



Universidade do Estado do Rio de Janeiro
Centro de Tecnologia e Ciências
Faculdade de Engenharia

André Patrocínio de Castro

**ANÁLISE DO CONFORTO TÉRMICO DO MUSEU DO
UNIVERSO (PLANETÁRIO DA CIDADE DO RIO DE
JANEIRO)**

Rio de Janeiro

2021

André Patrocínio de Castro

**ANÁLISE DO CONFORTO TÉRMICO DO MUSEU DO UNIVERSO
(PLANETÁRIO DA CIDADE DO RIO DE JANEIRO)**



Dissertação apresentada, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Ciências, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Fenômenos de Transporte.

Orientador: Prof. Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho, DSc

Rio de Janeiro

2021

CATALOGAÇÃO NA FONTE
UERJ / REDE SIRIUS / BIBLIOTECA CTC/B

C355 Castro, André Patrocínio de.
Análise do conforto térmico do Museu do Universo (Planetário da Cidade do Rio de Janeiro) / André Patrocínio de Castro. – 2021.
91f.

Orientador: Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho.
Dissertação (Mestrado) – Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Controle de temperatura - Teses. 3. Fluidodinâmica computacional - Teses. 4. Ar condicionado - Teses. I. Costa Filho, Manoel Antônio da Fonseca. II. Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia. III. Título.

CDU 536.2:519.6

Bibliotecária: Júlia Vieira – CRB7/6022

Autorizo, apenas para fins acadêmicos e científicos, a reprodução total ou parcial desta tese, desde que citada a fonte.



Assinatura



Data

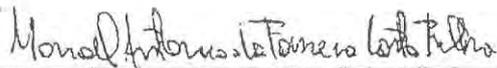
André Patrocínio de Castro

ANÁLISE DO CONFORTO TÉRMICO DO MUSEU DO UNIVERSO
(PLANETÁRIO DA CIDADE DO RIO DE JANEIRO)

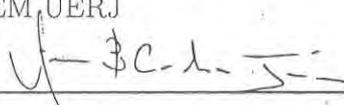
Dissertação apresentada, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Ciências, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Fenômenos de Transporte.

Aprovada em 6 de DEZEMBRO de 2021.

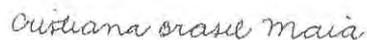
Banca Examinadora:



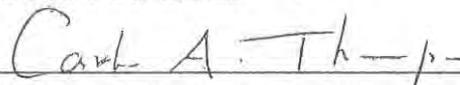
Prof. Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho, DSc (Orientador)
PPG-EM UERJ



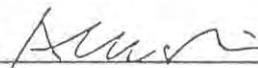
Prof. Americo Barbosa da Cunha Junior, DSc
PPG-EM UERJ



Prof. Cristiana Brasil Maia, DSc
PPG-EM PUC-Minas



Prof. Carlos Alberto Fialho Thompson Leite, Ph.D.
PPG-EM UERJ



Prof. Norberto Mangiavacchi, Ph.D.
PPG-EM UERJ

Rio de Janeiro

2021

DEDICATÓRIA

Dedico essa dissertação à minha família e meus amigos, que de forma incondicional, me deram todo o apoio necessário para essa conquista tão importante! Amo vocês!
MUITO OBRIGADO!

AGRADECIMENTOS

A Deus, que de uma forma especial me conduziu até essa conquista, que cuidou para que tudo acontecesse no seu tempo, e que me sustentou com vida num momento tão difícil para a sociedade brasileira. À minha família, sobretudo aos meus pais Osvaldo e Giselda, e meu irmão Guilherme, pelo apoio irrestrito, amor, orações, cuidado e paciência durante todo esse desafio.

À minha esposa Nathália, pelas constantes palavras de incentivo, confiança, disponibilidade, amor e companheirismo, e por não me deixar desistir dos meus sonhos.

Ao CENTRO DE PROJETOS DE NAVIOS (CPN), representado pelo meu chefe Engenheiro Elson Ferreira Machado, pelo incentivo e amizade em todo o período do mestrado e a todos os Engenheiros e Técnicos que sempre me apoiaram e ajudaram nesse período.

Ao meu amigo Washignton Batista de Lima, pela amizade e orientação especial na simulação em Ansys, o que possibilitou a realização dessa dissertação.

Ao meu amigo Wesley Leite, pela amizade e orientação especial na produção do texto em Latex, o que foi de extrema importância para a qualidade da apresentação dessa dissertação.

A Engenheira Tatiane Franco Machado da COPPE-UFRJ, pela amizade e ajuda na arrumação dos textos da dissertação.

Ao Prof. Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho, pela amizade de longa data, orientação, paciência e generosidade em dividir seu grande conhecimento. O Senhor foi parte muito importante nesse processo, e espero retribuir sua confiança com um trabalho de qualidade.

À Fundação Planetário da Cidade do Rio de Janeiro, por servir de laboratório e estudo de caso para este trabalho, e a todos seus funcionários pelo suporte prestado, especialmente ao Arquiteto Carlos Augusto Góes e a equipe de manutenção de refrigeração. E a arquiteta Myrthes Marcele Farias dos Santos pelo fornecimento dos dados da envoltória.

A todos os professores do programa de pós graduação em Engenharia Mecânica da UERJ que compartilharam de conhecimentos valiosos para meu crescimento acadêmico profissional.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

O tempo não para e a vida continua, é preciso correr para não ficar para trás. Às vezes,
a atitude mais ousada que podemos ter é apenas não desistir

Ali

RESUMO

CASTRO, André Patrocínio de. *Análise do conforto térmico do Museu do Universo (Planetário da cidade do Rio de Janeiro)*. 2021. 91 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2021.

Este trabalho tem por objetivo a obtenção dos campos de velocidade e temperatura no interior do Museu do Universo (Planetário do Rio de Janeiro) por Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) com o software comercial Ansys Fluent, e com estes, calcular os parâmetros de conforto térmico Voto Médio Estimado (PMV) e Porcentagem de Pessoas Insatisfeitas (PPD) às 10:28, 12:08 e 15:33 h de 12 de maio de 2014. O domínio computacional foi gerado extraindo o ar do interior da geometria do edifício gerada no SolidWorks@2017. As condições de contorno foram de não deslizamento em todas as paredes e velocidade prescrita nos difusores de ar condicionado. Os dados das condições de contorno para temperatura vieram de trabalho experimental anterior. Toda a envoltória recebeu uma temperatura prescrita exceto para a face norte da cobertura de vidro com fluxo de calor prescrito. A condição de fluxo de calor prescrito foi também inserida nos pisos térreo e do primeiro andar, admitindo uma distribuição uniforme do calor produzido pelos visitantes. Com o auxílio do fluent meshing no modo default foi gerada a malha poliédrica com 1.444.195 elementos, refinada nas regiões de interesse. O teste de malha foi executado para a temperatura em uma linha vertical em uma posição central. O escoamento incompressível permanente foi modelado pela média de Reynolds das equações de Navier-Stokes (RANS) com o modelo de turbulência SST $\kappa - \omega$, pelo Método dos Volumes Finitos com solução baseada na pressão e algoritmo acoplado. A convergência numérica foi assegurada através da análise dos resíduos do balanço de massa. Comparando os resultados numéricos com os experimentais de trabalhos anteriores, no pior caso, a média das diferenças absolutas de temperatura em 13 pontos foi de $0,87^{\circ}\text{C}$ com um erro quadrático médio de 4,75%. As temperaturas médias nos planos horizontais a 1,5; 4,5; 8 e 12 m às 12:08 h ficaram em respectivamente em 22,1; 22,2; 24,1 e $43,9^{\circ}\text{C}$, muito próximas nos demais horários, exceto a 12 m às 10:28 h em $33,2^{\circ}\text{C}$. Os resultados demonstraram a capacidade do sistema de ar condicionado desenvolver conforto térmico entre o piso térreo e o teto do 2º pavimento, mesmo estando desligado neste último, auxiliado nesta condição pela estratificação térmica do ar observada na região do dômus, causada pela estagnação local. O funcionamento do ar condicionado do 2º piso proporcionou uma redução de 1,5 e 3°C na temperatura média, respectivamente a 8 e 12 m, mas isso também não evitou a estagnação do ar no dômus.

Palavras-chave: Conforto Térmico; CFD; Ansys Fluent; Planetário da cidade do Rio de Janeiro.

ABSTRACT

CASTRO, André Patrocínio de. *Analysis of thermal comfort at the Museum of the Universe (Planetary of the city of Rio de Janeiro)*. 2021. 91 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2021.

This work aims to obtaining the velocity and temperature fields inside the Museum of the Universe (Planetarium of the Rio de Janeiro city) by Computational Fluid Dynamics with the commercial software Ansys Fluent, and then calculate the Predicted Mean Vote (PMV) and Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD) indexes of thermal comfort at 10:28 am, 12:08 am and 3:33 pm on May 12, 2014. The computational domain was generated by extracting the indoor air from the building geometry generated in SolidWorks@2017. The boundary conditions were no slip on all walls and prescribed velocity on air conditioning diffusers. Data for temperature boundary conditions came from previous experimental work. The entire envelope received a prescribed temperature except for the north face of the glass cover with prescribed heat flow. The prescribed heat flow was also inserted on the ground and first floors, assuming a uniform distribution of heat produced by the visitors. The Fluent default meshing assisted to generate the polyhedral mesh with 1,444,195 elements, refined in the regions of interest. The mesh test was performed for the temperature in a vertical line in a central position. The incompressible steady flow was modeled by the Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations (RANS) with the turbulence model SST $\kappa - \omega$, by the Finite Volume Method with the pressure-based solution and coupled algorithm. Numerical convergence was assured through the mass balance residual analysis. Comparing the numerical results with the experimental ones from previous work, for the worst-case, the average of temperature absolute differences at 13 points was 0.87 °C with a root mean square error of 4.75%. The average temperatures in the horizontal planes at 1.5, 4.5, 8, and 12 m at 12:08 h were respectively at 22.1, 22.2, 24.1, and 43.9°C, very close at other times, except at 12 m at 10:28 h at 33.2°C. The results demonstrated the ability of the air conditioning system to develop thermal comfort between the ground floor and the ceiling of the 2nd floor, even when the latter is turned off, aided in this condition by the thermal stratification of the air observed in the dome region, caused by local stagnation. The operation of the air conditioning on the 2nd floor provided a reduction of 1.5 and 3°C in the average temperature, respectively at 8 and 12 m, but that also did not prevent air stagnation in the domus.

Keywords: Thermal Comfort; CFD; Ansys Fluent; Planetarium of the Rio de Janeiro city.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Número de publicações por ano - Conforto térmico.	20
Figura 2 - Porcentagem de pessoas insatisfeitas (PPD), em função do voto médio estimado (PMV).	30
Figura 3 - Etapas de uma Análise em CFD	31
Figura 4 - Solução baseada na pressão: Algoritmo Segregado x Acoplado	38
Figura 5 - Vista da face norte do Museu do Universo	44
Figura 6 - Corte longitudinal com a localização dos sensores.	47
Figura 7 - Corte transversal com a localização dos sensores.	48
Figura 8 - Vista interna do dômus com dois sensores de temperatura e um de radiação solar.	48
Figura 9 - (a) Sensores de temperatura e umidade relativa do ar (internos) e (b) piranômetro externo posicionado sobre a face norte da cobertura de vidro.	49
Figura 10 - Variação da radiação solar e umidade relativa externa em 12/05/2014.	50
Figura 11 - Variação da temperatura em 12/05/2014.	50
Figura 12 - (a) Domínio computacional que corresponde ao volume de ar no interior do Museu do Universo e (b) Corte longitudinal mostrando as rampas, pisos e colunas retirados do domínio computacional.	52
Figura 13 - (a) Extração de ar pela aresta inferior da face norte da cobertura de vidro e (b) Extração de ar pelas frestas de retorno do ar condicionado e pela aresta inferior da face sul da cobertura de vidro.	53
Figura 14 - (a) Entradas de Ar e (b) Detalhe das entradas de ar - SolidWorks.	53
Figura 15 - (a) Projeção frontal da malha e (b) Projeção da malha na face norte e cobertura do Museu.	54
Figura 16 - Variação da temperatura ao longo da linha vertical para as malhas 0, 1 e 2.	56
Figura 17 - Comparação entre valores experimentais e simulados com os dois modelos de turbulência testados.	56
Figura 18 - Detalhe construtivo das paredes.	58
Figura 19 - Sombreamento gerado pela árvore.	61
Figura 20 - Comparação entre as temperaturas medidas e simuladas para às 10:28 h.	64
Figura 21 - Comparação entre as temperaturas medidas e simuladas para às 12:08 h.	65
Figura 22 - Comparação entre as temperaturas medidas e simuladas para às 15:33 h.	66
Figura 23 - Distribuição de temperatura no plano vertical às 15:33 h.	67
Figura 24 - Planos de análise horizontais.	67
Figura 25 - Distribuição de velocidade no plano vertical às 10:28 h.	68

Figura 26 - Distribuição de velocidade no plano vertical às 12:08 h.	68
Figura 27 - Vetores.	69
Figura 28 - Distribuição de velocidade nos planos horizontais às 10:28 h.	70
Figura 29 - Distribuição de velocidade nos planos horizontais às 12:08 h.	71
Figura 30 - Distribuição de temperatura nos planos horizontais às 10:28 h.	73
Figura 31 - Distribuição de temperatura nos planos horizontais às 12:08 h.	74
Figura 32 - Distribuição de temperatura no plano vertical às 10:28 h.	75
Figura 33 - Distribuição de temperatura no plano vertical às 12:08 h.	75
Figura 34 - Variação da temperatura com a elevação, na mesma linha usada no teste de malha.	76
Figura 35 - Valores médios de PMV nos planos horizontais a 0,1; 1,5; 4,5 e 8 m, excluindo a exposição à luz solar.	78
Figura 36 - Valores de PPD nos planos horizontais a 0,1; 1,5; 4,5 e 8m, excluindo a exposição à luz solar.	79
Figura 37 - Distribuição de temperatura no plano vertical às 12:08 h com o condicionamento do ar do 2° pavimento.	79
Figura 38 - Comparação entre os valores médios de PMV nos planos horizontais a 0,1; 1,5; 4,5 e 8 m às 12:08 h com e sem o condicionamento do ar do 2° pavimento.	80
Figura 39 - Efeito do Condicionamento do 2° pavimento - Linha Vertical.	81
Figura 40 - Planta Baixa - Térreo	89
Figura 41 - Planta Baixa - 1° Pavimento	89
Figura 42 - Planta Baixa - 2° Pavimento	90
Figura 43 - Corte Longitudinal	90
Figura 44 - Corte Transversal	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Total de publicações sobre conforto térmico	20
Tabela 2 - Quantidade de publicações por área de aplicação - Conforto térmico . .	20
Tabela 3 - Escala de sensação térmica	29
Tabela 4 - Especificações técnicas e locais atendidos pelos fan coils.	45
Tabela 5 - Especificações dos Sensores.	46
Tabela 6 - Tipo e coordenadas da localização dos sensores	47
Tabela 7 - Dados experimentais.	51
Tabela 8 - Propriedades da Malha 0	54
Tabela 9 - Coordenadas da linha de monitoramento e região de refinamento. . . .	55
Tabela 10 - Comparação entre as malhas.	55
Tabela 11 - Características do escoamento nos difusores de ar condicionado.	57
Tabela 12 - Condutividade térmica dos materiais da parede.	59
Tabela 13 - Temperaturas prescritas para as paredes.	59
Tabela 14 - Fluxos de calor prescritos para os pavimentos térreo e primeiro, e dados usados no cálculo.	60
Tabela 15 - Temperaturas prescritas para os pisos, rampas e pilares.	60
Tabela 16 - Condições de contorno da cobertura envidraçada.	61
Tabela 17 - Propriedades do ar a 25°C e 1 atm.	61
Tabela 18 - Propriedades dos materiais de construção.	62
Tabela 19 - Balanço de massa após a convergência.	64
Tabela 20 - Erros na comparação entre as temperaturas medidas e simuladas . . .	65
Tabela 21 - Temperaturas e velocidades médias nos planos de análise.	67
Tabela 22 - Verificação da turbulência associada ao domínio fluido.	77

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MVF	Método de Volumes Finitos
CFD	Computer Fluid Dynamics
PMV	Voto Médio previsto
PPD	Percentual previsto de insatisfeitos
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning
BES	Building energy simulation
DTRM	Discrete Transfer Radiation Model
ISO	International Organization for Standardization
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
VAV	Volume de ar variável
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
FVM	Método de Volumes Finitos
RMSE	Raiz do erro quadrático médio

LISTA DE SÍMBOLOS

t	Tempo (s)
L	Dimensão na direção x (m)
H	Dimensão na direção y (m)
T	Tensor das tensões
μ_{eff}	Viscosidade efetiva
v	Vetor de velocidade (m/s)
Y_M	Contribuição da dilatação flutuante em turbulência compressível para a taxa de dissipação total
$C_{1\epsilon}$	Coefficientes dos modelos de turbulência
$C_{2\epsilon}$	Coefficientes dos modelos de turbulência
$C_{3\epsilon}$	Coefficientes dos modelos de turbulência
C_1	Coefficientes dos modelos de turbulência
C_2	Coefficientes dos modelos de turbulência
D_h	Diâmetro hidráulico (m)
Y_k	Dissipação de κ devido à turbulência
Y_w	Dissipação de ω devido à turbulência
G_k	Geração de energia cinética de turbulência
G_w	Geração de ω
G_b	Geração de energia cinética de turbulência devido à flutuabilidade
Re_{Dh}	Número de Reynolds calculado com base do diâmetro hidráulico
p	Pressão (Pa)
R	Constante dos gases perfeitos (J/K.mol)
t	Temperatura (°C)
F	Forças Externas (N)
V	Volume (m^3)
A	Área (m^2)
$\overline{u_i u_j}$	Média temporal das flutuações de velocidade
S_m, S_h	Fontes de calor
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
I	Tensor identidade
k_{eff}	Condutividade efetiva
k	Condutividade Térmica (W/mK)
J_j	Difusão das espécies
r	Raio (m)
b	Largura (m)
h	Entalpia (kJ/kg)

M	Taxa metabólica (W/m^2)
W	Energia Mecânica efetiva (W/m^2)
I_{cl}	Capacidade de isolamento das roupas (m^2K/W)
f_{cl}	fator de área das roupas
t_a	Temperatura do ar ($^{\circ}C$)
\bar{t}_r	Temperatura média radiante ($^{\circ}C$)
v_{ar}	Velocidade relativa do ar (m/s)
p_a	Pressão parcial de vapor da água (Pa)
h_c	Coefficiente de transferência de calor convectivo ($W/(m^2 \cdot K)$)
t_{cl}	Temperatura superficial das roupas ($^{\circ}C$)

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

ϵ	Taxa de dissipação de κ (m^2/s^3)
ω	Frequência de turbulência de ω
∇	Operador nabla (ou operador diferencial vetorial)
ρ	Massa específica (kg/m^3)
μ	Viscosidade dinâmica ($kg/m.s$)
ν	Viscosidade cinemática (m^2/s)
α_k	Número de Prandtl inverso efetivo para κ
α_ϵ	Número de Prandtl inverso efetivo para ϵ
σ_k	Número de Prandtl turbulento para κ
σ_ϵ	Número de Prandtl turbulento para ϵ
μ_t	Viscosidade turbulenta
∂/∂_x	Derivada parcial
α	Difusividade térmica (m^2/s)
β	Coefficiente de expansão térmica (K^{-1})

