mouvement d'air est donc requis afin de déplacer le  $\text{NCl}_3$  et de le diriger soit vers une grille d'extraction de l'air située dans le bas de l'enceinte (extraction basse), soit vers le haut du volume de l'enceinte pour le diluer et s'assurer qu'il soit en dehors des zones respiratoires des occupants, en attendant qu'il soit extrait de l'enceinte par une grille d'extraction positionnée proche du plafond.

ASHRAE (2019a) recommande de maintenir de faibles vitesses d'air au-dessus de la surface de l'eau pour limiter le taux d'évaporation de l'eau, afin de maintenir la dépense énergétique aussi basse que possible. Ces recommandations visent aussi le confort thermique des baigneurs. La méthode d'extraction basse recommandée par ASHRAE (2019a) a comme objectif la captation du  $\text{NCl}_3$  à proximité de sa source d'émission avant qu'il ne soit dilué dans le reste de l'air du volume de l'enceinte. Cependant, il y a un manque d'indications dans les codes et normes quant à la disposition, la quantité et le débit d'air des grilles d'extraction basse.

Cette thèse consiste en l'étude des stratégies de ventilation dans une enceinte aquatique visant la réduction de  $\text{NCl}_3$  dans les zones respiratoires, tout en minimisant l'augmentation du taux d'évaporation de l'eau et en préservant le confort thermique des baigneurs. Spécifiquement, une enceinte de piscine située à Montréal a été choisie pour conduire cette étude. Un modèle numérique représentant l'enceinte de la piscine a été réalisé, en grandeur réelle, afin de simuler la dispersion du  $\text{NCl}_3$  dans l'air de l'enceinte. Plusieurs simulations ont ainsi été réalisées en faisant varier des paramètres de la ventilation afin d'étudier leur impact sur la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans les zones de respiration des occupants. Les cas les plus concluants ont été retenus pour étudier leur impact sur le taux d'évaporation de l'eau du bassin ainsi que sur le confort

thermique des baigneurs se tenant debout sur la plage, donc pleinement exposés à l'air ambiant de l'enceinte de la piscine. Le modèle d'évaporation VDI (norme allemande) a été couplé au modèle numérique afin de modéliser le taux d'évaporation du H<sub>2</sub>O.

Un total de 14 cas ont été étudiés et comparés à un cas de référence présentant la stratégie de ventilation existante dans l'enceinte de la piscine étudiée, pendant la saison hivernale. Cette stratégie consiste en la méthode par dilution des contaminants gazeux avec une grille d'extraction de l'air dans le haut de l'enceinte. Cette méthode est typiquement utilisée dans les centres aquatiques. Les paramètres variés pour les cas étudiés étaient les suivants :

- le débit d'apport d'air extérieur, permettant d'étudier l'impact de la recirculation du NCl<sub>3</sub>;
- le débit d'air d'alimentation total, permettant d'étudier l'impact de l'augmentation du nombre de changements d'air par heure (CAH);
- l'ajout de grilles d'extraction basses puis la variation de leur position dans l'enceinte ainsi que la variation de leur ratio du débit d'extraction d'air, permettant d'étudier l'impact de cette stratégie d'extraction basse.

Ces modifications sont toutes potentiellement réalisables dans l'enceinte étudiée, mais certaines requièrent des travaux de plus grande envergure au niveau du système CVAC et du bâtiment. Cette recherche a permis d'arriver aux conclusions suivantes:

- Une vitesse moyenne de l'air de 5,8 cm/s au-dessus de la surface de l'eau n'est pas suffisante pour empêcher l'accumulation du NCl<sub>3</sub> dans la zone respiratoire des nageurs, alors que cette vitesse se situe dans l'intervalle recommandé par ASHRAE (égale ou inférieur à 15,0 cm/s).
- Une augmentation de l'apport d'air extérieur permet de réduire le NCl<sub>3</sub> dans toutes les zones de respiration, confirmant que la recirculation de l'air de la piscine augmente la concentration du NCl<sub>3</sub> dans toutes les zones de respiration. Cependant, la concentration de NCl<sub>3</sub> dans les zones de respiration basses demeure élevée même lorsque le taux d'apport d'air extérieur est de 100% (donc aucune recirculation d'air). Cette stratégie

d'apport d'air extérieur n'est donc pas suffisante pour réduire la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans les zones respiratoires basses, en particulier au-dessus de la surface de l'eau, si la vitesse de l'air n'est pas suffisante. Cette méthode est toutefois recommandée par certains chercheurs sans mention d'augmenter le débit d'air total (nombre de CAH).

- La réduction la plus significative de la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans la zone respiratoire basse est obtenue en augmentant le débit d'air total (débit d'air extérieur inchangé) de 3,6 CAH à 8,0 CAH. En conséquence, la vitesse moyenne de l'air au-dessus de la surface de l'eau passe de 5,8 cm/s à 14,7 cm/s. Toutefois, les zones respiratoires situées à plus de 1,0 m de la plage et de la surface de l'eau sont affectées négativement par une augmentation du débit d'air d'alimentation total. Cette augmentation peut potentiellement être acceptable en termes d'exposition et représente un compromis permettant de réduire la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans les zones où elle est la plus élevée.
- Les grilles d'extraction au niveau de la plage affectent la distribution de l'air dans l'espace et conséquemment l'advection du  $\text{NCl}_3$ . La position de ces grilles d'extraction basse est un paramètre déterminant du succès de cette stratégie dans la réduction des niveaux de  $\text{NCl}_3$ . Le résultat peut être soit une réduction, soit une augmentation indésirable des niveaux de  $\text{NCl}_3$  dans les zones de respiration. Le positionnement de ces grilles d'extraction basse sur un mur extérieur, soit du même côté que l'emplacement des grilles d'alimentation (solariums et gaine en tissus), donne les meilleurs résultats avec une réduction de la concentration de  $\text{NCl}_3$  de 25 % pour la zone située juste au-dessus de la plage et de la surface de l'eau et de 48 % pour le reste de l'enceinte, par rapport au cas de référence.
- Il y a moins d'accumulation au-dessus des surfaces de l'eau et de la plage lorsque le  $\text{NCl}_3$  qui n'est pas extrait au niveau de la plage est dilué et entraîné plus haut, grâce au mouvement d'air causé par les grilles d'alimentation sous les fenêtres des solariums.
- D'après les résultats des simulations numériques, la combinaison des stratégies de ventilation par dilution et d'extraction basse permet de réduire l'exposition au  $\text{NCl}_3$  des baigneurs et des travailleurs dans les environnements de piscines intérieures. Cependant, cette réduction dépend d'une position optimale des grilles d'extraction

basses dans l'enceinte et selon la fraction du débit d'extraction attribuée aux grilles basses.

- L'augmentation du débit d'air d'alimentation total a seulement un impact significatif sur le taux d'évaporation de l'eau (augmentation de 17%) lorsqu'il est plus que doublé (de 3,6 à 8,0 CAH). En effet, une augmentation du débit d'air total de 3,6 à 5,0 CAH n'a aucun impact (0,2% d'augmentation du taux d'évaporation de l'eau) et une augmentation de 3,6 à 6,0 CAH entraîne une faible hausse (4,3%) du taux d'évaporation de l'eau.
- Pour les baigneurs se tenant sur la plage avec la peau séchée, les modifications des stratégies de ventilation n'ont aucun impact sur le confort thermique. Inversement, pour les baigneurs ayant la peau mouillée, l'augmentation du débit d'air d'alimentation total délivré dans l'enceinte de la piscine a un impact significatif sur leur confort thermique, lorsqu'il est augmenté de 3,6 à 6,0 CAH et encore plus de 3,6 CAH à 8,0 CAH. L'indice PPD moyen prédit 6, 22 et 51% de personnes insatisfaites en ce qui concerne un environnement "légèrement trop frais" et "trop frais", lorsque le débit d'air total est de 3,6, 6,0 et 8,0 CAH, respectivement. Cependant, pour quelques secteurs à proximité des solariums, le PPD est de 99% de personnes insatisfaites pour un environnement « trop froid », lorsque le débit d'air total est de 8,0 CAH.