SUMÁRIO

	INTRODUÇÃO	17
1	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
1.1	Avanço dos estudos de conforto térmico	19
1.2	Estudos de conforto térmico utilizando ferramenta CFD e testes de campo	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	25
2.1	Conforto Ambiental	25
2.2	Conforto Térmico	25
2.2.1	<u>Neutralidade Térmica</u>	26
2.2.2	<u>Avaliação do Conforto Térmico</u>	26
2.2.3	<u>Condições de Conforto Térmico</u>	27
2.2.4	<u>Voto Médio Previsto (PMV) e Percentual Previsto de Insatisfeitos (PPD)</u>	28
2.3	Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD)	30
2.3.1	<u>Fundamentos e modelagem matemática</u>	31
2.3.1.1	Hipóteses simplificadoras e equações de conservação	32
2.3.1.2	Equações de conservação	32
2.3.2	<u>Modelagem da turbulência</u>	33
2.3.2.1	Modelo RANS	34
2.3.2.2	Equações Médias de Reynolds – RANS	34
2.3.2.3	Modelos de simulação	35
2.3.3	<u>Método dos Volumes Finitos</u>	37
2.3.4	<u>Acoplamento pressão-velocidade</u>	38
2.3.5	<u>Modelos de Turbulência</u>	39
2.3.6	<u>Modelo $\kappa - \varepsilon$</u>	39
2.3.6.1	Modelo <i>Standard</i> $\kappa - \varepsilon$	40
2.3.6.2	Modelo <i>Realizable</i> $\kappa - \varepsilon$	41
2.3.7	<u>Modelo $\kappa - \omega$</u>	41
2.3.7.1	Modelo <i>SST</i> $\kappa - \omega$	42
3	METODOLOGIA	43
3.1	Museu do Universo – Planetário da cidade do Rio de Janeiro	43
3.2	Dados experimentais	43
3.2.1	<u>Levantamento de dados do projeto do sistema de condicionamento de ar</u>	43
3.2.2	<u>Levantamento de dados em campo utilizando o software LabView</u>	45
3.2.3	<u>Análise dos dados medidos</u>	46
3.3	Simulação CFD aplicada ao estudo do conforto térmico do Museu	49
3.3.1	<u>Geração do Volume de Controle</u>	52

3.3.2	<u>Geração e Teste da Malha</u>	54
3.3.3	<u>Definição do Modelo de turbulência</u>	55
3.3.4	<u>Condições de contorno</u>	57
3.3.4.1	Entradas e saídas de Ar	57
3.3.4.2	Temperaturas das paredes	58
3.3.4.3	Pisos, Rampas e Pilares	59
3.3.4.4	Cobertura envidraçada	60
3.3.5	<u>Propriedades dos materiais.</u>	61
4	RESULTADOS	63
4.1	Critérios de Convergência	63
4.1.1	<u>Conservação da Massa</u>	63
4.1.2	<u>Resultados numéricos x experimentais</u>	63
4.2	Análise das distribuições de velocidade e temperatura	66
4.2.1	<u>Distribuição de Velocidade.</u>	66
4.2.2	<u>Distribuição de Temperatura.</u>	69
4.2.3	<u>Verificação da turbulência</u>	72
4.2.4	<u>Condição de conforto térmico.</u>	77
4.2.5	<u>Efeito do condicionamento de ar no 2º pavimento no conforto térmico do Museu.</u>	78
	CONCLUSÃO	82
	REFERÊNCIAS	84
	ANEXO A – Arquitetura da edificação	88

INTRODUÇÃO

Atualmente, locais com sistemas de ar condicionado representam uma parcela significativa dos ambientes construídos. O que antes era visto como um privilégio, hoje representa uma forma de proporcionar maior satisfação aos ocupantes, influenciando positivamente na produtividade em escritórios, laboratórios e salas de aula (FANGER, 2001). Entretanto, alguns projetos de climatização não são capazes de proporcionar tais benefícios, seja pela baixa qualidade do ar interno ou mesmo pela má distribuição de ar interior.

O conforto e o estresse térmico estão relacionados às sensações humanas no campo subjetivo e dependem de fatores físicos, fisiológicos e psicológicos. O estresse térmico é o estado psicofisiológico a que está submetida uma pessoa, quando se encontra exposta a situações ambientais extremas de frio ou calor. O conforto térmico é uma resposta subjetiva às trocas de calor entre o corpo e o meio, quando uma pessoa sente satisfação com o ambiente no qual ela está interagindo.

O condicionamento de ar, qualquer que seja a finalidade a que se destina, implica preliminarmente a limitação entre os seguintes valores preestabelecidos das grandezas discriminadas, representativos das condições que devem coexistir nos recintos, no período de tempo em que se considera a aplicação do processo: temperatura do ar no termômetro de bulbo seco, umidade relativa do ar, movimentação do ar, grau de pureza do ar, nível de ruído admissível e porcentagem ou volume de renovação de ar (ABNT 16401-1, 2008).

Para garantir o conforto térmico dos usuários é necessário conhecer a distribuição da temperatura e da velocidade do ar no ambiente, sendo esta distribuição gerada de forma natural ou forçada. Devido à sua complexidade, esta tarefa tem sido executada com adequada qualidade por meio de simulação computacional, utilizando a tecnologia de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD). Nas últimas décadas, os modelos CFD têm sido cada vez mais usados para o cálculo de velocidades do ar e temperaturas em ambientes internos para a avaliação das condições de conforto, condições de fumaça e qualidade do ar (STAMOU et al., 2008).

Apesar da ampla aplicação de modelos CFD em diversos ambientes internos, sua aplicação em grandes e complexas arquiteturas tem sido uma ferramenta muito útil, capaz de produzir resultados muito robustos a partir de uma geometria bem desenvolvida e condições de contorno bem definidas.

Justificativa e Motivação

As técnicas para obtenção do conforto térmico, em geral, devem visar um melhor desempenho energético da edificação, pela implementação de técnicas de menor custo possível, porém com rendimento adequado, conforme as condições climáticas que o ambiente de interesse está submetido (CASTELLI, 2012). Dentre os objetivos são destacados o atendimento às normas vigentes para a saúde e o bem estar dos ocupantes, a satisfação dos utilizadores e a melhoria da produtividade.

Romero (2004) cita que qualidade do ar e o conforto térmico são apontados por usuários como os fatores mais importantes de bem estar em ambientes climatizados de edificações. A necessidade e a expectativa por níveis mais adequados de conforto são cada vez maiores. Destacam-se neste cenário, além dos projetos de arquitetura, os setores automobilístico, aeronáutico, naval, petrolífero e no agro negócio, onde são crescentes as pesquisas envolvendo esse tema.

A lei brasileira nº 6.514 de 22 de dezembro de 1977, no seu Capítulo V, seção VIII, descreve os critérios para ventilação em ambientes de trabalho, vestimenta adequada e limites aceitáveis de conforto térmico nos artigos 176, 177 e 178, respectivamente. A norma brasileira NBR-16401 e as normas internacionais ISO-7730 e ASHRAE-55 estabelecem faixas de temperatura, velocidade, umidade relativa do ar, como também critérios quantitativos e qualitativos para definir zonas de conforto.

Objetivo

O objetivo deste trabalho é analisar o conforto térmico dos utilizadores do Museu do Universo (Planetário do Rio de Janeiro), a partir da obtenção dos campos de velocidade e temperatura no seu interior, utilizando uma ferramenta CFD.

Objetivos específicos

- Modelar o domínio fluido do ar interior do Museu;
- Simular o comportamento térmico do Museu com o funcionamento do ar condicionado do 2º pavimento;
- Validar o modelo numérico comparando os resultados numéricos com dados experimentais para um dia específico;
- Aplicar os parâmetros de conforto voto médio previsto (PMV) e percentual previsto de insatisfeitos (PPD) nos resultados obtidos.

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os estudos encontrados no campo científico relacionados ao conforto térmico, assim como a utilização do CFD como ferramenta para soluções neste campo de estudo.

1.1 Avanço dos estudos de conforto térmico

A partir das pesquisas realizadas na base Scopus, foi possível classificar o tema conforto térmico pelo número de citações, de forma a verificar como a discussão sobre o assunto vem se desenvolvendo ao longo dos anos. O refinamento para citações em língua inglesa também foi utilizado de forma a encontrar artigos publicados e escritos em inglês. Um resumo do quantitativo obtido nas pesquisas está demonstrado na Tabela 1.

Em relação à evolução dos estudos desenvolvidos nas últimas décadas, foi verificado um aumento expressivo do número de publicações a partir dos anos 2000, demonstrando o aumento do interesse pelo assunto dentro da comunidade científica. A evolução do número de publicações pode ser verificada na Figura 1.

A respeito das áreas de estudo, destaca-se que o conforto térmico é de interesse geral, visto que uma quantidade significativa de publicações é feita em diferentes áreas de estudo, seja ela das ciências exatas ou humanas. Na Tabela 2 é apresentada a quantidade de publicações por área de atuação. Essas áreas estão diretamente ligadas a esta dissertação, mas existem muitas outras áreas de estudo envolvendo esse tema na mesma base de dados.

1.2 Estudos de conforto térmico utilizando ferramenta CFD e testes de campo

Nos estudos de conforto térmico, apresentam-se duas classes diferentes de modelos: os Modelos de Sistema Térmico de Corpo Humano (MSTCH), que englobam a transferência de calor no interior do corpo humano; e as simulações em CFD, que simulam numericamente o escoamento em torno do corpo humano. Este trabalho vai ao encontro da aplicação das técnicas em CFD.

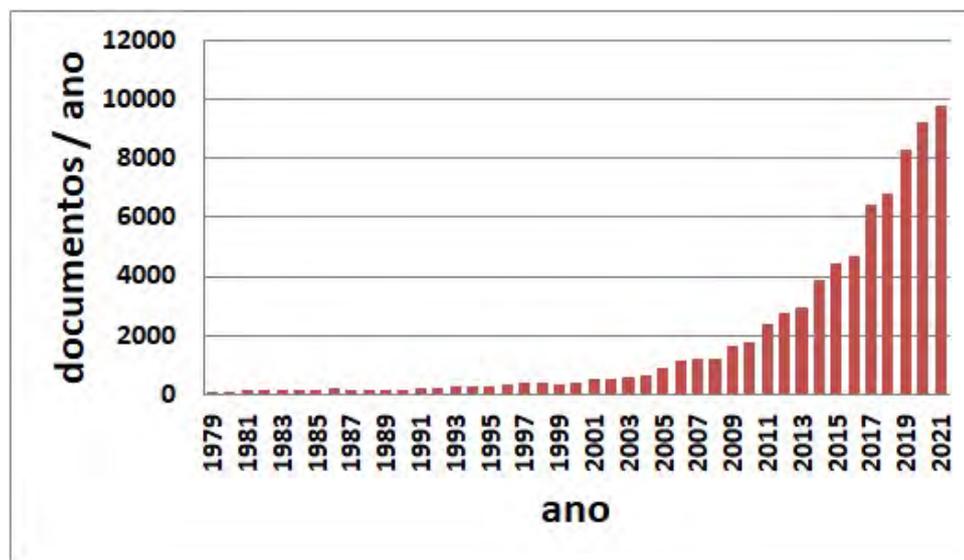
Murakami et al. (2001) analisaram, a partir de simulação CFD, o desempenho térmico de um espaço semifechado que se abre para um átrio em condições de estado estacionário durante o verão. Os autores compararam dois tipos de sistemas de HVAC: um de painel radiante e outro por resfriamento direto do ar. O sistema de refrigeração

Tabela 1 - Total de publicações sobre conforto térmico

Tipo de Documento	Quantidade
Artigos	47.960
Conferências	17.964
Revisões	4.001
Capítulos de Livros	2.240
Livros	609
Revisão de Conferência	252
Editorial	185
Notas	91
Pesquisa Curta	59
Cartas	57
Errata	34

Fonte: Scopus - Data 29 de Junho de 2021

Figura 1 - Número de publicações por ano - Conforto térmico.



Fonte: Scopus - Data 25 de Novembro de 2021

Tabela 2 - Quantidade de publicações por área de aplicação - Conforto térmico

Área de atuação	Quantidade
Engenharia	38.397
Ciências Ambientais	17.219
Energia	14.571
Física e Astronomia	4.849
Matemática	4.399

Fonte: Scopus - Data 29 de Junho de 2021

por painel radiante foi considerado mais eficiente em termos energéticos para resfriar o espaço semifechado.

Bojic et al. (2002) usaram um modelo CFD para determinar as velocidades do ar, temperaturas e o índice de desempenho de distribuição do ar de uma sala típica de Hong Kong equipada com um ar-condicionado tipo janela, que opera durante uma noite de verão. A simulação teve como parâmetros a variação na posição do aparelho de ar condicionado, cama e armário. Os autores concluíram que o máximo benefício, em termos de conforto térmico, foi identificado quando o ar condicionado foi colocado em local distante do armário.

Posner et al. (2003) utilizaram o software Fluent para simular diferentes tipos de movimentação de ar e, em seguida, descobriram que os resultados das simulações seguiam muito bem às tendências observadas nas medições com erros relativos limitados a 20%.

Stamou et al. (2008) usaram um modelo CFD para encontrar o fluxo de ar 3D e o campo de temperatura no estádio coberto da Arena Galatsi dos Jogos Olímpicos de Atenas em 2004. Os autores avaliaram as condições de conforto térmico da Arena através do cálculo dos índices PMV e PPD. Eles concluíram que apenas uma pequena porcentagem (7%) dos espectadores deveria se sentir um pouco desconfortável quando utilizando a temperatura mais apropriada para o insuflamento do ar condicionado, encontrada nas simulações.

Dalal et al. (2009) realizaram um estudo numérico de convecção livre em regime permanente em uma janela de vidro duplo com uma cortina de tecido plissado entre os vidros. A geometria do modelo foi baseada em um produto comercial utilizado na América do Norte. O estudo considerou os efeitos do número de Rayleigh, razão de aspecto do invólucro e geometria na transferência de calor por convecção. Para simplificar o modelo, as transferências de calor por convecção e radiação foram tratadas de forma acoplada. Os resultados encontrados mostraram que os valores médios do número de Nusselt das simulações CFD podem ser combinados com um modelo unidimensional para prever com boa aproximação o valor do coeficiente global de transferência de calor de vidro para vidro.

Hussain et al. (2012) avaliaram o desempenho de vários modelos de turbulência para a previsão do fluxo de ar interno e distribuição de temperatura em um átrio usando as equações médias de Reynolds (RANS) com os modelos de uma equação de Spalart-Allamaras, e de duas equações $\kappa - \varepsilon$ padrão, RNG $\kappa - \varepsilon$, $\kappa - \varepsilon$ realizável, $\kappa - \omega$ padrão e SST $\kappa - \omega$. A troca de radiação entre as superfícies do átrio foi considerada usando o *Discrete Transfer Radiation Model* (DTRM). Os autores mostraram que para o problema estudado, o desempenho dos modelos de turbulência de duas equações é melhor do que o modelo de uma equação e, entre os modelos de duas equações, o modelo SST $\kappa - \omega$ mostrou capacidade de previsão relativamente melhor para o ambiente estudado do que os modelos $\kappa - \varepsilon$.

Vecchi (2015) avaliou as condições de conforto térmico em edificações que operam sob o modo misto de condicionamento, comparando-as às edificações que operam somente com sistemas centrais ativos durante todo o ano. Os resultados apontaram diferenças pouco significativas entre os dois tipos de edificações analisadas, se considerados os votos de sensação, conforto e aceitabilidade térmica.

Croitoru et al. (2015) revisaram os modelos de conforto térmico mais populares e métodos de avaliação do conforto térmico em edifícios e espaços veiculares. A maioria dos modelos ficou limitada a um estado estacionário específico, ambiente termicamente homogêneo e apenas alguns deles abordaram respostas humanas a condições não uniformes e transitórias com um modelo de termorregulação detalhado. O artigo propõe uma abordagem global, partindo da reação fisiológica do corpo em condições de estresse térmico e finalizando com a implementação do modelo. Em certo momento, foram abordados estudos térmicos experimentais em manequim, além de uma abordagem numérica em CFD.

Du et al. (2015) apresentaram uma estratégia de co-simulação simples para integrar as técnicas *building energy simulation* (BES) e CFD num sistema HVAC para encontrar a melhor posição do sensor de temperatura do processo de controle com *variable air volume* (VAV) de um edifício de escritórios localizado em Xangai, considerando o consumo de energia e o PMV simultaneamente. Os resultados mostraram que a posição comumente selecionada do sensor de temperatura interna nem sempre é a melhor solução para o controle do terminal com VAV.

Castro (2016) simulou os campos de velocidade e temperatura no interior do Museu do Universo (Planetário do Rio de Janeiro), no período mais quente do dia 12 de maio de 2014, utilizando a ferramenta CFD Ansys Fluent. Para validação foram utilizados dados experimentais de Aragao (2014) e Costa Filho et al. (2015). Os resultados demonstraram que o condicionamento do Planetário para aquele dia específico, foi incapaz de fornecer conforto térmico aos visitantes na região acima do segundo pavimento, no qual a temperatura média ambiente foi superior a 24°C.

Lindberg et al. (2017) estudaram o ambiente de um supermercado, sendo considerados três fatores: alimentos (qualidade dos alimentos), pessoal (condições de trabalho) e clientes. O objetivo da pesquisa foi comparar o ambiente térmico interno percebido com medições diretas simultâneas, e abrangeu vários métodos de investigação, a fim de entender como os clientes percebem e avaliam as variações térmicas no ambiente. As medições foram realizadas no verão e no inverno em frente a doze vitrines, com mais de 1100 questionários recebidos. Para fornecer recomendações, este estudo apresentou o conforto medido e percebido em supermercados, informações que podem ser utilizadas para a prescrição de ambientes adequados aos clientes. Em suas conclusões os autores verificaram que é possível usar medições objetivas para estimar as condições térmicas percebidas no ambiente do supermercado, e que a equação de cálculo do índice de conforto

pode ser usada fora de sua faixa verificada em termos de gradientes térmicos e tempo de permanência, a fim de prescrever um ambiente adequado para os clientes. Os PMVs percebidos e previstos exibiram padrões sistemáticos. Os resultados demonstraram que temperatura ambiente é mais relevante do que a variação de temperatura para sensação de conforto térmico em áreas refrigeradas dentro dos supermercados. Pôde ser observado que o gradiente vertical parece ter uma influência relevante, já que a incidência de maiores gradientes verticais entre 1,7m e 0,1m exibiram valores de PMV mais baixos do que em outras posições.

Shan et al. (2019) avaliaram as condições térmicas de um escritório com um sistema de resfriamento *Fan-Coil* (FCU) suspenso no teto em Hong Kong por meio de simulações CFD usando medição de temperatura para condições de contorno. Além disso, as simulações CFD consideraram o modelo de transferência de calor radiante para prever a temperatura radiante. Os autores descobriram que o sistema de resfriamento FCU pode gerar um ambiente com conforto térmico aceitável para os ocupantes após o cálculo dos índices PMV.