Ces conclusions démontrent à travers une étude de cas l'importance d'évaluer l'écoulement de l'air et l'effet de la ventilation à l'aide de la CFD dans les enceintes de piscines. Les normes minimales recommandées ne sont pas garantes d'une qualité de l'air acceptable à l'égard de la concentration de  $\text{NCl}_3$  dans toutes les zones de respiration, et ce même lorsque les valeurs maximales sont retenues (débits d'air total et d'air extérieur). Dans un contexte ciblant l'économie d'énergie, il est crucial d'adopter des stratégies de ventilation et d'extraction les plus optimales possibles permettant le meilleur rapport qualité de l'air/dépense énergétique. Cette recherche constitue une contribution au développement continu des codes et normes encadrant les enceintes de piscines intérieures.

Cette approche peut être appliquée à un autre hall de piscine pour étudier l'impact d'une ventilation générale couplée à une extraction au niveau de la plage sur les niveaux de  $\text{NCl}_3$  en

conjonction avec l'analyse des schémas d'écoulement d'air. Les résultats de cette étude peuvent servir à orienter la recherche pour d'autres piscines, même si l'enceinte et la stratégie de ventilation ne sont pas similaires à celles présentées ici.

En termes de limitation, l'impact des occupants et de leurs mouvements dans l'enceinte de la piscine n'a pas été considéré dans les simulations. De plus, l'émission du  $\text{NCl}_3$  est fortement influencée par le nombre de baigneurs et le type d'activité qu'ils pratiquent. Les simulations sont basées sur l'hypothèse que le taux d'émission est constant dans le temps et uniforme sur toute la surface de l'eau. Les changements spatiaux et temporels des taux d'émission pourraient avoir un impact sur la concentration et l'accumulation du  $\text{NCl}_3$  au-dessus de la surface de l'eau et de la plage.



## RECOMMANDATIONS

Des simulations doivent être réalisées au cours d'une autre saison ou d'une journée particulière au cours de laquelle la charge de chauffage ou de refroidissement diffère, ce qui a un impact sur le profil de l'écoulement d'air et potentiellement sur le transport et les concentrations de  $\text{NCl}_3$  dans les zones respiratoires.

Davantage de recherches sont requises en termes d'exposition au  $\text{NCl}_3$  selon les zones de respiration attribuables au type de position de l'individu ainsi que le temps exposé à chaque zone de respiration identifiée. En effet, cette recherche a clairement démontré la stratification du  $\text{NCl}_3$  dans l'enceinte à l'intérieur de la zone de respiration typiquement identifiée dans les codes et standards.





## LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Afifi, M.Z. et Blatchley III, E.R. (2015). Seasonal dynamics of water and air chemistry in an indoor chlorinated swimming pool. *Water Research*, 68, 771-783.
- Ahmadpour, E., Hallé, S., Valois, I., Ryan, P.E., Haddad, S., Rodriguez, M.,...& Debia, M. (2022). Temporal and spatial variations in the levels of prominent airborne disinfection by-products at four indoor swimming pools. *Journal of Occupational and environmental Hygiene*, 19-4, 185-196.
- Andersson, M., Backman, H., Nordberg, G., Hagenbjörk, A., Hedman, L., Eriksson, K.,...& Rönmark, E., 2018. Early life swimming pool exposure and asthma onset in children – a case-control study. *Environmental Health*, 17-34. Doi.org/10.1186/s12940-018-0383-0.
- ANSES, *Evaluation des risques sanitaires liés aux piscine Partie 1: piscines réglementées*, Agence nationale de sécurité sanitaire de l'alimentation, de l'environnement et du travail, Éd. scientifique 2012.
- Asdrubali, F. (2009). A scale model to evaluate water evaporation from indoor swimming pools. *Energy and Buildings*, 41(3), 311-319. Doi:10.1016/j.enbuild.2008.10.001.
- ASHRAE, 2009. *Indoor Air Quality Guide*. Atlanta (GA), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.
- ASHRAE, 2019a. Handbook: *HVAC Applications*, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc..
- ASHRAE, 2019b. Standard 62.1: *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.
- ASHRAE, 2021. Handbook: *Fundamentals*, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.
- Azer N.Z., Hsu S. (1977). The prediction of thermal sensation from a simple thermoregulatory model. *ASHRAE Transactions*; 1977-83. Part 1.
- Barbato, M., Cirillo, L., Menditto, L., Moretti, R., & Nardini, S. (2018). Feasibility study of a geothermal energy system for indoor swimming pool in Campi Flegrei area. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 421-425.
- Baxter, R. C. (2012). Designing for IAQ In Natatoriums. *ASHRAE Journal*, 4, 24-32.

- Bessonneau, V., Derbez, M., Clément, M., & Thomas, O., (2011). Determinants of chlorination by-products in indoor swimming pools. *Int. J. Hyg. Environ. Health* 215, 76-85. doi.org/ 10.1016/ j.ijheh.2011.07.009.
- Blázquez, J. L. F., Maestre, I. R., Gallero, F. J. G., & Gomez, P. Á. (2017). A new practical CFD-based methodology to calculate the evaporation rate in indoor swimming pools. *Energy and Buildings*, 149, 133-141. Doi.org/10.1016/ j.enbuild.2017.05.023
- Blázquez, J. L. F., Maestre, I. R., Gallero, F. J. G., & Gómez, P. Á. (2018). Experimental test for the estimation of the evaporation rate in indoor swimming pools: Validation of a new CFD-based simulation methodology. *Building and Environment*, 138, 293-299. Doi.org/ 10.1016/ j.buildenv. 2018.05.008.
- Buonomano, A., De Luca, G., Figaj, R. D., & Vanoli, L. (2015). Dynamic simulation and thermo-economic analysis of a PhotoVoltaic/Thermal collector heating system for an indoor–outdoor swimming pool. *Energy conversion and management*, 99, 176-192.
- Calise, F., Figaj, R.D., & Vanoli, L., (2018). Energy and Economic Analysis of Energy Savings Measures in a Swimming Pool Centre by Means of Dynamic Simulations. *Energies* 11, 2182. doi.org/10.3390/en11092182.
- Carbonnelle, S., Bernard, A., Doyle, I. R., Grutters, J., & Francaux, M., (2008). Fractional exhaled NO and serum pneumoproteins after swimming in a chlorinated pool. *Medicine and Science in Sports and Exercise*, 40-8, 1472-1476. DOI : 10.1249/ MSS.0b013e3181733159.
- Cavestri, R. C., & Seeger-Clevenger, D. (2009). Chemical off-gassing from Indoor Swimming Pools, *ASHRAE Transactions*, 115, 502-512.
- Cavestri, R.C., and Seeger-Clevenger, D., (2008). Chemical off-gassing from Indoor Swimming Pools, *ASHRAE Res. Proj. Rep.* RP-1083, 39.
- Chen, L., Dang, B., Mueller, C., Dunn, K. H., Almaguer, C. D., Ernst, J. L., & Otto III, C. S. (2008). Investigation of Employee Symptoms at an Indoor Waterpark. *Health Hazard Evaluation Report, National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH)*, (2007-0163), 3062.
- Chu, T.-S., Cheng, S.-F., Wang, G.-S. , & Tsai, S.-W. (2013). Occupational exposures of airborne trichloramine at indoor swimming pools in Tapei. *Science of the Total Environment* 461-462, 317-322. dx.doi.org/10.1016/j.scitotenv.2013.05.012
- Ciuman, P., and 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. *World Academy of Science, Engineering and*

*Technology International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, 10-4.