Mohamed et al. (2019) usaram um modelo CFD para prever o fluxo de ar e distribuições de temperatura, ao examinar os efeitos da instalação de exaustores nas condições de conforto térmico dentro de uma mesquita localizada na Malásia. A calibração do modelo CFD foi feita utilizando medições de campo, realizadas ao longo de um ano, que coletaram a velocidade do ar, a temperatura do ar, a umidade relativa e a temperatura média radiante no interior da mesquita. A partir das medidas de campo foram obtidos os índices PMV e PPD, que na condição de ventilação atual, nos locais selecionados dentro da mesquita, excederam os respectivos limites estabelecidos pela ASHRAE-55 (2017), indicando que a sensação dentro do prédio é muito quente. Os resultados das análises do escoamento de ar mostraram que a instalação de exaustores tem potencial para reduzir o índice PMV em 75 a 95%, e o índice PPD em 87-91%, trazendo uma grande melhoria no conforto térmico dentro da mesquita.

Wu et al. (2020) concluíram que o controle baseado em PMV poderia fornecer melhor conforto térmico do que o controle convencional baseado em temperatura, em uma sala de escritório altamente envidraçada sujeita à radiação solar durante todo o dia, com economia de energia de 1,6% por dia. Os autores desenvolveram um procedimento iterativo para estimar a taxa de fluxo do ar fornecido para atingir a meta de conforto da ISO 7730. O campo de temperatura do ar e o desempenho da ventilação no local de trabalho, e no meio do escritório, foram determinados para as duas estratégias de controle por CFD.

Khatri et al. (2020) efetuaram simulações de CFD usando ANSYS para proceder uma análise comparativa entre um sistema de refrigeração radiante instalado em um edifício comercial e um caso hipotético de sistema de refrigeração convencional avaliado com o auxílio do ANSYS. Os autores descobriram que um sistema de resfriamento radiante

mantém a distribuição uniforme e a melhor temperatura média do ar.

Li et al. (2021) avaliaram de forma experimental o ambiente térmico interno com aquecimento radiante modular num edifício de baixo consumo de energia. Propuseram um novo terminal radiante modular que pode ser movido livremente na direção vertical e com variação na posição e área do painel. Os testes foram realizados num laboratório chinês no período quente do verão e frio do inverno. Os resultados do experimento indicaram que o sistema de aquecimento radiante modular pode manter um ambiente interno confortável onde a temperatura operacional pode chegar a 21°C, a diferença de temperatura vertical abaixo de 3°C e a assimetria de radiação abaixo de 4°C. Ainda como fato relevante, verificou-se que o esquema de design do aquecimento radiante modular teve efeito significativo no comportamento do gradiente térmico interno, no qual a posição de instalação foi um fator preponderante para a variação dos resultados. O painel radiante modular instalado no meio da parede e próximo ao piso pode influenciar positivamente para melhorar o atraso de resposta do ambiente térmico interno no período operativo e reduzir a velocidade de atenuação do calor no período de desligamento. Os autores concluíram que o design ideal do sistema radiante modular pode simultaneamente melhorar ainda mais o conforto térmico e o consumo de energia para edifícios de baixo consumo de energia.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste Capítulo, serão tratados os fundamentos teóricos nos quais este trabalho se baseou, tanto na descrição dos modelos matemáticos usados pelo Ansys Fluent, como na apresentação do assunto conforto térmico. Sobre este último, serão abordadas resumidamente as principais características do tema, de forma a subsidiar a avaliação dos resultados obtidos em CFD, em relação às normas que regem o conforto térmico.

2.1 Conforto Ambiental

O conforto ambiental pode ser compreendido como um conjunto de condições ambientais que permitem ao ser humano sentir bem estar térmico, visual, acústico e ergonômico, além de garantir a qualidade do ar e o conforto térmico. Embora as condições climáticas sejam bem diferentes ao redor da Terra, a biologia do ser humano é parecida em todo mundo, tendo a capacidade de se adaptar a diferentes condições climáticas ao se utilizar de soluções culturais como a vestimenta, a arquitetura e a tecnologia(LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA, 2014).

2.2 Conforto Térmico

Este assunto têm por objetivo, além de uma análise do ambiente comum a certos indivíduos de uma comunidade, a avaliação da eficiência energética de edificações e a melhoria contínua da satisfação dos utilizadores de edificações equipadas com condicionamento artificial, natural ou misto. Segundo a ASHRAE-55 (2017), conforto térmico é um estado de espírito que reflete a satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa. Já o consagrado modelo de Fanger (1970) define conforto térmico como a situação em que uma pessoa não prefere sentir nem mais calor e nem mais frio no ambiente em que se encontra, e Lamberts (2014) cita que a insatisfação com o ambiente térmico pode ser causada pela sensação de desconforto por calor ou frio, quando o balanço térmico não é estável, ou seja, em situações em que há diferenças entre o calor produzido pelo corpo e o calor perdido para o ambiente. Nicol et al. (2002) recomenda que uma edificação proporcione boas condições de conforto térmico a seus ocupantes, respeitando o clima e o ambiente em que se encontra.

Alguns fatores devem ser considerados ao definir as condições para o conforto térmico, conhecidos como fatores primários. Os seis fatores principais são os seguintes:

- Taxa metabólica;
- Isolamento de roupas;
- Temperatura do ar;
- Temperatura radiante;
- Velocidade do ar; e
- Umidade.

Os dois primeiros fatores são características dos ocupantes e os quatro fatores restantes são variáveis ambientais. O isolamento térmico das roupas é indicado por I e expresso em sua unidade clo, enquanto a taxa metabólica é indicada por M e expressa em W/m^2 . Algumas variáveis secundárias podem ser citadas, como a idade, raça, hábitos alimentares, altura, sexo, etc. É possível que ocorra variação dos seis fatores durante o tempo, mas este trabalho abordará somente o caso estacionário.

2.2.1 Neutralidade Térmica

De acordo com Tanabi (1984), “Neutralidade Térmica é a condição da mente que expressa satisfação com a temperatura do corpo como um todo”. A partir de uma análise física dos mecanismos de trocas de calor, Lamberts (2011) define neutralidade térmica como sendo “o estado físico no qual todo o calor gerado pelo organismo através do metabolismo é trocado em igual proporção com o ambiente ao seu redor, não havendo nem acúmulo de calor e nem perda excessiva do mesmo, mantendo a temperatura corporal constante”. A neutralidade térmica é uma condição necessária, mas não suficiente, para que uma pessoa esteja em conforto térmico. Uma pessoa exposta a um campo assimétrico de radiação pode estar em neutralidade térmica, porém não estará em conforto térmico (LAMBERTS, 2011). Como um sistema termodinâmico, o corpo humano produz calor e interage constantemente com o ambiente para alcançar o balanço térmico. Neste processo existe uma constante troca de calor entre o corpo e o meio em que se encontra, influenciada pelos mecanismos de adaptação fisiológica (modelo adaptativo), fatores individuais e condições ambientais.

2.2.2 Avaliação do Conforto Térmico

Ao avaliar os aspectos relativos ao conforto térmico, duas abordagens distintas e com prescrições diferentes de como as condições microclimáticas das edificações podem

ser administradas são apresentadas. A primeira considera o homem como um simples receptor passivo do ambiente térmico, e é conhecida como estática, representada por uma linha analítica, ou racional, da avaliação das sensações térmicas humanas. Já a segunda abordagem, conhecida como adaptativa (modelo adaptativo), considera o homem como um agente ativo, que interage com o ambiente em resposta às suas sensações e preferências térmicas.

Os estudos do modelo estático são realizados em câmaras climatizadas, e deram origem ao método mais conhecido para avaliação de conforto térmico. Esses estudos são aqueles realizados no interior de ambientes totalmente controlados pelo pesquisador, onde as variáveis ambientais e pessoais ou subjetivas são manipuladas, de forma a proporcionar a melhor combinação possível entre elas, resultando em uma situação de conforto.

Fanger (1970) foi responsável por diversos experimentos na Dinamarca sobre o tema, e é o principal representante da linha analítica de avaliação das sensações térmicas humanas. Sua metodologia tem sido utilizada mundialmente, e serviu de base para a elaboração de normas internacionais relevantes, fornecendo subsídios para o equacionamento e cálculos analíticos de conforto térmico, conhecidos hoje como PMV e o PPD.

Com o avanço das pesquisas ao longo dos anos, muitos estudos foram realizados não só em câmaras climatizadas, mas também em situações reais do cotidiano, com pessoas dentro de sua rotina, desempenhando cada uma sua atividade, seja residencial, trabalho ou lazer. Nas pesquisas de campo o pesquisador não interfere nas variáveis ambientais e pessoais, e as pessoas podem expressar livremente suas sensações e preferências térmicas de acordo com escalas apropriadas, ou seja, de forma natural.

A partir da avaliação da sensação térmica em ambientes reais do cotidiano, Humphreys (1979) propôs o modelo adaptativo, supondo que as pessoas se adaptam diferentemente ao lugar onde estão expostas, como uma forma de ajuste do corpo ao meio térmico.

A abordagem adaptativa considera fatores além dos físicos e psicológicos que interagem na percepção térmica dos seres humanos em geral. Podem-se considerar os conceitos de aclimação, e os fatores considerados podem incluir características inerentes à demografia (gênero, idade, classe social), contexto (composição da edificação, estação, clima) e cognição (atitudes, preferências e expectativas). São três os mecanismos de adaptação utilizados pelo corpo humano para se defender dos efeitos do clima: Ajustes Comportamentais, Fisiológicos e Psicológicos.

2.2.3 Condições de Conforto Térmico

A norma ABNT 16401-2 (2008) especifica os parâmetros do ambiente interno que proporcionem conforto térmico aos ocupantes de recintos providos de ar-condicionado. As condições reproduzidas abaixo são para o inverno, com isolamento térmico típico de

aproximadamente 0,9 clo.

A temperatura operativa deve estar dentro da zona delimitada por:

- 21°C a 23,5°C para umidade relativa de aproximadamente 60%; e
- 21,5°C a 24°C para umidade relativa de aproximadamente 30%.

A velocidade média do ar (não direcional) na zona de ocupação não deve ultrapassar:

- 0,15 m/s (turbulência 30% a 50%); e
- 0,20 m/s (turbulência inferior a 10%).

2.2.4 Voto Médio Previsto (PMV) e Percentual Previsto de Insatisfeitos (PPD)

A norma ISO 7730 (2005) apresenta métodos para prever a sensação térmica geral e o grau de desconforto (insatisfação térmica) de pessoas expostas a ambientes térmicos moderados. Permite a determinação analítica e a interpretação do conforto térmico através do cálculo do PMV e PPD e critérios de conforto térmico local, dando as condições ambientais consideradas aceitáveis para o conforto térmico geral, bem como aquelas que representam o desconforto local. O PMV é um índice que prevê o valor médio dos votos de um grande grupo de pessoas na escala de sensação térmica de 7 pontos conforme mostrado na Tabela 3, com base no equilíbrio térmico do corpo humano. O equilíbrio térmico é obtido quando a produção interna de calor no corpo é igual à perda de calor para o meio ambiente. Em um ambiente moderado, o sistema termorregulador humano tentará modificar automaticamente a temperatura da pele e a secreção de suor para manter o equilíbrio térmico (ISO 7730, 2005). O parâmetro PMV pode ser determinado a partir da Eq. 1.

$$\begin{aligned}
 \text{PMV} = & [0.303 \exp(-0.036M) + 0.028] \cdot (M - W) \\
 & - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5773 - 6,99 \cdot (M - W) - p_a] \\
 & - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) \\
 & - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) \\
 & - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)]^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)
 \end{aligned} \tag{1}$$

Onde:

M = Taxa metabólica (W/m²);

Tabela 3 - Escala de sensação
térmica

Avaliação	Sensação Térmica
+3	Muito quente
+2	Quente
+1	Pouco quente
0	Neutro
-1	Pouco frio
-2	Frio
-3	Muito frio

Fonte: Adaptado de ISO 7730
(2005).

W = Energia Mecânica efetiva (W/m^2);

I_{cl} = Capacidade de isolamento das roupas ($m^2 \cdot K/W$);

f_{cl} = fator de área das roupas;

t_a = Temperatura do ar ($^{\circ}C$);

\bar{t}_r = Temperatura média radiante ($^{\circ}C$);

v_{ar} = Velocidade relativa do ar (m/s);

p_a = Pressão parcial de vapor da água (Pa);

h_c = Coeficiente de transferência de calor convectivo ($W/m^2 \cdot K$);

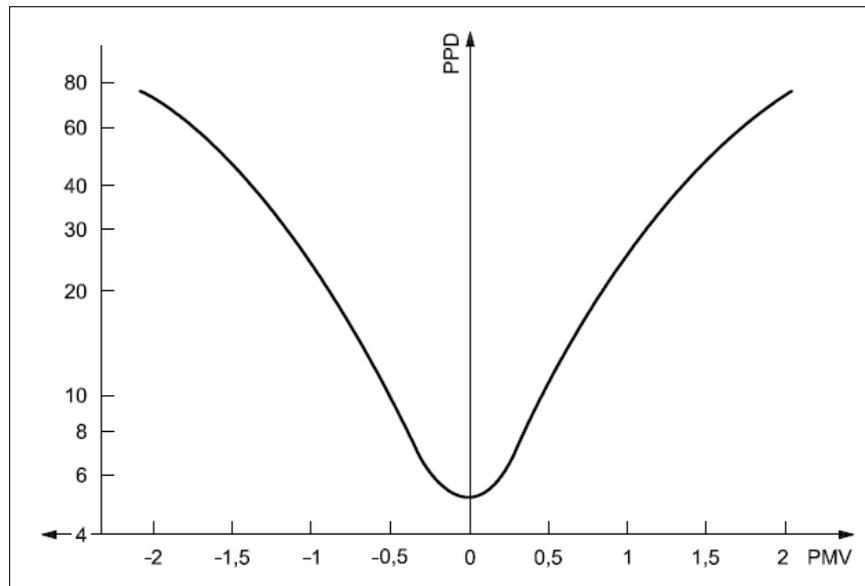
t_{cl} = Temperatura superficial das roupas ($^{\circ}C$);

Os valores para estes parâmetros podem ser obtidos na literatura buscando situações similares com o estudo de caso. Para os parâmetros ambientais podem ser usados valores medidos ou gerados por simulação computacional ou também provenientes da literatura.

O índice PPD determina a quantidade estimada de pessoas insatisfeitas termicamente com o ambiente no qual elas estão. Ele se baseia na percentagem de um grande grupo de pessoas que gostariam que o ambiente estivesse mais quente ou mais frio, votando +3, +2 ou -3 e -2, na escala sétima de sensações. O índice PPD pode ser determinado analiticamente conforme a Eq. 2, em função do PMV ou extraído da Figura 2.

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0,0335PMV^4 - 0,2179PMV^2) \quad (2)$$

Figura 2 - Porcentagem de pessoas insatisfeitas (PPD), em função do voto médio estimado (PMV).



Fonte: ISO 7730 (2005).

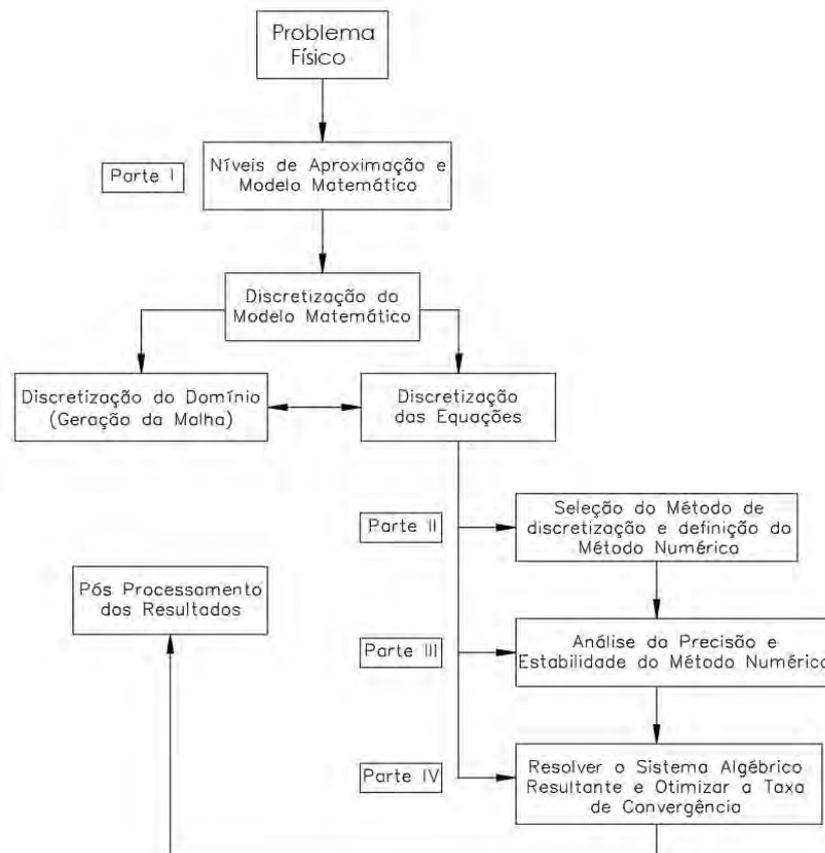
2.3 Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD)

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) se caracteriza por conjunto de ferramentas e técnicas amplamente usadas na análise de sistemas envolvendo escoamentos fluidos, transferência de calor e massa e fenômenos associados, como reações químicas, através de simulação numérica. É uma técnica abrangente que pode ser aplicada a áreas industriais e acadêmicas, como a análise aerodinâmica de espaçonaves e veículos, otimização de cascos de navios, reatores, bombas, distribuição de poluentes e efluentes, combustão em motores e turbinas a gás (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

As principais etapas de uma análise CFD, mostradas na Figura 3, estão definidas da seguinte forma:

1. Seleção do modelo matemático, definindo o nível de aproximação da realidade que será simulado;
2. Discretização do modelo, que tem dois componentes principais: a discretização no espaço, definida pela geração de malha, seguida da discretização das equações, definindo a análise numérica;
3. Análise do modelo numérico, e definição de suas propriedades de precisão e estabilização;
4. Solução do modelo numérico, com definição dos métodos de integração de tempo mais adequados, bem como o método de resolução subsequente dos sistemas algébricos, incluindo técnicas de aceleração de convergência;

Figura 3 - Etapas de uma Análise em CFD



Fonte: Adaptado de Hirsch (2007).

5. Pós-processamento gráfico dos dados numéricos, afim de compreender e interpretar as propriedades físicas dos resultados de simulação obtidos. Isso é possível a partir de um software de visualização.

2.3.1 Fundamentos e modelagem matemática

Existem muitos programas comerciais para simulação CFD. O software utilizado para a análise foi o ANSYS-Fluent 2021@R1. Os recursos avançados de modelagem física do Fluent incluem modelos de turbulência, escoamentos multifásicos, transferência de calor, combustão, otimização de forma e multifísica (ANSYS Inc., 2020). O ANSYS-Fluent usa o Método dos Volumes Finitos (FVM) como método de discretização para resolver as equações de conservação da continuidade, quantidade de movimento e energia.

2.3.1.1 Hipóteses simplificadoras e equações de conservação

Na presente simulação CFD, algumas hipóteses simplificadoras foram admitidas de forma a facilitar a obtenção dos resultados, e economizar tempo computacional, visto que são totalmente aplicáveis a esse tipo de análise, quais sejam: escoamento incompressível (i) permanente (ii) em regime turbulento (iii) e tridimensional (iv) de um fluido newtoniano (v) e monofásico (vi), i.e., os efeitos da poeira e do vapor d'água são desprezados (vii), para o qual foi considerada a aproximação pelo modelo de gás ideal (viii), com propriedades constantes (ix) exceto a densidade, para a qual vale a aproximação de Boussinesq (x). As equações médias de Reynolds combinadas com um modelo de turbulência podem ser usadas para adequadamente prever o escoamento (xi). O fluxo em quaisquer aberturas de entrada de ar é uniforme (xii). Adicionalmente, a inércia térmica da edificação não foi considerada (xiii). Não foi considerado o aquecimento gerado pela iluminação artificial e equipamentos eletro-eletrônicos (xiv). Como a atividade fim do Museu é difusão da astronomia, o ambiente interno possui pouca iluminação, e os equipamentos utilizados possuem baixa emissão de energia.

2.3.1.2 Equações de conservação

As equações que descrevem o movimento de um fluido incompressível são as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia:

Equação da conservação de massa:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Equação da conservação de quantidade de movimento em x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

Equação da conservação de quantidade de movimento em y:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Equação da conservação de quantidade de movimento em z (vertical):

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + g\beta_T(T - T_0) \quad (6)$$

Equação da Energia:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

Em que u, v, w, p, T são respectivamente as componentes instantâneas da velocidade, pressão estática e temperatura, ρ , ν , β e α são respectivamente a massa específica, viscosidade cinemática, o coeficiente de expansão devido à mudança de temperatura e a difusividade térmica do fluido. T_0 é a temperatura do fluido em um local de referência, g é a aceleração gravitacional

2.3.2 Modelagem da turbulência

Praticamente todos os fluxos de interesse prático de engenharia são turbulentos. Segundo Castelli (2012) a turbulência é essencialmente tridimensional, sendo caracterizada pela presença de estruturas rotacionais correlacionadas, também chamadas de turbilhões ou *eddies*, com ampla faixa de escalas de comprimentos e de tempo. Assim, para analisar o movimento do fluido para aplicações gerais, devemos lidar com a turbulência.

Atualmente existe uma variedade de modelos de turbulência disponível. Porém, apesar de muitas pesquisas dentro deste assunto, não é possível definir um modelo de turbulência que possa ser aplicado a todos os tipos de escoamento. A escolha adequada do modelo de turbulência depende do grau de exatidão exigido, dos tipos de fenômenos envolvidos na análise e do escoamento. A modelagem da turbulência pode ser dividida nos seguintes campos primários: a) Simulação numérica de escoamentos turbulentos via equações médias de Reynolds (RANS - *Reynolds Averaged Navier-Stokes*), divididos em modelos de zero, uma e duas equações (Modelos baseados na hipótese de Boussinesq) e RSM (*Reynolds Stress Models*), (b) Simulação de grandes escalas (LES - *Large Eddy Simulation*) e (c) Simulação numérica direta (DNS - *Direct Numerical Simulation*). Neste trabalho será utilizado o modelo de turbulência SST $\kappa - \omega$, que pertence à classe dos modelos RANS.

2.3.2.1 Modelo RANS

Este modelo utiliza a média de Reynolds nas equações de Navier-Stokes. A parte crítica da modelagem RANS é a representação das tensões de Reynolds ou tensões turbulentas que descrevem os efeitos das flutuações turbulentas de pressão e velocidade. Alguns aspectos gerais dos modelos da classe RANS:

- fornecem informações do efeito da turbulência nos campos médios das variáveis, porém, muitas vezes, necessita-se de informações dos campos instantâneos;
- não são capazes de capturar as estruturas turbulentas e, por isso, modelos mais “poderosos” precisam ser usados quando houver a necessidade de se resolver as escalas da turbulência;
- De uma forma geral, fornecem boas predições do comportamento de escoamentos para muitos casos de engenharia, porém são limitados quando os escoamentos são muito complexos; e
- Para escoamentos muito complexos, é necessário aplicar estratégias de modelagem matemática da turbulência que levam em consideração a captura ao menos das grandes escalas turbulentas.

2.3.2.2 Equações Médias de Reynolds – RANS

As equações de conservação se aplicam em escoamentos turbulentos, porém essas equações podem ser modificadas para levar em conta a turbulência. Essas equações modificadas são chamadas de equações de Reynolds, e descrevem os valores instantâneos das variáveis do movimento turbulento como uma variação randômica em torno dos valores médios, onde a barra sobre a incógnita indica o valor médio e a aspa indica a flutuação instantânea em torno da média. Além disso, com o uso de viscosidade turbulenta nas equações de momento e o número de Prandtl turbulento na equação de energia, a simplificação dessas quantidades flutuantes pode ser alcançada, resultando nas equações governantes nas seguintes formas:

Continuidade:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

Equação da conservação de quantidade de movimento em x:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \overline{u'u'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{u'v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \overline{u'w'} \right)$$

(9)

Equação da conservação de quantidade de movimento em y:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \overline{u'v'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \overline{v'v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \overline{w'v'} \right) \quad (10)$$

Equação da conservação de quantidade de movimento em z (vertical):

$$\begin{aligned} \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \overline{u'w'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \overline{v'w'} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \overline{w'w'} \right) z + g\beta_T(T - \bar{T}_0) \end{aligned} \quad (11)$$

Equação da Energia:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (-\overline{u'T'}) + \frac{\partial}{\partial y} (-\overline{v'T'}) + \frac{\partial}{\partial z} (-\overline{w'T'}) \quad (12)$$

O conjunto final de equações a serem resolvidas consiste nas equações 8 a 12. Nessas equações, $\overline{u'u'}$, $\overline{u'v'}$, $\overline{u'w'}$, $\overline{v'v'}$, $\overline{v'w'}$, $\overline{w'w'}$ são chamadas de tensões turbulentas ou tensões de Reynolds, enquanto $\overline{u'T'}$, $\overline{v'T'}$ e $\overline{w'T'}$ são denominadas transferências de calor turbulentas; essas tensões turbulentas e transferências de calor turbulentas são representantes da influência das flutuações no escoamento médio.

2.3.2.3 Modelos de simulação

O modelo Boussinesq é recomendado para casos de convecção natural, como no caso estudado, pois considera densidade constante para resolver todas as equações exceto no termo de convecção da equação de momento, onde toma uma forma dependente da temperatura descrita pela equação 13 (AZEVEDO, 2009).

$$\rho \approx \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \quad (13)$$

Onde ρ_0 é a densidade (constante) do fluido, T_0 é a temperatura de operação e β é o coeficiente de expansão térmica do fluido. Esta aproximação é válida para casos em que a variação de densidade é reduzida, ou seja, quando se verifica a condição apresentada na

Eq. 14. Para um gás ideal β é igual ao inverso de sua temperatura expressa em K.

$$\beta (T - T_0) \ll 1 \quad (14)$$

O regime de escoamento é classificado em laminar, de transição ou turbulento de acordo com o valor do número de Reynolds, expresso pela Eq. 15.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (15)$$

Em um volume de ar de 7730 m³, fica difícil escolher um número de Reynolds que seja representativo para classificar o regime de escoamento. Hussain et al. (2012) utilizaram as entradas de ar condicionado no volume de controle, tomando o maior valor encontrado para o número de Reynolds. A seção transversal retangular de largura (W) e comprimento (L), mesma geometria neste trabalho, resulta em um diâmetro hidráulico de $(2 L W) / (L + W)$, de acordo com a Eq.16. Aqueles autores avaliaram complementarmente a intensidade turbulenta, através da Eq.17.

$$D = \frac{4A_{seção}}{P} \quad (16)$$

$$I_t = 0,16Re^{-1/8} \quad (17)$$

em que V é a velocidade do ar média do escoamento, D é uma dimensão característica do escoamento, μ é a viscosidade do ar, $A_{seção}$ e P são, respectivamente, a área e o perímetro da seção analisada.

Quando a temperatura não é uniforme e as forças de flutuação tornam-se significativas, então é o número de Rayleigh que se torna relevante como o indicador do regime do escoamento (JONES; WHITTLE, 1992). O número de Rayleigh é o produto do número de Prandtl e do número de Grashof (INCROPERA et al., 2014), conforme a Eq.18, e substitui o número de Reynolds na definição do regime de escoamento na convecção natural. Para o escoamento dentro da camada limite, a transição para a turbulência ocorre com números de Rayleigh entre 10⁶ e 10¹⁰.

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta\Delta TL^3\rho}{\mu\alpha} \quad (18)$$

A combinação dos números de Grashof e de Reynolds conforme a Eq. 19 é denominada número de Richardson (Ri). A convecção natural é desprezível quando $Ri \ll 1$ e a convecção forçada é desprezível quando $Ri \gg 1$ (INCROPERA et al., 2014). O regime de convecção mista ocorre para valores de Ri próximos de 1.

$$Ri = Gr/Re^2 = \frac{g\beta\Delta TL}{V^2} = \frac{g\beta\Delta T}{V^2} \frac{L_{Gr}^3}{L_{Re}^2} \quad (19)$$

em que g é a aceleração da gravidade, ΔT é o gradiente de temperatura observado no domínio, α é a difusividade térmica e L é a dimensão característica (altura). A forma estendida do número de Richardson expressa do lado direito da Eq. 19 é necessária na análise no interior de edifícios porque as dimensões características dos números de Grashof (L_{Gr}) e Reynolds (L_{Re}) são distintas.

2.3.3 Método dos Volumes Finitos

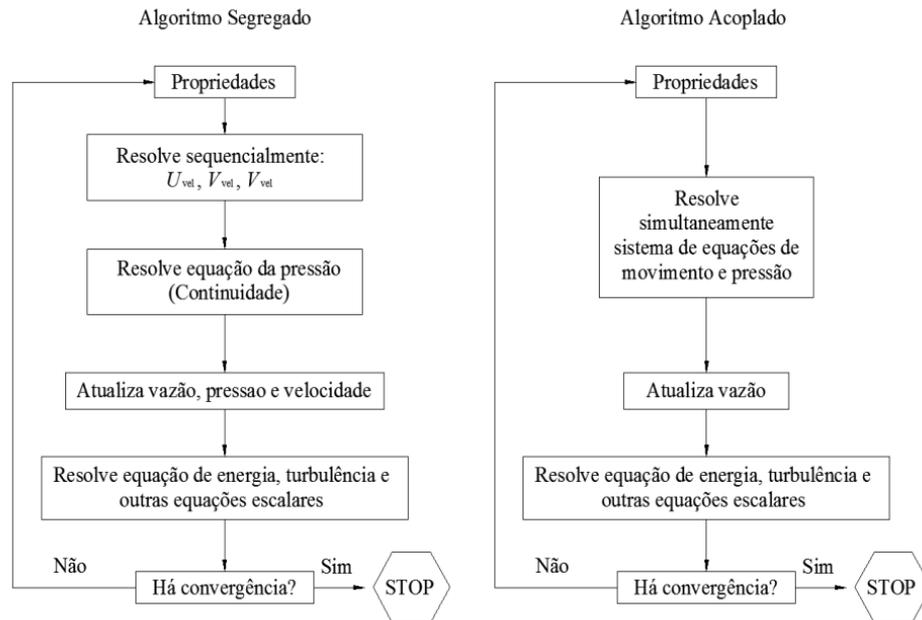
Método dos Volumes Finitos (FVM) é o nome dado à técnica pela qual a formulação integral das leis de conservação é discretizada diretamente no espaço físico. É o método mais amplamente aplicado hoje em CFD. A razão por trás do apelo ao FVM reside em sua generalidade, sua simplicidade conceitual e sua facilidade de implementação para malhas arbitrárias, estruturadas e não estruturadas, facilitando a representação de geometrias complexas. Esse método foi desenvolvido por McDonald (1971) e MacCormack e Paullay (1972), e se baseia na integração das propriedades em volumes de controle finitos. Assim, a lei de conservação para cada volume é satisfeita, e o domínio é dividido em diversos destes volumes e a conservação geral das propriedades é assim garantida. Segundo Maliska (2017), o método dos volumes finitos é um método que satisfaz a conservação da propriedade ao nível dos volumes elementares para obter as equações numéricas aproximadas da equação diferencial.

A equação 20 é uma expressão generalizada das equações de conservação, que são resolvidas para este conjunto de volumes elementares. Os termos transiente, convectivo, difusivo e fonte estão representados seguindo a ordem normal de leitura de texto. Substituindo ϕ por 1, u, v, w e h, obtém-se respectivamente as equações de conservação da massa, momentum nas direções x, y e z, e energia.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho\phi dV + \oint_A \rho\phi \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} = \oint_A \Gamma_\phi \nabla_\phi \cdot d\mathbf{A} + \int_V S_\phi dV \quad (20)$$

A aplicação do FVM se desenvolve da seguinte forma:

Figura 4 - Solução baseada na pressão: Algoritmo Segregado x Acoplado



Fonte: Souza, 2011.

- As equações diferenciais parciais são discretizadas em um sistema de equações algébricas;
- As equações algébricas são resolvidas numericamente para se obter o campo de solução.

2.3.4 Acoplamento pressão-velocidade

O método de solução escolhido foi baseado na pressão, que emprega um algoritmo que pertence à classe geral dos chamados métodos de projeção. Neste, a equação da pressão é derivada das equações de continuidade e movimento de tal maneira que o campo da velocidade, corrigido pela pressão, satisfaz à equação da continuidade. Como as equações são não lineares e acopladas umas às outras, o processo de solução envolve iterações em que todo conjunto de equações é resolvido repetidamente até haver convergência. Existem dois algoritmos no Ansys Fluent para obter solução através do método baseado na pressão: o algoritmo segregado (*SIMPLE*, *SIMPLEC* ou *PISO*) ou acoplado (*COUPLED*). Na Figura 4 mostra-se a diferença entre os dois métodos.

O uso da abordagem acoplada oferece algumas vantagens sobre a abordagem não acoplada ou segregada. O esquema acoplado obtém uma implementação robusta e eficiente para fluxos em regime permanente, com desempenho superior em comparação aos

esquemas de solução segregada. O algoritmo acoplado resolve as equações de continuidade baseadas em pressão e momentum juntas. O acoplamento implícito completo é obtido por meio de uma discretização implícita dos termos do gradiente de pressão nas equações de momento e uma discretização implícita do fluxo de massa da face, incluindo os termos de dissipação de pressão de Rhie-Chow (ANSYS Inc., 2020). O algoritmo segregado ocupa menos memória computacional, tendo no entanto convergência mais lenta, enquanto o algoritmo acoplado, dado que resolve as equações de movimento e pressão agrupadas, é mais rápido a convergir.

2.3.5 Modelos de Turbulência

Os escoamentos turbulentos são caracterizados por variações nos campos de velocidades. Estas variações provocam outras variações nas equações de momentum, energia e concentrações de espécies. Como as variações podem ser pequenas e de alta frequência, tornam-se muito dispendiosas para serem resolvidas computacionalmente, tendo sido por isso criados modelos para simplificar essa resolução.

Um modelo de turbulência é a construção e o uso de um modelo para prever os efeitos de turbulências em escoamentos. Em CFD, um modelo de turbulência é um processo computacional para incluir os efeitos da turbulência na solução do sistema de equações médias do escoamento, de modo que uma variedade maior de problemas possa ser calculada (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

A escolha do modelo de turbulência depende das condições do problema, do nível de exatidão pretendido, entre outros, não se podendo considerar que algum modelo seja melhor que o outro e indicado para todos os problemas. No caso particular deste trabalho, a escolha do modelo de turbulência centrou-se a partir da comparação dos dados gerados pelo modelo *Realizable* $\kappa - \varepsilon$ e *Shear Stress Transport* (SST) $\kappa - \omega$.

2.3.6 Modelo $\kappa - \varepsilon$

Os modelos de turbulência mais simples são os modelos de duas equações de transporte, que permitem calcular independentemente velocidade e distâncias características de turbulência. Os modelos $\kappa - \varepsilon$ pertencem a este grupo de modelos e são dos mais utilizados devido à sua economia computacional e razoável precisão num largo espectro de escoamentos turbulentos. À medida que foram identificadas limitações no modelo Standard $\kappa - \varepsilon$, surgiram modelos melhorados como é o caso dos modelos RNG $\kappa - \varepsilon$ e Realizable $\kappa - \varepsilon$.

2.3.6.1 Modelo *Standard* $\kappa - \varepsilon$

O modelo *Standard* $\kappa - \varepsilon$ é um modelo baseado nas equações de transporte do modelo para a energia cinética de turbulência (κ) e sua taxa de dissipação (ε). A equação modelo de transporte (κ) é derivada a partir da equação exata, enquanto a equação modelo de transporte (ε) foi obtida usando raciocínio físico, e tem pouca semelhança com sua contraparte matematicamente exata.

Na derivação do modelo $\kappa - \varepsilon$, a suposição é que o fluxo é totalmente turbulento e os efeitos da viscosidade molecular são desprezíveis. O modelo $\kappa - \varepsilon$ é, portanto, válido apenas para fluxos totalmente turbulentos.

O modelo de turbulência *Standard* $\kappa - \varepsilon$ (RODI, 1980) relaciona a viscosidade turbulenta a (κ) e a taxa de sua dissipação (ε) através da equação 21.

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (21)$$

Onde c_μ é uma constante empírica ε e é dado pela equação 22:

$$\varepsilon = \frac{\overline{\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}}}{\rho} \quad (22)$$

Para este modelo as equações de transporte são as equações 23 e 24:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_K \quad (23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (24)$$

Os parâmetros $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$ são constantes, e σ_k e σ_ε são os números de Prandtl turbulentos para k e ε , respectivamente. As constantes do modelo são as seguintes:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (25)$$

2.3.6.2 Modelo *Realizable* $\kappa - \varepsilon$

Este modelo difere do modelo *Standard* $\kappa - \varepsilon$ de duas maneiras importantes: O modelo *Realizable* contém uma formulação alternativa para a viscosidade turbulenta e uma equação de transporte modificada para a taxa de dissipação ε , foi derivada de uma equação exata para o transporte da flutuação de vorticidade quadrada média. O termo “*Realizable*” significa que o modelo satisfaz restrições matemáticas na tensão de Reynolds, consistentes com a física de escoamentos turbulentos. Uma das vantagens deste modelo é que prevê com mais precisão a taxa de expansão dos jatos.

Para este modelo as equações de transporte são as equações 26 e 27:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (26)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (27)$$

onde:

$$C_1 = \max \left(0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right), \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (28)$$

As constantes do modelo são as seguintes:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2 \quad (29)$$

2.3.7 Modelo $\kappa - \omega$

O modelo $\kappa - \omega$ padrão no ANSYS Fluent é baseado em um modelo proposto em Wilcox (1988), que incorpora modificações para efeitos de baixos números de Reynolds, compressibilidade e espalhamento do fluxo de cisalhamento. Um dos pontos fracos do modelo de Wilcox é a sensibilidade das soluções aos valores de $\kappa - \omega$ fora da camada de cisalhamento (sensibilidade do fluxo livre), o que pode ter um efeito significativo na solução, especialmente para fluxos de cisalhamento livre (MENTER, 2009).

O modelo $\kappa - \omega$ padrão é um modelo empírico baseado nas equações de transporte do modelo para a energia cinética de turbulência (κ) e a taxa de dissipação específica (ω), que também pode ser considerada como a razão de ε e κ (WILCOX, 1988).