- Ciuman, P., and Lipska, B., (2018). Experimental validation of the numerical model of air, heat and moisture flow in an indoor swimming pool. *Build. Environ.* 145 1-13.
- CNRC, Conseil national de recherches du Canada. (2015). *Code national du bâtiment – Canada 2015*. Ottawa.
- Deardorff, J. W. (1980). Stratocumulus-capped mixed layers derived from a three-dimensional model. *Boundary-Layer Meteorology*, 18, 495-527.
- Duverge, J.J., Rajagopalan, P., & Fuller, R. (2017). Defining aquatic [centers] for energy and water benchmarking purposes. *Sustainable Cities and Society*, 31, 51-61.
- Fanger, P. O. (1972). *Thermal Comfort: analysis and applications in environmental engineering*. Mc-Graw-Hill Book. 244 p.
- Fanger, P. O. (1986). Thermal environment—Human requirements. *Environmentalist*, 6(4), 275-278.
- Fanger, P. O., Melikov, A. K., Hanzawa, H., & Ring, J. (1988). Air turbulence and sensation of draught. *Energy and buildings*, 12(1), 21-39.
- Fantuzzi, G., Righi, E., Predieri, G., Giacobazzi P., Mastroianni, K., & Aggazzotti, G. (2010). Prevalence of Ocular, Respiratory and Cutaneous Symptoms in Indoor Swimming Pool Workers and Exposure to Disinfection By-Products (DBPs). *Int. J. Environ. Research Public Health*, 7, 1379-1391.
- Fantuzzi, G., Righi, E., Predieri, G., Giacobazzi, P., Petra, B. et Aggazzotti, G. (2013). Airborne trichloramine (NCl<sub>3</sub>) levels and self-reported health symptoms in indoor swimming pool workers: dose-response relationships. *Journal of Exposure Science and Environmental Epidemiology*, 23, 88-93.
- Fornander, L., Ghafouri, B., Lindahl, M., Graff, P. (2013). Airway irritation among indoor swimming pool personnel: trichloramine exposure, exhaled NO and protein profiling of nasal lavage fluids. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 86, 571-580.
- Gérardin, F., Cloteaux, A. et Midoux, N. (2015). Modeling of variations in nitrogen trichloride concentration over time in swimming pool water. *Process Safety and Environmental Protection*. 94, 452-462.
- Goma, A., Lluís, R.D., Roca-Ferrer, J., Lafuente, J., & Picado, C., (2017). Respiratory, ocular and skin health in recreational and competitive swimmers: Beneficial effect of a new method to reduce chlorine oxidant derivatives. *Environmental Research*, 152, 315-321. doi.org/ 10.1016/ j.envres.2016.10.030.