Como o modelo $\kappa - \omega$ foi modificado ao longo dos anos, os termos de produção foram adicionados às equações, o que melhorou a precisão do modelo para prever fluxos de cisalhamento livre.

O modelo $\kappa - \omega$ padrão relaciona a viscosidade turbulenta a (κ) e à frequência de turbulência (ω), como mostrado na equação 30.

$$\mu_t = \frac{\kappa}{\omega} \quad (30)$$

O κ e ω são calculados a partir das equações de transporte 31 e 32:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G - \rho \beta' \kappa \omega \quad (31)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \alpha \frac{\omega}{k} G - \rho \beta \omega^2 \quad (32)$$

As constantes são $\beta' = 0,09$, $\alpha = 5/9$, $\beta = 3/40$ e os números de Schmidt turbulentos para κ e ω , $\sigma_\kappa = 2$ e $\sigma_\omega = 2$. O modelo é numericamente estável, especialmente para baixos números de Reynolds, pois tende a produzir soluções convergentes mais rapidamente do que o modelo $\kappa - \epsilon$.

2.3.7.1 Modelo SST $\kappa - \omega$

Esse modelo combina o modelo *Standard* $\kappa - \epsilon$ (RODI, 1980) e $\kappa - \omega$ (WILCOX, 1988); virtualmente, é uma transformação da formulação $\kappa - \epsilon$ em uma formulação $\kappa - \omega$ e uma adição subsequente de certas equações (STAMOU et al., 2008).

O modelo SST baseado em $\kappa - \omega$ usa uma função de mistura para combinar os modelos $\kappa - \epsilon$ e $\kappa - \omega$; na região próxima à parede, o modelo $\kappa - \omega$ é ativado, enquanto para o restante do fluxo o modelo $\kappa - \epsilon$ é usado. Por esta abordagem, o desempenho perto da parede do modelo $\kappa - \omega$ é utilizado sem os erros potenciais resultantes da sensibilidade do fluxo livre desse modelo. Stamou e Katsiris (2006) aplicaram o modelo de turbulência SST $\kappa - \omega$ em ambiente interno; eles calcularam as velocidades do ar e as temperaturas em uma sala de escritório. Os cálculos foram comparados com experimentos e com os resultados do modelo $\kappa - \epsilon$, do modelo RNG $\kappa - \epsilon$ e do modelo laminar. Concluiu-se que (a) todos os três modelos turbulentos testados predizem satisfatoriamente as principais características qualitativas dos campos de fluxo e temperatura e (b) cálculos com o modelo baseado em SST $\kappa - \omega$ mostraram a melhor concordância para o problema estudado.

3 METODOLOGIA

Este capítulo está dividido em duas partes. A primeira é composta pela apresentação do Museu do Universo, seguida de uma breve descrição do trabalho experimental usado para calibração do modelo CFD. A segunda parte detalha a metodologia aplicada para realização da simulação CFD.

3.1 Museu do Universo – Planetário da cidade do Rio de Janeiro

Criada em 1970, a Fundação Planetário da Cidade do Rio de Janeiro tem o objetivo de difundir a Astronomia, ciências afins e desenvolver projetos culturais. Conta com diversas atividades, como sessões de cúpula, experimentos interativos, observações ao céu através de telescópio, cursos, palestras e exposições (Fundação Planetário, 2015). A instituição possui uma área total de 16.000 m², sendo 12.000 m² de área construída, onde se encontra a edificação estudo de caso deste trabalho: o Museu do Universo. A Figura 5 traz uma visão externa da sua face norte.

O Museu do Universo é composto pelo térreo, dois pavimentos e terraço. O térreo e os dois pavimentos recebem as exposições e os experimentos, enquanto no terraço localizam-se os telescópios para visualização do céu. Pelo fato do terraço ser um espaço aberto e portanto não condicionado, o mesmo não foi incluído neste estudo.

3.2 Dados experimentais

Esta seção será utilizada para descrever de forma resumida a fonte de dados para validação do modelo CFD. As informações apresentadas foram retiradas do trabalho de Aragao (2014), no qual foi realizada a avaliação do sistema de condicionamento de ar do Museu do Universo através do método prescritivo do Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos RTQ-C (PROCEL, 2017), além das medições de temperatura, radiação solar e umidade relativa nos meses de maio e junho de 2014.

3.2.1 Levantamento de dados do projeto do sistema de condicionamento de ar

O sistema de condicionamento instalado na edificação é do tipo expansão indireta com condensação a água e inclui os equipamentos típicos: chiller, torre de resfriamento, fan

Figura 5 - Vista da face norte do Museu do Universo



Fonte: Aragão, 2014.

coil e bombas centrífugas. A Tabela 4 lista os fan coils instalados com as suas capacidades e respectivos locais atendidos.

Por meio das plantas fornecidas e de verificações in loco, foi feita uma verificação da circulação do ar no interior da edificação, baseada em Costa Filho et al. (2015). O ar é insuflado por fan coils através de dutos e distribuído por difusores pelo ambiente.

O ar de insuflamento provido pelos fan coils estabelece uma pressão positiva no interior da edificação e o equilíbrio da massa de ar contida no volume de controle estudado é feito através de aberturas permanentes existentes na parte inferior das faces de vidro norte e sul, por onde o excesso de ar é lançado para o meio externo (Costa Filho et al., 2015). O ar de renovação é captado pelos fan coils dentro das suas respectivas salas de máquinas. Esse ar entra na sala de máquinas devido à pressão negativa promovida naquele ambiente pela sucção do ventilador do fan coil, trazendo o ar de renovação do meio externo para o interior da sala de máquinas através de janelas com venezianas. Após entrar na sala de máquinas, o ar externo captado é então misturado com o ar de retorno, filtrado, desumidificado e insuflado novamente no interior da edificação. A entrada do ar no plenum para retorno se dá através de uma fresta contínua de 5 cm de largura no teto junto a parede curva que separa a área estudada da cúpula Carl Sagan (Costa Filho et al., 2015).

A circulação do ar é predominantemente horizontal por pavimento, e ascendente para o excesso de ar, que sai pelas aberturas permanentes localizadas nas arestas inferiores de ambas as faces norte e sul da cobertura de vidro. Na parte superior junto ao domus de vidro, o ar quente fica estagnado (Costa Filho et al., 2015). No período em que ocorreram as medições, o chiller estava operando com apenas 2 dos 6 compressores previstos, e os

Tabela 4 - Especificações técnicas e locais atendidos pelos fan coils.

TAG	Capacidade(TR)	Vazão(m^3/h)	Local Atendido
CA 03	15	10900	Mezanino-Térreo
CA 05	10	7200	Mezanino-Térreo
CA 02	5	3600	Biblioteca-Térreo
CA 10	1	800	Sala da Lua-Térreo
CA 07	10	7200	Mezanino-1º Pav
CA 11	20	14200	Mezanino-1º Pav
CA 08	30	20400	Cúpula Carl Sagan-1º Pav
CA 12	10	7200	Auditório-1º Pav
CA 06	3	2200	Sala do Conselho-1º Pav
CA 16	35	24500	Mezanino-2º Pav
SALA DO SOL	15	24500	Mezanino-2º Pav
CA 13 35	35	24500	Mezanino-2º Pav
CA 09	35	24500	Cúpula Carl Sagan-2º Pav
CA 15	7,5	5300	Atend. ao Visitante-2º Pav
CA 14	15	2200	Cinema-2º Pav

Fonte: Adaptado de Aragao (2014).

fan coils do 2º pavimento estavam desligados, prejudicando a circulação de ar.

3.2.2 Levantamento de dados em campo utilizando o software LabView

Durante o período das medições, foram coletadas informações de temperatura, umidade relativa e radiação solar dentro e fora do Museu do Universo, com suporte financeiro da Agência de Cooperação Internacional Alemã (GIZ), para fins de levantamento de informações para preparação de um modelo computacional pela empresa alemã Ecofys, contratada pela GIZ (ARAGAO, 2014). Os sensores foram instalados em locais definidos pela Ecofys. Os sensores de temperatura são do tipo Pt-100, conhecidos como RTD, de 4 fios para eliminar as perdas ôhmicas na medição (ARAGAO, 2014). A medição da radiação solar foi feita posicionando os piranômetros com o mesmo ângulo de inclinação do envidraçamento da face norte da edificação. A Tabela 5 apresenta as especificações dos sensores utilizados.

O sistema de aquisição de dados utilizado foi o controlador lógico programável da National Instruments Inc.(NI) chamado Compact FieldPoint, modelo cFP-2020, montado com três placas condicionadoras de sinal de 16 bits de resolução na conversão analógica/digital, sendo duas placas NI-RTD-124 para conexão dos RTDs de 4 fios e uma placa de entrada analógica NI-AI-110, que recebeu os sinais provenientes dos sensores de umidade e radiação solar. Cada placa condicionadora de sinal foi montada com

Tabela 5 - Especificações dos Sensores.

Tipo	Fabricante	Modelo	Faixa de medição	Precisão
RTD-4 fios	Exacta	EX-33-PA-S4	- 50°C a 200°C	± 0,1°C
Higrômetro po- limérico capacitivo	Honeywell	HIH-4000	0 a 100%	± 3,5%
Piranômetro de ter- mopilhas	Kipp & Zonen	CMP 3	0 a 2000W/m ²	5 a 20μV/(W/m ²)

Fonte: Adaptado de Aragao (2014).

um bloco de conexões NI-CB-01. Todos os sensores foram ligados utilizando cabos de bitola AWG 22 ou AWG 26 com blindagem eletromagnética, que foi necessário porque o Museu conta com vários equipamentos eletrônicos que poderiam causar interferência, prejudicando as medições. Todas as ligações entre os fios e as placas e blocos de conexões foram soldadas para evitar a geração de ruídos eletromagnéticos.

O programa de supervisão de dados rodou continuamente, exceto em períodos de manutenção, e ficou instalado em notebook conectado ao cFP via cabo de rede crossover RJ45. A taxa de amostragem do cFP é uma medição por segundo e foi escolhido o registro de uma medição a cada minuto. A Tabela 6 apresenta a localização dos sensores em suas coordenadas e as Figuras 6 e 7 apresentam graficamente a localização dos sensores. Os referenciais escolhidos foram:

Eixo x : referência de norte-sul a partir da face norte do pilar central;

Eixo y : referência de leste-oeste a partir da face leste do pilar central; e

Eixo z : referência de elevação a partir do piso térreo.

Ao final das medições, todos os sensores de temperatura foram recolhidos ainda conectados ao sistema de aquisição de dados e mergulhados simultaneamente em uma mistura de água e gelo fundente com agitação. Os desvios dos valores lidos em cada um dos 14 sensores utilizados ficaram menores do que 1°C em relação a este ponto fixo da escala de temperatura. As Figuras 8 e 9 ilustram alguns dos sensores e equipamentos que foram utilizados na realização das medições higrotérmicas realizadas no interior e exterior do Museu do Universo. Os sensores de temperatura ilustrados na figura 8 estão sombreados por papel alumínio para refletir a irradiação.

3.2.3 Análise dos dados medidos

As variações de temperatura, radiação solar e umidade relativa, registradas ao longo do dia escolhido, são apresentadas nas figuras 10 e 11. Pela figura 10 fica evidente

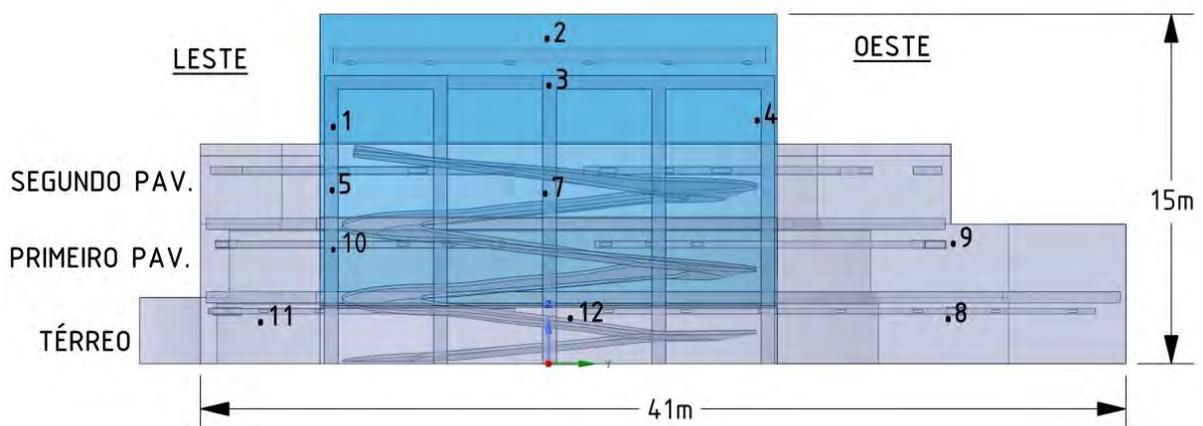
Tabela 6 - Tipo e coordenadas da localização dos sensores

Número	X(m)	Y(m)	Z(m)
1	-8,92	0,00	12,00
2	-2,05	1,50	12,84
3	-0,80	1,80	12,30
4	8,88	0,00	10,67
5	-9,64	0,00	8,63
6	0,00	-8,47	9,51
7	0,00	0,00	7,86
8	15,63	0,00	2,38
9	14,62	0,00	5,70
10	-9,64	0,00	5,36
11	-14,14	0,00	2,30
12	0,00	0,00	1,00
13	0,00	-4,66	11,63
14	0,00	-7,53	6,89
Radiação solar interna	0,00	0,00	11,70
Radiação solar externa	9,60	4,50	12,36
Umidade relativa interna	0,10	0,00	7,86
Umidade relativa externa	0,00	-4,66	11,63

Legenda: Os números de 1 a 12 e 14 correspondem aos sensores de temperatura interna e o 13 ao de temperatura externa.

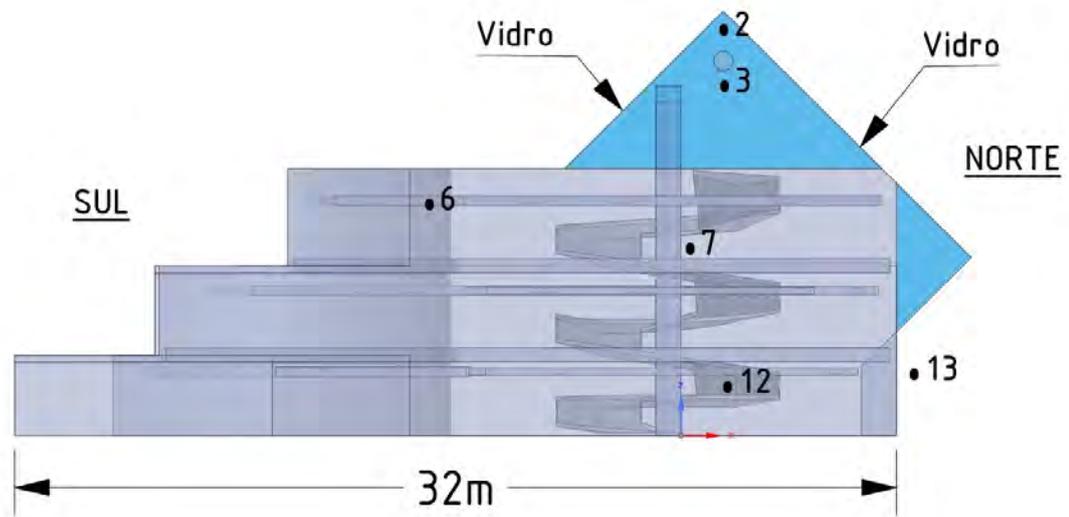
Fonte: Adaptado de Aragao (2014).

Figura 6 - Corte longitudinal com a localização dos sensores.



Fonte: O autor, 2021.

Figura 7 - Corte transversal com a localização dos sensores.



Fonte: O autor,2021.

Figura 8 - Vista interna do domus com dois sensores de temperatura e um de radiação solar.



Fonte: Aragao (2014).

Figura 9 - (a) Sensores de temperatura e umidade relativa do ar (internos) e (b) piranômetro externo posicionado sobre a face norte da cobertura de vidro.



que o dia escolhido foi de céu claro, o sensor de radiação solar interna indica os momentos em que ele esteve sombreado pela estrutura que suporta o vidro registrando nestes períodos a radiação difusa, e aqueles em que ficou exposto, servindo para avaliar a transparência da cobertura de vidro. A umidade relativa externa decresceu durante o período de luz solar em função da elevação da temperatura ambiente; o ar aquecido consegue reter maior quantidade de vapor d'água, fazendo decrescer o valor da umidade relativa.

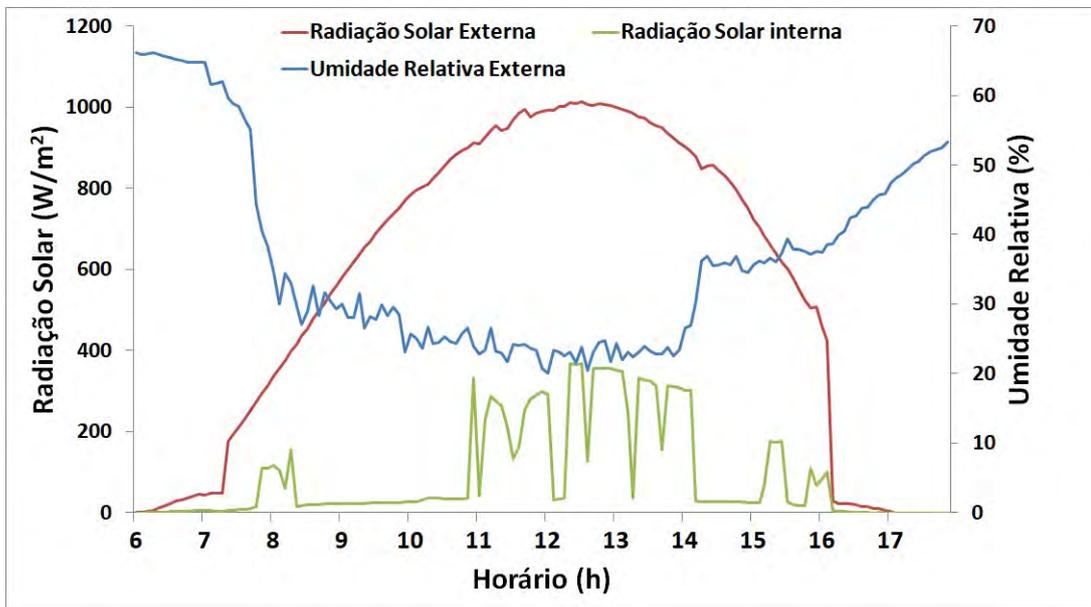
É possível verificar na figura 11 que as temperaturas mais elevadas foram registradas pelos sensores 1 a 4, que foram instalados em pontos mais altos do 2º pavimento. Essas temperaturas ficaram sempre acima da temperatura do ar exterior (sensor 13) durante o período de luz solar, o que denota claramente o impacto térmico que é promovido no interior da edificação em função da cobertura de vidro do Museu do Universo. A diferença de temperatura registrada entre o ponto mais alto do 2º pavimento (sensor 2) e o piso térreo (sensores 8 a 12) chegou a cerca de 30°C em alguns momentos, o que indica uma grande estratificação da temperatura no interior da edificação.

3.3 Simulação CFD aplicada ao estudo do conforto térmico do Museu

Nesta seção, serão apresentadas todas as etapas para determinação dos campos de velocidade e temperatura no interior do Museu. Além disso, as considerações e condições de contorno também serão informadas, assim como as características do ambiente e dos participantes da visita.

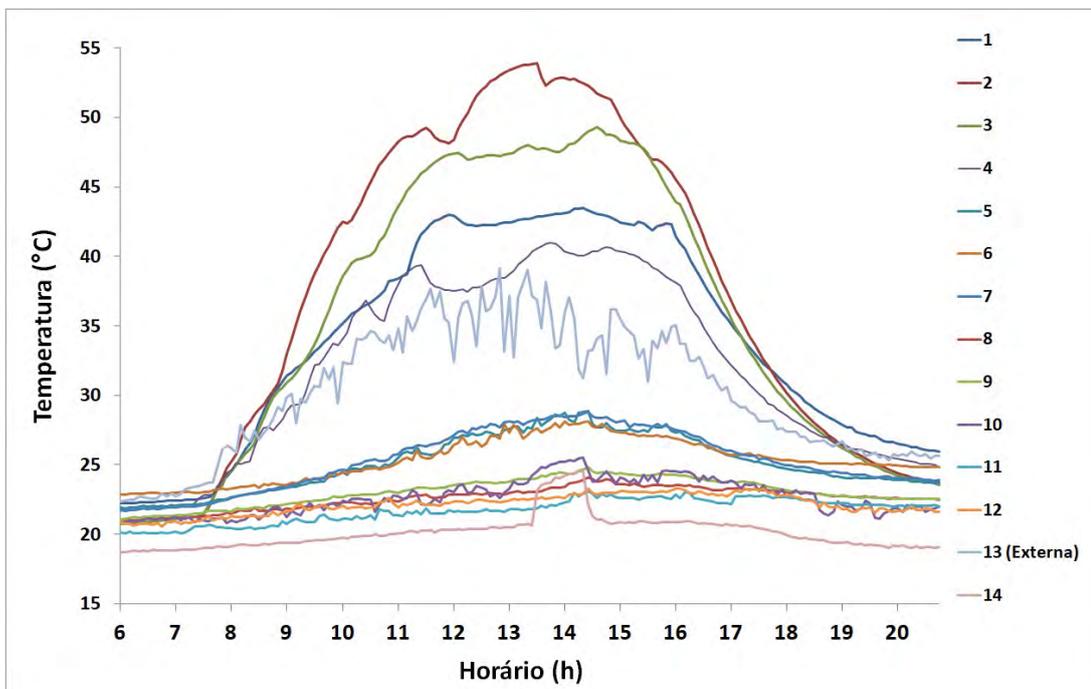
O trabalho foi realizado nas instalações do Centro de Projetos de Navios da Marinha do Brasil, onde foram cedidas a licença e o computador para rodar as simulações e gerar saídas de resultados na forma desejada. A licença local do Ansys Fluent utilizada na

Figura 10 - Variação da radiação solar e umidade relativa externa em 12/05/2014.



Fonte: Arago (2014).

Figura 11 - Variação da temperatura em 12/05/2014.



Fonte: Arago (2014).

Tabela 7 - Dados experimentais.

Data-12/05/2014				
Sensor / Horário	10:28 h	12:08 h	15:33 h	
1	36,31	42,93	42,36	
2	43,85	48,37	47,67	
3	39,82	47,41	47,78	
4	36,31	37,53	39,69	
5	24,66	26,92	27,5	
6	24,53	26,45	27,13	
7	25,11	27,16	27,86	
8	22,19	22,87	23,44	
9	22,85	23,51	24,2	
10	22,53	23,04	24,31	
11	21,12	21,6	22,59	
12	22,00	22,35	23,07	
13	34,03	32,41	33,31	
14	19,89	20,3	20,91	
Radiação Solar Externa(W/m^2)	824,73	991,91	617,15	
Radiação Solar Interna(W/m^2)	36,27	292,3	174,79	

Legenda: A enumeração de 1 a 14 corresponde a sensores de temperatura($^{\circ}C$).

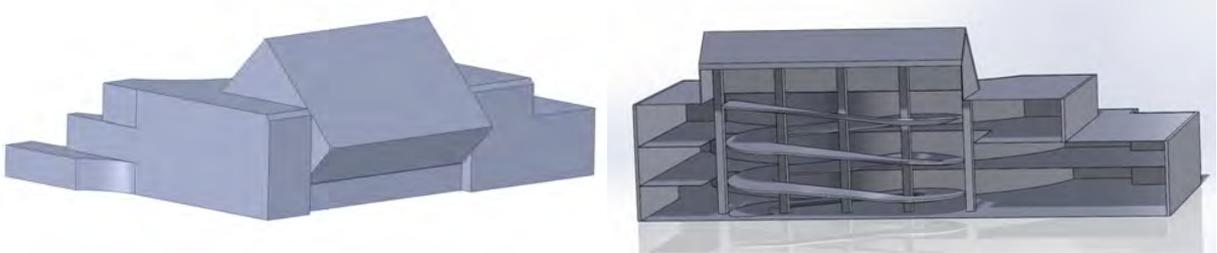
Fonte: Adaptado de Aragao (2014).

simulação possui restrição na utilização de capacidade de processamento da Workstation, o que acarretou uma subutilização de toda capacidade da máquina em aproximadamente 70%. A configuração da Workstation utilizada no trabalho está discriminada abaixo:

- Modelo HP Z8;
- 2 Processadores Intel Xeon 6130 2.1 16C;
- 12x 16 MB de memória RAM;
- 3TB HD; e
- Placa de vídeo GFX NVD QDR 16GB P5000.

Os resultados de interesse deste trabalho são os campos de temperatura e velocidade no interior do Museu do Universo. Foi realizada uma comparação entre os resultados da simulação com os valores medidos. A partir dos dados experimentais obtidos em Aragao (2014), foram escolhidos para a validação dos resultados numéricos os horários das 10:28:20, 12:08:20 e 15:33:20 h do dia 12 de maio de 2014. Os valores das temperaturas medidas para o dia e horários escolhidos para as simulações CFD são apresentados na Tabela 7.

Figura 12 - (a) Domínio computacional que corresponde ao volume de ar no interior do Museu do Universo e (b) Corte longitudinal mostrando as rampas, pisos e colunas retirados do domínio computacional.



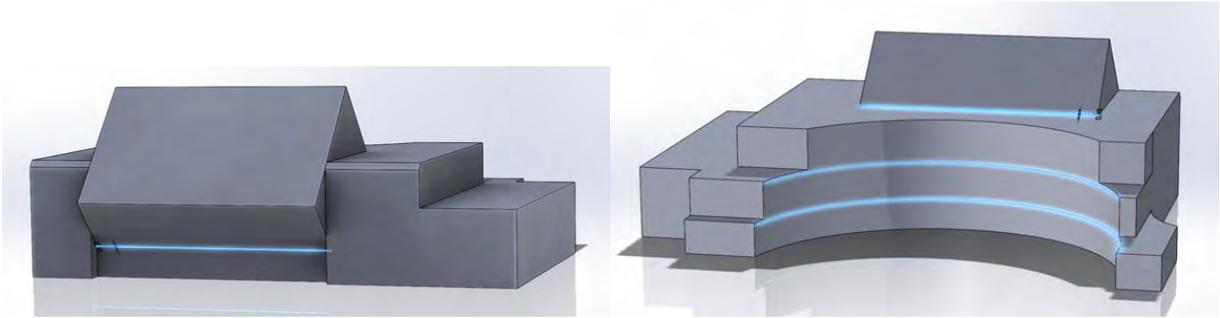
Fonte: O autor, 2021.

3.3.1 Geração do Volume de Controle

A geração do volume de controle foi realizada extraindo o ar interior do modelo construtivo do planetário, sendo esta a região de interesse para a análise. Neste domínio foram identificados e demarcados todos os pontos de insuflamento e exaustão de ar. Foi utilizada a ferramenta de modelagem SolidWorks@2017, seguindo como referência as plantas da arquitetura do Museu do Universo. Este processo foi executado da seguinte maneira: A geometria 3D, composta pela parte externa, cobertura envidraçada, rampas e pisos, foi criada no software de modo a permitir a sua separação em relação ao domínio fluido, conforme mostrado na figura 12; para as entradas de ar foram criados os dutos de insuflamento, para que a vazão de entrada de ar possa ser implementada na simulação, e para as saídas de ar foram demarcadas as áreas correspondentes para esta finalidade. As figuras 13 e 14 apresentam a representação das entradas e saídas de ar.

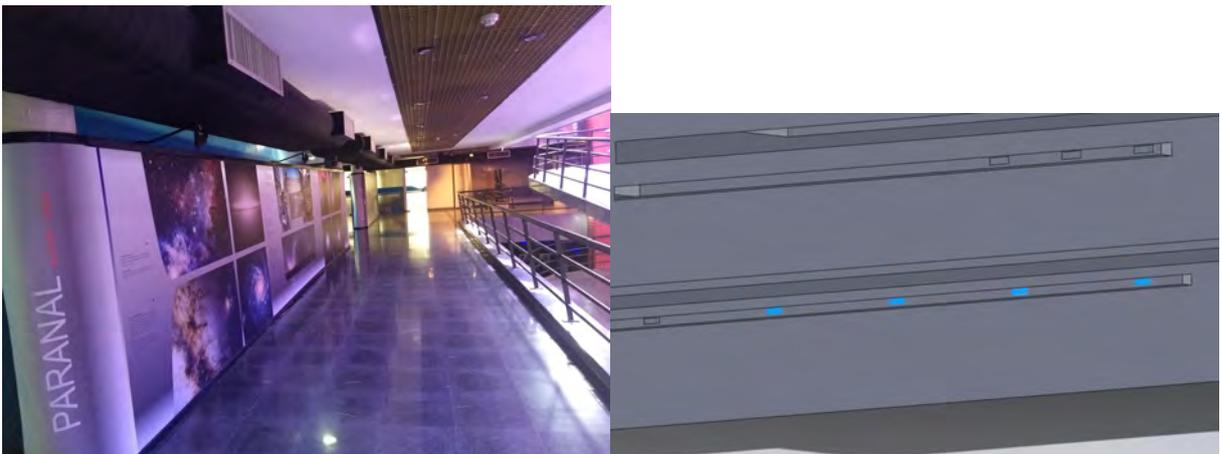
Para inserir a saída de ar do volume de controle correspondente ao retorno do ar condicionado por plenum, foi criada uma abertura natural para a atmosfera com área equivalente e nas mesmas posições das frestas de 5 cm que contornam as paredes curvas que separam a área modelada da Cúpula Carl Sagan, conforme mostrado na figura 13. No SolidWorks, após desenhada toda a arquitetura foi gerado um volume de controle subtraído de toda a região sólida modelada anteriormente, o que proporcionou obter todo o volume de ar interior, o que foi objeto de estudo deste projeto. A estrutura metálica que sustenta a cobertura de vidro foi desconsiderada na geração do volume de controle, a fim de simplificar a geração da malha.

Figura 13 - (a) Extração de ar pela aresta inferior da face norte da cobertura de vidro e (b) Extração de ar pelas frestas de retorno do ar condicionado e pela aresta inferior da face sul da cobertura de vidro.



Fonte: O autor, 2021.

Figura 14 - (a) Entradas de Ar e (b) Detalhe das entradas de ar - SolidWorks.

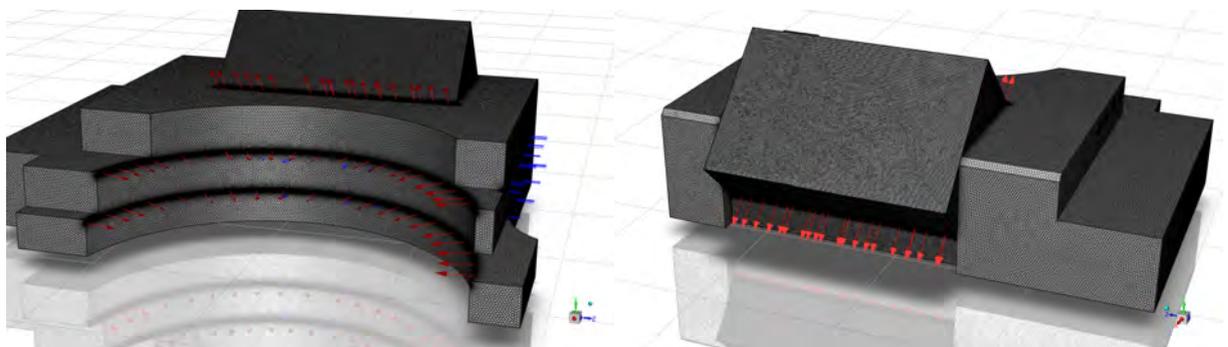


Fonte: O autor, 2021.

Tabela 8 - Propriedades da Malha 0

Número de Células	1.444.195
Número de Faces	7.903.672
Número de Nós	5.620.672
Menor elemento da malha (m)	0,05
Maior elemento da malha(m)	0,5
Tamanho da aresta do elemento nas entradas de ar(m)	0,05
Tamanho do elemento nas saídas(m)	0,025
Tamanho do elemento na cobertura de Vidro(m)	0,25
Tipo de Malha	Poliédrica

Figura 15 - (a) Projeção frontal da malha e (b) Projeção da malha na face norte e cobertura do Museu.



Fonte: O autor, 2021.

3.3.2 Geração e Teste da Malha

O processo de geração de malha foi realizado no módulo Fluent Meshing. A malha foi gerada com a característica *default* do software, refinada nas regiões de interesse (entradas e saídas de ar e próximo da cobertura envidraçada). Para o teste de malha foram geradas 3 malhas. A primeira, chamada de 0, com tempo de geração de aproximadamente 2 minutos, tem suas características apresentadas na Tabela 8. A Figura 15 apresenta a malha gerada.

Após a geração da malha 0, foi criada uma linha vertical no interior da mesma para monitoramento da temperatura. Ao redor dessa linha, foi criada uma região de refinamento localizado, a fim de verificar a alteração da temperatura nessa região de interesse, conforme o refinamento. As coordenadas dos pontos de geração da linha de monitoramento, e da região de refinamento, podem ser verificadas na Tabela 9.

A regiões foram refinadas duas vezes, gerando a malha 1 e 2. A comparação entre elas pode ser vista na Tabela 10. Após o teste com as 3 malhas, e monitoramento da temperatura na linha, chegou-se a conclusão que a malha 0 obteve qualidade suficiente,

Tabela 9 - Coordenadas da linha de monitoramento e região de refinamento.

Coordenadas						
Local	x_0 (m)	x_1 (m)	y_0 (m)	y_1 (m)	z_0 (m)	z_1 (m)
Linha Vertical	0	0	-2	-2	8	12
Região Vertical	-1	1	-3	-1	7,5	12,5

Tabela 10 - Comparação entre as malhas.

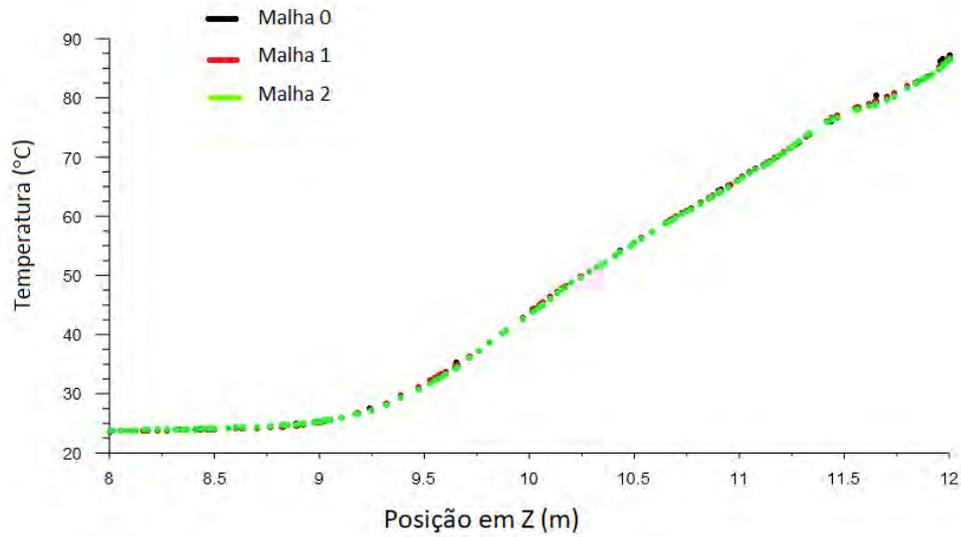
Malha	Número de Células	Variação
0	1.444.195	-
1	2.034.326	40,86%
2	2.221.041	53,79%

visto que a variação da temperatura em relação às outras malhas mais refinadas não foi suficiente para justificar o uso de uma malha mais refinada, como mostrado na figura 16. Hussain et al. (2012) também apresentam os resultados do teste de malha somente em uma linha vertical, para realização de simulação CFD em átrio. Isto porque os gradientes de temperatura aparecem de forma destacada somente na vertical em análises deste tipo.

3.3.3 Definição do Modelo de turbulência

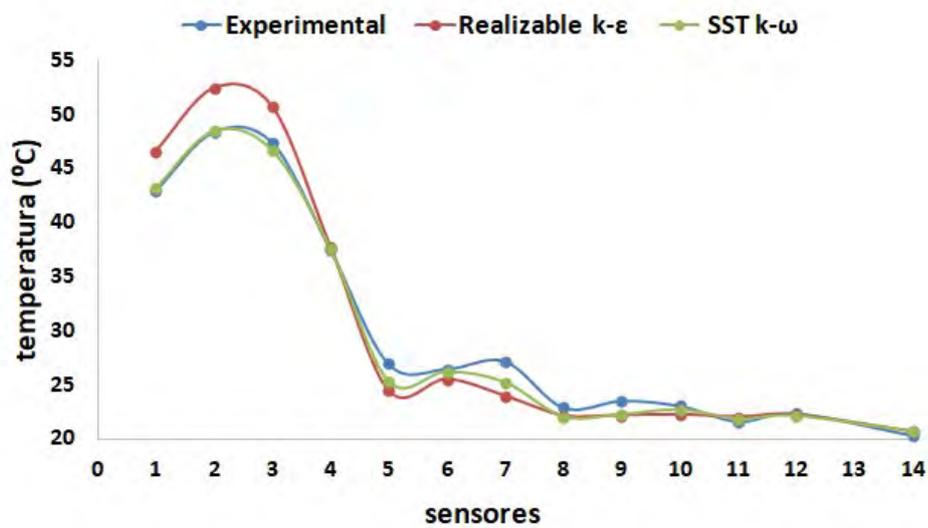
O modelo de turbulência escolhido foi SST $\kappa-\omega$. Para essa definição foram realizadas duas simulações, às 12:08 h do dia 12 de maio de 2014. Ambas foram realizadas com as mesmas condições, somente variando o modelo de turbulência, sendo a comparação realizada entre os modelos $\kappa-\epsilon$ Realizable e SST $\kappa-\omega$. Apesar da robustez, economia computacional, além de ser usado para uma grande quantidade de escoamentos turbulentos, o modelo $\kappa-\epsilon$ Realizable apresentou resultados simulados mais distantes dos medidos nos sensores de temperatura mais elevados. Como este modelo possui menor precisão nas regiões próximas a paredes, e a condição de contorno inserida na face norte do vidro tem uma influência significativa no campo de temperatura, isto pode justificar porque os resultados do teste com o modelo $\kappa-\epsilon$ Realizable ficaram até 4°C acima dos medidos, como mostrado na figura 17. Já os resultados do modelo SST $\kappa-\omega$ alcançaram os experimentais de forma bem mais precisa, principalmente nas regiões de temperaturas mais elevadas.