- Guéritée, J., Redortier, B., House, J. R., & Tipton, M. J. (2015). Thermal comfort following immersion. *Physiology & Behavior*, 139, 474-481. Doi.org/10.1016/j.physbeh.2014.12.016.
- Isaac, P.R.D., Hayes, C. R., & Akers, R. K. (2010). Optimisation of water and energy use at the Wales National Pool. *Water and Environment Journal*. DOI 10.1111/j.1747-593.2008.00150.x
- ISO 7730:2005, Ergonomics of the Thermal Environment — Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria.
- Kuyumcu, M. E., Tutumlu, H., & Yumrutaş, R. (2016). Performance of a swimming pool heating system by utilizing waste energy rejected from an ice rink with an energy storage tank. *Energy conversion and management*, 121, 349-357.
- Lévesque, B., Vézina, L., Gauvin, D. & Leroux, P. (2015, octobre). Investigation of Air Quality Problems in an Indoor Swimming Pool: A Case Study. *The Annals of Occupational Hygiene*, 59-8, 1085–1089.
- Limane, A., Fellouah, H., & Galanis, N. (2017). Simulation of airflow with heat and mass transfer in an indoor swimming pool by OpenFoam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 862-878. Doi.org/ 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.02.030.
- Liu, W., Lian, Z., Deng, Q., Liu, Y., (2011). Evaluation of calculation methods of mean skin temperature for use in thermal comfort study. *Building and Environment*, 46, 2, 478-488. Doi.org/ 10.1016/j.buildenv.2010.08.011.
- Lochner, G., et Wasner, L., (2017). Ventilation Requirements for Indoor Pools. *ASHRAE J*. July 16-24.
- Mansour, A., & Laurien, E. (2018). Numerical error analysis for three-dimensional CFD simulations in the two-room model containment THAI+: Grid convergence index, wall treatment error and scalability tests. *Nuclear Engineering and Design*, 326, 220-233.
- Marin, J. et Garcia-Cascales J. (2020). Dynamic simulation model and empirical validation for estimating thermal energy demand in indoor swimming pools. *Energy Efficiency*, 13, 955-970.
- McGrattan, K., Hostikka, S., Floyd, J., McDermott, R., Vanella, M., (2021a). Fire Dynamics Simulator software. *National Institute of Standards and Technology (NIST)*.
- McGrattan, K., Hostikka, S., Floyd, J., McDermott, R., Vanella, M., (2021b). Fire Dynamics Simulator Technical Guide, sixth ed., *National Institute of Standards and Technology (NIST) special publication*. doi.org/10.6028/NIST.SP.1019.

- McGrattan, K., Hostikka, S., Floyd, J., McDermott, R., Vanella, M., (2021c). Fire Dynamics Simulator Technical's Reference Guide Volume 3: Validation, sixth ed., *National Institute of Standards and Technology (NIST) special publication*. doi.org/10.6028/NIST.SP.1019.
- McGrattan, K., Hostikka, S., Floyd, J., McDermott, R., Vanella, M., (2021d). Fire Dynamics Simulator Technical's Reference Guide Volume 2: Verification, sixth ed., *National Institute of Standards and Technology (NIST) special publication*. doi.org/10.6028/NIST.SP.1019.
- Miller, S.L. (2018). Indoor Air Pollution. *Handbook of Environmental Engineering*, First Edition, John Wiley & Sons, 17, 519-563.
- Mouilleau, Y. et Champassith, A. (2009) CFD simulations of atmospheric gas dispersion using Fire Dynamics Simulator (FDS). *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 22, 316-323.
- Mundt, E., Mathisen, H.M., Nielsen, P. V., Moser, A. *Ventilation Effectiveness*, Federation of European Heating and Air-conditioning Associations (REHVA), 2004.
- Naumov, A. L., Tabunshchikov, I. A., Kapko, D. V., & Brodach, M. M. (2015). Air jet protection to prevent window surface condensation from air moisture. *Energy and Buildings*, 86, 314-317.
- Nelson, P., & Totten, P. (2010). Improving the Condensation Resistance of Fenestration by Considering Total Building Enclosure and Mechanical System Interaction. *Journal of Testing and Evaluation*, 39(3), 389-394.
- Nitter, T.B., Svendsen, K.V.H., (2020). Covariation amongst pool management, trichloramine exposure and asthma for swimmers in Norway. *Science of the Total Environment*, 723, 138070. Doi.org/10.1016/j.scitotenv.2020.138070.
- Nordberg, G. F., Lundstrom, N. G., Forsberg, B., Hagenbjork-Gustafsson, A., Lagerkvist, B. J., Nilsson, ..., & Eriksson, K. (2012). Lung function in volunteers before and after exposure to trichloramine in indoor pool environments and asthma in a cohort of pool workers. *BMJ Open*, 2:e000973. Doi:10.1136/bmjopen-2012-000973.
- Omidvar, A., & Kim, J. (2020). Modification of sweat evaporative heat loss in the PMV/PPD model to improve thermal comfort prediction in warm climates. *Building and Environment*, 176, 106868.
- Parrat, J., Donzé, G., Iseli, C., Perret, D., Tomicic, C., & Schenk, O. (2012). Assessment of Occupational and Public Exposure to Trichloramine in Swiss Indoor Swimming Pools: A Proposal for an Occupational Exposure Limit. *Annals of Occupational Hygiene*, 56 (3), 264-277. Doi.org/ 10.1093/ annhyg/mer125.

- Persily, A. (2015). Challenges in developing ventilation and indoor air quality standards: The story of ASHRAE Standard 62. *Building and Environment*, 91, 61-69.
- Pouranian, F., Akbari, H., & Hosseinalipour, S. M. (2021). Performance assessment of solar chimney coupled with earth-to-air heat exchanger: A passive alternative for an indoor swimming pool ventilation in hot-arid climate. *Applied Energy*, 299, 117201. Doi.org/ 10.1016/j.apenergy.2021.117201.
- Proulx, H., & Hallé, S. (2022). A Numerical Study of the Impacts of Outdoor Air Intake and Air Change per Hour on the Trichloramine Concentrations in a Swimming Pool Enclosure. *Frontiers Built Environment – Indoor Environment*. Doi: 10.3389/fbuil.2022.957973.
- Proulx, H., Debia, M, & Hallé, S. (2023). Deck level air extraction and its impact on trichloramine concentrations in an indoor swimming pool: a numerical study. *Journal of Building Engineering*.
- PyroSim v. 2021.3.0901, Thunderhead Engineering Consultants Inc., Manhattan, KS.
- Rajagopalan, P. (2014). Energy performance of aquatic facilities in Victoria, Australia. *Emerald*, 32(9/10), 565–580.
- Revel, G. M., and Arnesano, M. (2014). Perception of the thermal environment in sports facilities through subjective approach. *Building and Environment*, 77, 12-19.
- Roache, P. J. (1998). Verification and Validation in Computational Science and Engineering. Hermosa, p.429.
- Rojas, G., & Grove-Smith, J. (2018). Improving Ventilation Efficiency for a Highly Energy Efficient Indoor Swimming Pool Using CFD Simulations. *Fluids*, 3 (4), 92. Doi.org/10.3390/fluids3040092.
- Romberg, K., Tufvesson, E., & Bjermer, L. (2012). Asthma is more prevalent in elite swimming adolescents despite better mental and physical health. *Scandinavian Journal of Meicine & Science in Sports*, 22, 362-371. Doi: 10.1111/j.1600-0838.2010.01177.x
- Saleem, S., Dyck, R., Hu, G., Hewage, K., Rodriguez, M., & Sadiq, R. (2019). Investigating the effects of design and management factors on DBPs levels in indoor aquatic centres. *Science of the Total Environment*, 651 (1), 775-786. Doi.org/ 10.1016/j.scitotenv.2018.09.172.
- Schmalz, C., Frimmel, F. H., & Zwiener, C. (2011). Trichloramine in swimming pools - Formation and mass transfer. *Water Research*, 45 (8), 2681-2690. Doi.org/ 10.1016/j.watres.2011.02.024.