Figura 16 - Variação da temperatura ao longo da linha vertical para as malhas 0, 1 e 2.



Fonte: O autor, 2021.

Figura 17 - Comparação entre valores experimentais e simulados com os dois modelos de turbulência testados.



Fonte: O autor, 2021.

Tabela 11 - Características do escoamento nos difusores de ar condicionado.

DIFUSORES					
Local	Quant.	Vazão (kg/s)	D. hidráulico (m)	Reynolds	Intensidade Turbulenta
1° andar	6	2,074	0,251	56.900	0,040
	6	2,42	0,251	66.400	0,039
	6	1,313	0,251	36.000	0,043
	6	1,555	0,251	42.700	0,042
Térreo	1	0,16	0,193	11.900	0,049
	6	0,96	0,193	23.800	0,045
	7	1,12	0,193	35.700	0,043
	4	0,64	0,201	40.280	0,042
	5	0,8	0,201	45.300	0,041

3.3.4 Condições de contorno

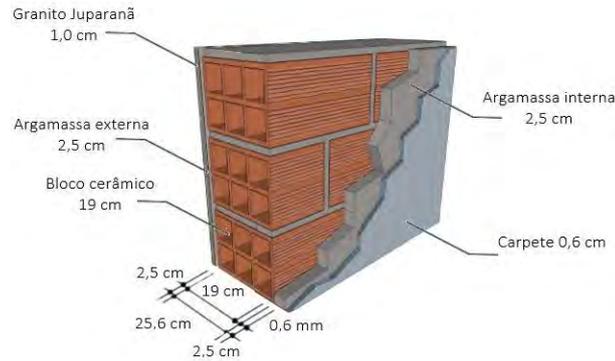
De forma a organizar adequadamente esta seção, as condições de contorno serão detalhadas por tópicos.

3.3.4.1 Entradas e saídas de Ar

No dia das medições, apenas os *fan coils* com codificação CA-02, CA-05, CA-07 e CA-11 estavam em funcionamento. A partir das informações constantes dos desenhos do projeto do sistema de condicionamento do ar, incluindo as vazões volumétricas nominais apresentadas na Tabela 4, foram determinadas as vazões mássicas correspondentes e algumas características do escoamento, conforme apresentadas na Tabela 11. Os valores dos números de Reynolds calculados confirmam a hipótese de regime turbulento apresentada na seção 2.3.1.1, reforçada pelos valores das intensidades de turbulência correspondentes, suficientes para admitir todo o escoamento como turbulento segundo Hussain et al. (2012). De acordo com Jones e Whittle (1992), os escoamentos nas grelhas e difusores do ar condicionado em edifícios são turbulentos. A temperatura medida pelo sensor n°14, instalado na saída de um dos difusores do ar de insuflamento, foi admitida como sendo a mesma para todos os demais. Esta hipótese teve suporte em avaliação experimental realizada em outro dia, no qual as temperaturas medidas em todos os difusores apresentaram variação dentro de uma faixa de 1,6°C, que incluía a temperatura registrada no sensor n°14.

As saídas de ar para o ambiente externo, divididas em quatro, estão indicadas na Figura 13. Como citado na subseção 3.2.1, a entrada de ar no plenum para retorno se dá através de uma fresta contínua de 5cm de largura no teto junto a parede curva que separa a área estudada da cúpula Carl Sagan, e essa condição de saída de ar forçada está

Figura 18 - Detalhe construtivo das paredes.



Fonte: Adaptado do Memorial Descritivo (2015).

representada pela superfície curva da Figura 13.

Na superfície inferior da cobertura de vidro, estão localizadas as aberturas de 5 cm de saída de ar natural, tanto na face norte como na face sul. As condições de contorno inseridas nas duas frestas foi saída natural, como demonstrado na Figura 13.

3.3.4.2 Temperaturas das paredes

As paredes, pisos e teto foram definidos como superfícies fixas, com condição de não deslizamento e sem rugosidade. As temperaturas de cada superfície foram também definidas. Um único valor de temperatura prescrita foi admitido como condição de contorno para todas as paredes. A partir dos dados dos sensores nº12 (temperatura do ar interior) e 13 (temperatura do ar externo), e dos dados obtidos no memorial descritivo da construção, foi possível calcular a temperatura interna das paredes, admitindo o fluxo de calor unidirecional em regime permanente. A Figura 18 mostra as dimensões e as características construtivas das paredes. Na Tabela 12 são apresentados os valores de condutividade térmica utilizados para o cálculo desta temperatura. A Eq. 33 calcula o fluxo de calor nas paredes utilizando o conceito da resistência térmica total, onde $T_{\infty,1}$ e $T_{\infty,2}$ são respectivamente as temperaturas do ar externo e interno. A resistência térmica total será a soma das resistências térmicas condutivas e convectivas, dado que todas estas resistências estão em série. As Eq. 34 e 35 representam as resistências térmicas convectivas e condutivas, respectivamente.

$$\dot{q} = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{total}} \quad (33)$$

Tabela 12 - Condutividade térmica dos materiais da parede.

Material	Condutividade térmica (W/m· K)
Granito	3,5
Argamassa	0,2
Bloco Cerâmico	0,9
Carpete	0,17

Fonte: Incropera et al. (2014)

Tabela 13 - Temperaturas prescritas para as paredes.

Horário	10:28 h	12:08 h	15:33 h
Temperatura	22,79 °C	23,01 °C	23,74 °C

$$Rt_{conv} = \frac{1}{h} \quad (34)$$

Onde h é o coeficiente de película. Foi considerado para h o valor de $23,35 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ para a superfície externa, utilizando o valor médio para o vento entre o inverno e verão na direção horizontal, e de $9,26 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ para a superfície interna considerando uma superfície não reflexiva, com ar na direção horizontal, como determinado na Tabela 1 do capítulo 26 da norma ASHRAE (2009).

$$Rt_{cond} = \frac{x}{k} \quad (35)$$

Onde k é a condutividade térmica do material da parede e x a espessura. As temperaturas internas das paredes são apresentadas na Tabela 13.

3.3.4.3 Pisos, Rampas e Pilares

Para todos estes elementos foi empregada a condição de contorno de temperatura prescrita, exceto para os pisos térreo e do primeiro pavimento. Para estes, foi calculada a carga térmica liberada pelas pessoas no momento da visitação, e este fluxo de calor foi distribuído de forma uniforme em toda a  rea. A partir de informa es sobre bilheteria, foi determinado como referência um quantitativo de 20 pessoas no térreo e 10 pessoas no primeiro pavimento no momento das medi es. Admitindo uma atividade "Em p , relaxado", com taxa metabólica de 1.2 met, retirado da norma ASHRAE-55 (2017), o

Tabela 14 - Fluxos de calor prescritos para os pavimentos térreo e primeiro, e dados usados no cálculo.

Local	Quantidade de pessoas	Área (m^2)	Fluxo de calor (W/m^2)
Térreo	20	868,26	3,34
1° Pavimento	10	426,47	3,4

Tabela 15 - Temperaturas prescritas para os pisos, rampas e pilares.

Local / Horário	Temperatura($^{\circ}C$)		
	10:28 h	12:08 h	15:33 h
2° Pavimento	24,88	27,04	27,68
Pilares	23,55	24,75	25,46
Rampas	23,55	24,75	25,46

fluxo de calor em cada pavimento pode ser observado na Tabela 14.

Para o piso do segundo pavimento, como não estava recebendo visitação, foi considerada a temperatura média entre os sensores mais próximos, de n  5 e 7. Da mesma forma, para os pilares e rampa, usando os sensores n  7 e 12. A Tabela 15 apresenta as temperaturas adotadas.

3.3.4.4 Cobertura envidraçada

As condições de contorno foram de temperatura prescrita para todas as faces da cobertura envidraçada, exceto para a norte, que foi de fluxo de calor prescrito. As temperaturas internas das faces sul, leste e oeste foram calculadas pelo mesmo procedimento apresentado na seção 3.3.4.2., com o mesmo valor do coeficiente de película externo, com as temperaturas dos sensores 4 e 13, utilizando um coeficiente de película interno de $4,15 W/m^2 \cdot ^{\circ}C$, correspondente ao ar parado com inclinação de 45° e com emissividade $\varepsilon=0,05$, conforme a ASHRAE (2009). A face norte inferior teve sua temperatura aproximada pela temperatura externa, medida pelo sensor 13.

A estrutura metálica que sustenta o vidro produz uma sombra relevante sobre os pavimentos, que varia com a mudança da posição do sol durante o dia. Além do sombreamento gerado pela estrutura, na parte frontal da face norte do Museu existe uma grande árvore, que projeta uma área de sombra sobre a fachada e sobre o vidro, como visto na figura 19. A partir dessas informações foi necessário corrigir os valores da carga térmica distribuída na face norte da cobertura envidraçada, a partir dos dados medidos do fluxo de calor no piran metro. O valor do fluxo de calor medido foi reduzido de forma proporcional a quantidade de área sombreada e depois distribuído uniformemente por toda

Figura 19 - Sombreamento gerado pela árvore.



Fonte: Costa Filho et al. (2015).

Tabela 16 - Condições de contorno da cobertura envidraçada.

Horário	10:28 h	12:08 h	15:33 h
Norte superior	36,27 W/m^2	120 W/m^2	125 W/m^2
Norte inferior	34,03 °C	32,41 °C	33,31 °C
Sul	36,31 °C	37,53 °C	39,69 °C
Leste	36,31 °C	37,53 °C	39,69 °C
Oeste	36,31 °C	37,53 °C	39,69 °C
Sombreamento(Norte superior)	10%	40%	15%

a face norte. As informações da cobertura envidraçada estão apresentadas da Tabela 16, sendo a área total da face norte igual a 255,6m², com 95m²(37%) de área correspondente a estrutura metálica que suporta o vidro.

3.3.5 Propriedades dos materiais.

As Tabelas 17 e 18 apresentam as propriedades dos materiais utilizados no domínio fluido (ar), nos dutos do sistema de condicionamento (aço galvanizado), em toda parte estrutural, como paredes, rampas e pisos (concreto), e na cobertura (vidro).

Tabela 17 - Propriedades do ar a 25°C e 1 atm.

ρ (dens.) kg/m ³	C_p (calor esp.) J/(kg·K)	k (cond. térm.) W/(m·K)	μ (visc.) kg/(m·s)	α (dif. térm.) m ² /s
1,18	1.007	0,025	1,84E-5	2,14E-5

Fonte: Çengel Yunus A.; Ghajar (2012)

Tabela 18 - Propriedades dos materiais de construção.

Material	ρ (dens.) kg/m ³	C_p (calor esp.) J/(kg·K)	k (cond. térm.) W/(m·K)
Aço-Galvanizado	7800	460	55
Concreto	2300	1	1,75
Vidro	2500	840	1

Fonte: Çengel Yunus A.; Ghajar (2012)

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos nas simulações CFD. Além disso, será realizada uma discussão dos resultados, a partir da comparação entre a simulação CFD e os resultados experimentais. Outrossim, os resultados encontrados servirão de base para análise do conforto térmico do Museu.

4.1 Critérios de Convergência

A simulação teve uma quantidade de iterações diferentes para os 3 (três) horários escolhidos, em virtude de a convergência ter sido alcançada em momentos diferentes para cada caso. A convergência dos resultados numéricos buscou atender os seguintes critérios:

4.1.1 Conservação da Massa

No balanço de massa é esperado que a vazão mássica de saída seja igual a de entrada, resultando num resíduo zero. A Tabela 19 apresenta o resultado do balanço de massa extraído no relatório de resultados do próprio software, após o término de cada simulação para os três horários escolhidos. Pode-se observar que o balanço de massa foi atingido, tendo valores residuais inferiores a $3,3 \times 10^{-3}$ kg/s.

4.1.2 Resultados numéricos x experimentais

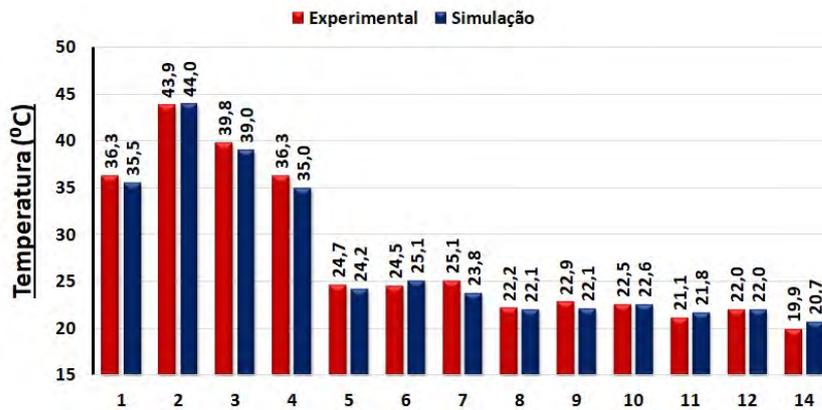
As Figuras 20, 21 e 22 mostram a comparação entre os resultados da simulação numérica e experimentais nos 13 sensores no interior do Planetário, distribuídos conforme já apresentado pelas Figuras 6 e 7. O sensor n° 13 não está listado pois estava posicionado na parte exterior do Museu. Na Figura 20 pode-se observar que o maior erro, encontrado no sensor n°4, corresponde a 3,7%.

Na Figura 21, de modo geral as temperaturas obtidas na simulação CFD do térreo até o 2° pavimento são ligeiramente inferiores aos valores experimentais, entretanto, em média, essa diferença oscila em torno de 1,7%. Na Figura 22 pode-se observar que exceto os sensores localizados no domus, as temperaturas experimentais foram superiores aos valores da simulação. Sendo a maior diferença encontrada no n° 7, no valor aproximado de 2°C. Salienta-se que a posição do sensor influencia diretamente nos resultados simulados, neste caso específico o sensor está fixado na coluna, que é uma região propícia à recirculação, e

Tabela 19 - Balanço de massa após a convergência.

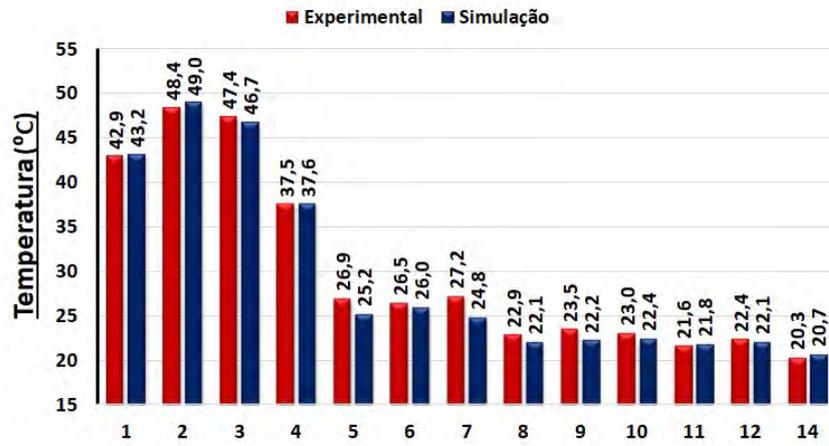
Local	Fluxo de Massa (kg/s)		
	Horário		
	10:28 h	12:08 h	15:33 h
Entrada-1ºAndar-1020	2,074	2,074	2,074
Entrada-1ºAndar-1190	2,42	2,42	2,42
Entrada-1ºAndar-646	1,313	1,313	1,313
Entrada-1ºAndar-765	1,555	1,555	1,555
Entrada-Térreo-170	0,16	0,16	0,16
Entrada-Térreo-340	0,96	0,96	0,96
Entrada-Térreo-510	1,12	1,12	1,12
Entrada-Térreo-680	0,64	0,64	0,64
Entrada-Térreo-765	0,8	0,8	0,8
Saída-1	-3.5011817	-3,4812715	-3,4960519
Saída-2	-2.0841334	-2,0440582	-2,075032
Saída-3	-3.9029469	-3,999823	-4,0014572
Saída-4	-1.5537824	-1,5165149	-1,4694196
Resultado	-4,4310796e-05	0,00033240438	3,9294971e-05

Figura 20 - Comparação entre as temperaturas medidas e simuladas para às 10:28 h.



Fonte: O autor, 2021.

Figura 21 - Comparação entre as temperaturas medidas e simuladas para às 12:08 h.



Fonte: O autor,2021.

Tabela 20 - Erros na comparação entre as temperaturas medidas e simuladas

Horário	Erro Absoluto Médio (°C)	Erro Relativo Total(%)	RMSE(%)
10:28 h	0,27	1,11	3,02
12:08 h	0,53	2,00	3,74
15:33 h	0,86	3,19	4,75

erros de convergência numérica.

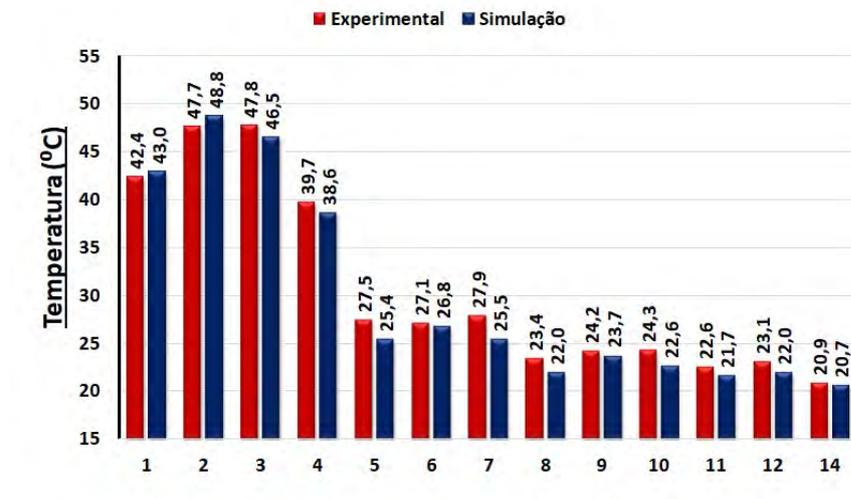
A tabela 20 apresenta os erros absoluto médio e erro relativo total e a raiz do erro quadrático médio (RMSE) calculados respectivamente pelas Eq. 36, 37 e 38, em que ν_s é o valor simulado e ν_m o valor medido.

$$e_a = |\nu_s - \nu_m| \quad (36)$$

$$e_m = \frac{|\nu_s - \nu_m|}{\nu_m} \times 100\%, \quad \text{para } \nu_m \neq 0 \quad (37)$$

$$e_{RMSE} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\nu_s^i - \nu_m^i)^2}{n}} \quad (38)$$

Figura 22 - Comparação entre as temperaturas medidas e simuladas para às 15:33 h.



Fonte: O autor, 2021.

O RMSE calculado representa uma medida de distância entre os dados experimentais e simulados, no sentido da média quadrática. O RMSE relativo a média dos valores experimentais ficou no intervalo de 3% e 4,75%, entre o horário da manhã e da tarde. Portanto é de se destacar que o erro permanece dentro de uma margem aceitável, tendo em vista a magnitude dos dados do conjunto.