- Schmoll, B., Kellner, R., & Breuer, D. (2009). Trichloramin in der Schwimmhallenluft - Ergebnisse aus dem Forschungsprojekt der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung. *Archiv. des Badewesens*, 10, 591-611.
- Shah, M. M. (2008). Analytical Formulas for Calculating Water Evaporation from Pools. *ASHRAE Transactions*, 114, part 2, 610-619.
- Shah, M. M. (2012). Improved method for calculating evaporation from indoor water pools. *Energy and Buildings*, 49, 306-309. Doi.org/ 10.1016/ j.enbuild.2012.02.026
- Shah, M. M. (2018). Improved model for calculation of evaporation from water pools. *Science and Technology for the Built Environment*, 24(10), 1064-1074. Doi.org/ 10.1080/ 23744731.2018.1483157
- Simard, S., Delpla, I., Proulx, F., Tardif, R., & Debia, M. (2022). Temporal and spatial variations in the levels of prominent airborne disinfection by-products at four indoor swimming pools. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 19 (4), 185-196. Doi.org/ 10.1080/ 15459624.2022.2035741.
- Sobhi, M., Fayad, M. A., Al Jubori, A. M., & Badawy, T. (2022). Impact of spectators attendance on thermal ambience and water evaporation rate in an expansive competitive indoor swimming pool. *Case studies in Thermal Engineering*, 38, 102359. Doi.org/ 10.1016/ j.csite.2022.102359.
- Tardif, R., Rodriguez, M., Catto, C., Charest-Tardif, G., Simard, S. (2015). Concentrations of disinfection by-products in swimming pool following modifications of the water treatment process: An exploratory study. *Journal of Environmental Sciences*, vol. 58, 163-172.
- Thickett, K. M., McCoach, J. S., Gerber, J. M., Sadhra, P. S., & Burge, P. S. (2002). Occupational asthma caused by chloramines in indoor swimming-pool air. *European Respiratory Journal*, 19, 827-832. Doi: 10.1183/ 09031936.02.00232802.
- VDI 2089 part 1 : Building Services in swimming baths, indoor pools. Verein Deutscher Ingenieure. Gesellschaft Bauen und Gebäudetechnik, Germany; 2010.
- Villi, G. et De Carli, M. (2014). Detailing the effects of geometry approximation and grid simplification on the capability of a CFD model to address the benchmark test case for flow around a computer simulated person. *Building Simulation*, 7, 35-55.
- Wastensson, G., Eriksson, K. (2020). Inorganic chloramines: a critical review of the toxicological and epidemiological evidence as a basis for occupational exposure limit setting. *Critical Reviews in Toxicology*, 50-3, 219-271. DOI: 10.1080/10408444.2020.1744514.
- Weng, S., & Blatchley III, E. R. (2011). Disinfection by-product dynamics in a chlorinated, indoor swimming pool under conditions of heavy use: National swimming

competition. *Water Research*, 45 (16), 5241-5248. Doi:10.1016/j.watres.2011.07.027.

Weng, S.-C., Waever, W.A., Afifi, M.Z., Blatchley, T.N., Cramer, J.S., Chen, J., & Blatchley III, E.R. (2011). Dynamics of gas-phase trichloramine (NCl<sub>3</sub>) in chlorinated, indoor swimming pool facilities. *Indoor Air*, 21, 391-399.

Weng, Shih-Chi. 2013. « The dynamics of volatile disinfection by-products in indoor chlorinated swimming pools ». Thèse de doctorat, West Lafayette, Université de Purdue, 167 p.

Westerlund, J., Graff, P., Bryngelsson, I. L., Westberg, H., Eriksson, K., & Löfstedt, H. (2015). Occupational exposure to trichloramine and trihalomethanes in Swedish indoor swimming pools: evaluation of personal and stationary monitoring. *Annals of Occupational Hygiene*, 59(8), 1074-1084.

Wu, T., Földes, T., Lester, T., Wagner D. N., Jiang, J., Tasoglou, A., Boor, B. E., & Blatchley III, E. R. (2021). Real-Time Measurements of Gas-Phase Trichloramine (NCl<sub>3</sub>) in an Indoor Aquatic Center, *Environmental Science & Technology*, 55 (12), 8097-8107. Doi.org/ 10.1021/ acs.est.0c07413.

Xie, L., & Cooper, K. (2006). Natatoriums: The Inside Story. *ASHRAE Journal*, 48 (4), 16-18, 20, 22-27.

Yuan, X., Chen, Z., Liang, Y., Pan, Y., Jokisalo, J., & Kosonen, R. (2021a). Heating energy-saving potentials in HVAC system of swimming halls: A review. *Building and Environment*, 205, 108189.

Yuan, X., Lindroos, L., Jokisalo, J., Kosonen, R., & Pan, Y. (2021b). Study on waste heat recoveries and energy saving in combined energy system of ice and swimming halls in Finland. *Energy and Buildings*, 231, 110620.