4.2 Análise das distribuições de velocidade e temperatura

A apresentação das distribuições de temperatura e velocidade do ar se fez a partir da escolha de um plano vertical leste-oeste localizado na origem do eixo z e quatro planos horizontais com alturas de 1,5; 4,5; 8 e 12 metros, conforme mostrados nas Figuras 23 e 24. A Tabela 21 apresenta as temperaturas e velocidades médias em cada plano para os três horários simulados. A análise da velocidade no interior do Museu foi realizada a partir da sua distribuição obtida em cada um desses planos, e para cada horário selecionado.

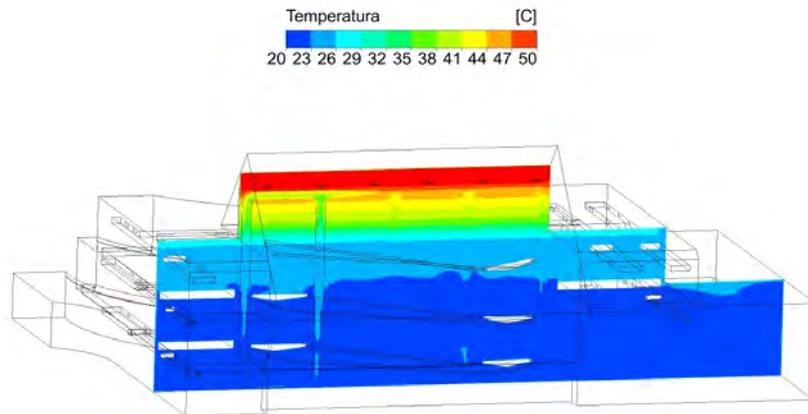
4.2.1 Distribuição de Velocidade.

As Figuras 25 e 26 apresentam a distribuição de velocidade do ar no plano vertical, nos horários das 10:28 e 12:08 h, respectivamente, mostrando picos de velocidade apenas nas regiões próximas das entradas de ar, representadas pelas áreas na cor vermelha. Foi

Tabela 21 - Temperaturas e velocidades médias nos planos de análise.

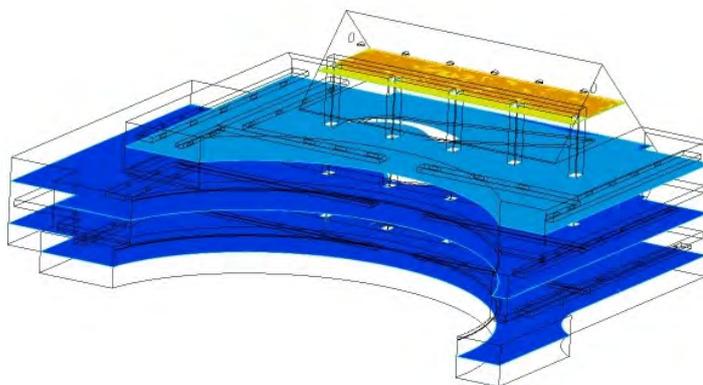
Temperatura Média (°C) / Velocidade Média (m/s)						
Horário	10:28 h	12:08 h	15:33 h	10:28 h	12:08 h	15:33 h
Plano 1,5 m	22,04	22,10	22,04	0,15	0,15	0,15
Plano 4,5 m	22,11	22,17	22,18	0,20	0,20	0,20
Plano 8 m	23,85	24,15	24,14	0,06	0,06	0,06
Plano 12 m	33,22	43,86	43,66	0,02	0,03	0,03

Figura 23 - Distribuição de temperatura no plano vertical às 15:33 h.



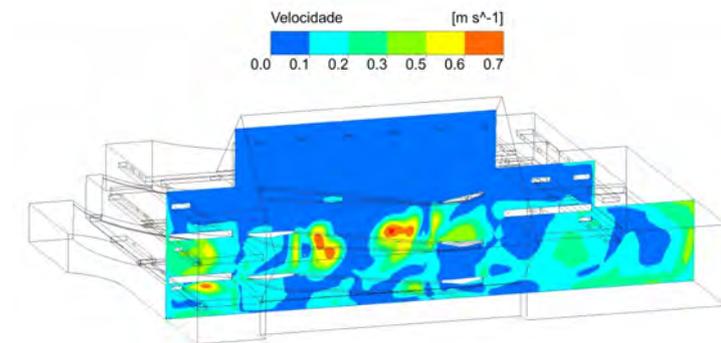
Fonte: O autor, 2021.

Figura 24 - Planos de análise horizontais.



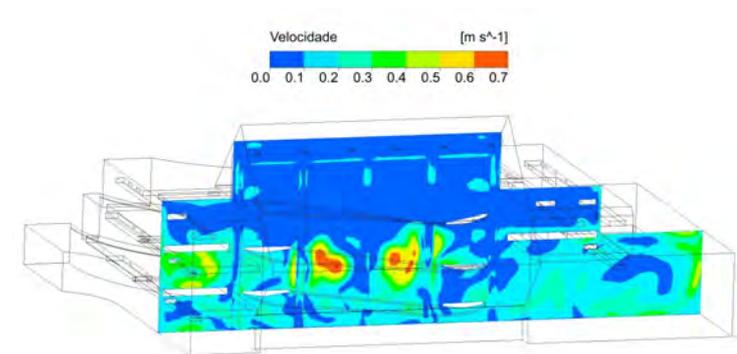
Fonte: O autor, 2021.

Figura 25 - Distribuição de velocidade no plano vertical às 10:28 h.



Fonte: O autor, 2021.

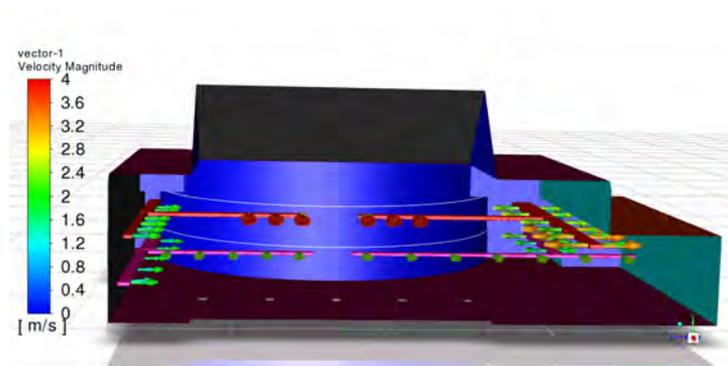
Figura 26 - Distribuição de velocidade no plano vertical às 12:08 h.



Fonte: O autor, 2021.

possível identificar para os três horários um cenário semelhante, com velocidade muito baixa nos pisos superiores, justificado pela falta de ventilação e pela estagnação do ar no domus. Além disso, o comportamento da variação da temperatura a partir de 12 horas foi relativamente uniforme, não sendo necessário mostrar graficamente o comportamento da velocidade no horário da tarde. A velocidade na saída dos difusores ficou acima de 1 m/s às 10:28 h, conforme indicado pela cor vermelha na figura 25. A velocidade ficou próxima de 0,2 m/s abaixo dos 8 m nas regiões afastadas dos difusores. Na Figura 26, a velocidade teve um comportamento muito parecido às 12:08 h com apenas um pequeno aumento na velocidade em geral, chegando até o início da cobertura de vidro, justificado pelo aumento da temperatura em relação ao horário anterior, que aumentou as forças de flutuação.

Figura 27 - Vetores.



Fonte: O autor, 2021.

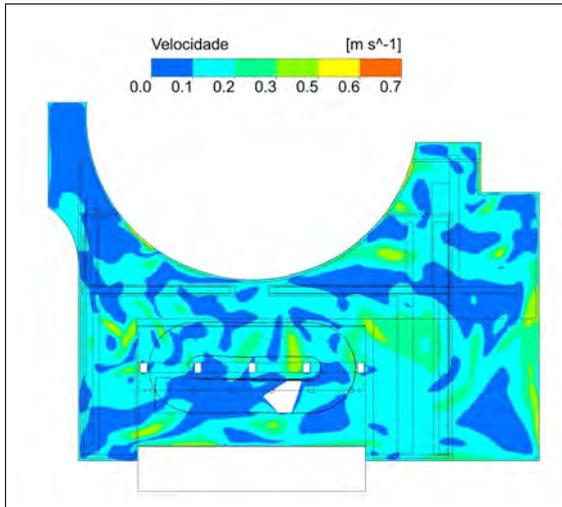
Na Figura 27, é possível identificar na forma de vetores as entradas de ar, com velocidade na saída de 4 m/s. Como o sistema de condicionamento é o mesmo para todos os casos, será apresentada somente a imagem que corresponde às 12:08 h. As Figuras 28 e 29 apresentam a distribuição de velocidade para os quatro planos horizontais às 10:28 e 12:08 h respectivamente. A distribuição de velocidade apresentou um comportamento similar para os três horários simulados, visto que as características do sistema de ventilação supostamente não sofreram alteração durante o dia em análise. Pode-se destacar que os maiores gradientes foram observados próximos as entradas de ar. Nos pisos superiores a velocidade se apresentou como uma região de ar estagnado, próximas de 0,1 m/s.

4.2.2 Distribuição de Temperatura.

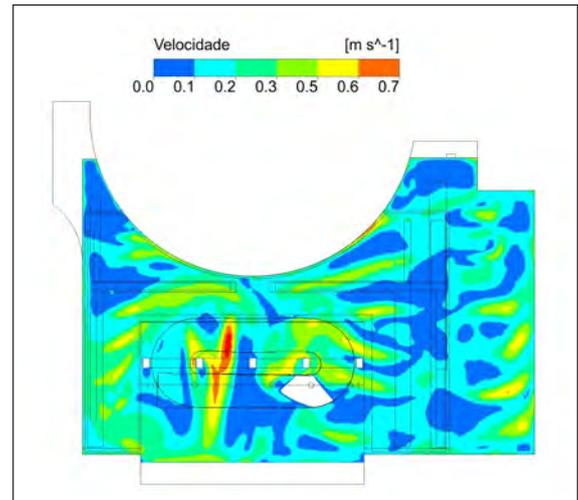
Como o comportamento térmico foi muito semelhante entre os horários de 12:08 e 15:33 h, a apresentação da imagem referente ao último tornou-se desnecessária. As Figuras 30 e 31 mostram uma distribuição uniforme de temperatura no plano horizontal a 1,5; 4,5; 8 e 12 m de altura, às 10:28 e 12:08 h, respectivamente. É possível afirmar que, para os três horários analisados, a temperatura no plano a 1,5 m não teve variação significativa, mesmo com o aumento da temperatura externa ao longo do dia, por se tratar de um pavimento climatizado. Algumas regiões próximas a rampa e paredes apresentaram temperatura ligeiramente superior devido a condição de contorno de temperatura prescrita inserida nesses locais. A mesma análise é válida para a distribuição de temperatura no plano horizontal a 4,5 m de altura, às 10:28 e 12:08 h, respectivamente.

Ao comparar as figuras 30 c) e 31 c), pode ser percebido um leve aquecimento entre às 10:28 e 12:08 h, no plano horizontal a 8 m de altura. Apesar deste plano estar localizado no segundo pavimento, que estava com o sistema de condicionamento de ar desligado, a

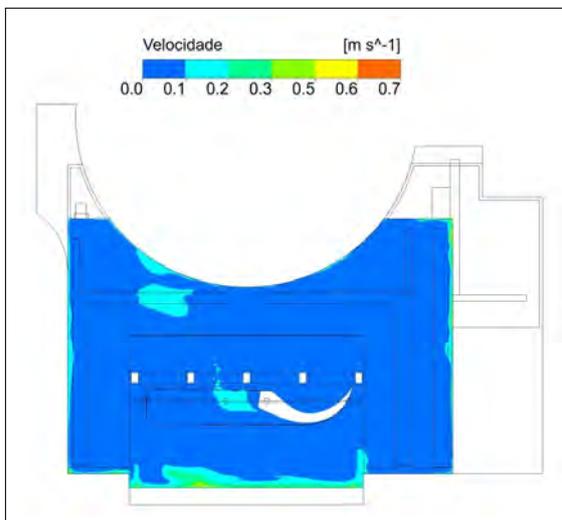
Figura 28 - Distribuição de velocidade nos planos horizontais às 10:28 h.



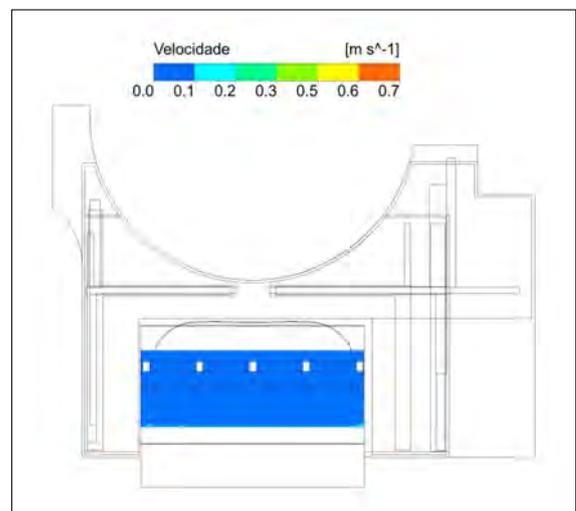
(a) Plano a 1,5 m



(b) Plano a 4,5 m



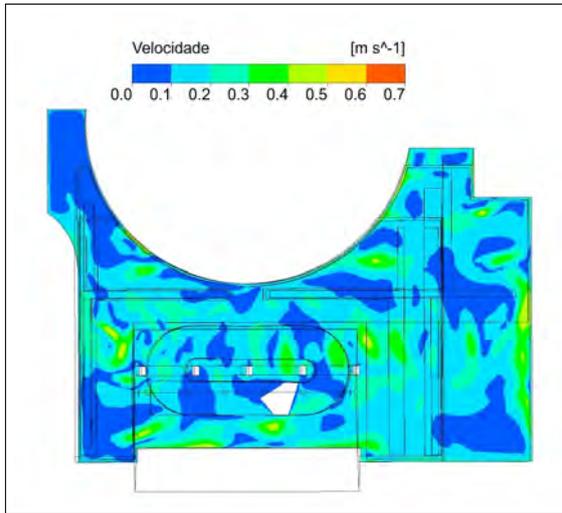
(c) Plano a 8 m



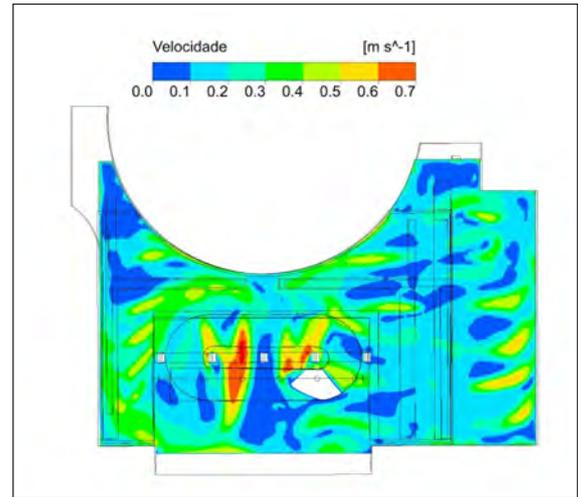
(d) Plano a 12 m

Fonte: O autor, 2021.

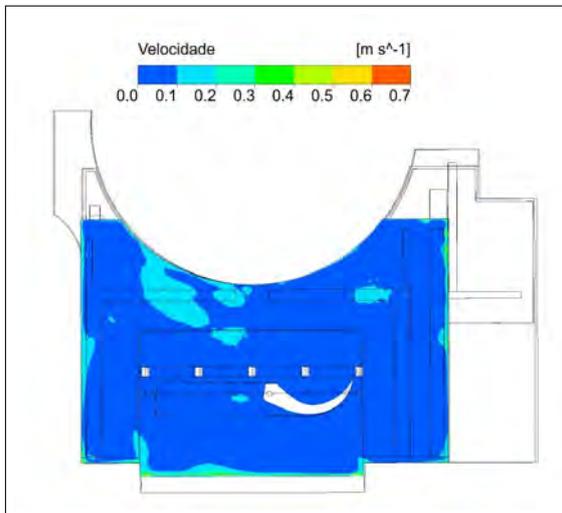
Figura 29 - Distribuição de velocidade nos planos horizontais às 12:08 h.



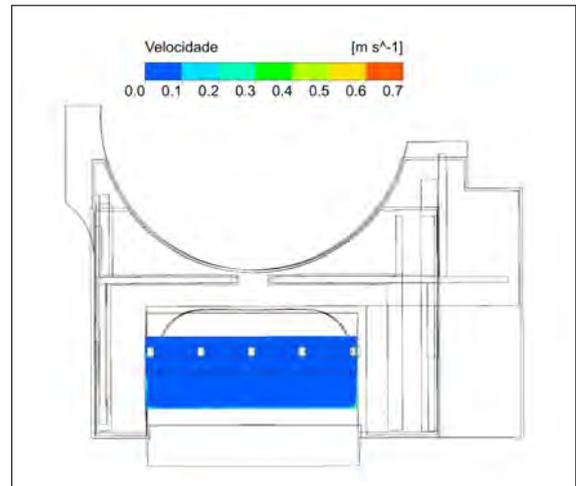
(a) Plano a 1,5 m



(b) Plano a 4,5 m



(c) Plano a 8 m



(d) Plano a 12 m

Fonte: O autor, 2021.

temperatura ficou somente cerca de 2°C acima da temperatura dos pavimentos inferiores climatizados devido ao ar frio ocupar os espaços de menor elevação no interior do prédio sob análise.

As figuras 30 d) e 31 d) mostram distribuições uniformes de temperatura no plano horizontal a 12 m de altura, causadas pela estagnação do ar no dômus, com médias respectivamente em 33 e 44°C. Temperaturas maiores são encontradas somente nas regiões próximas às faces do vidro, onde as condições de contorno de temperatura prescrita ou fluxo de calor prescrito, foram inseridas na análise.

Além dos resultados obtidos em cada plano, é possível identificar como a temperatura se desenvolve com a elevação, do térreo até o domus. As Figuras 32 e 33 apresentam a distribuição de temperatura no plano vertical às 10:28 e 12:08 h, respectivamente. A figura 34, apresentada anteriormente, corresponde às 15:33 h.

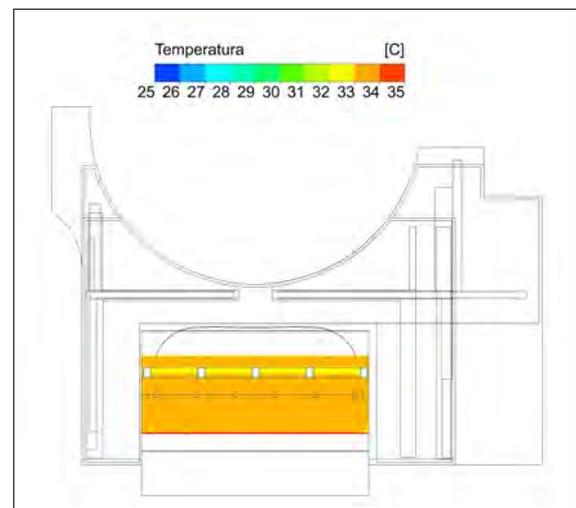
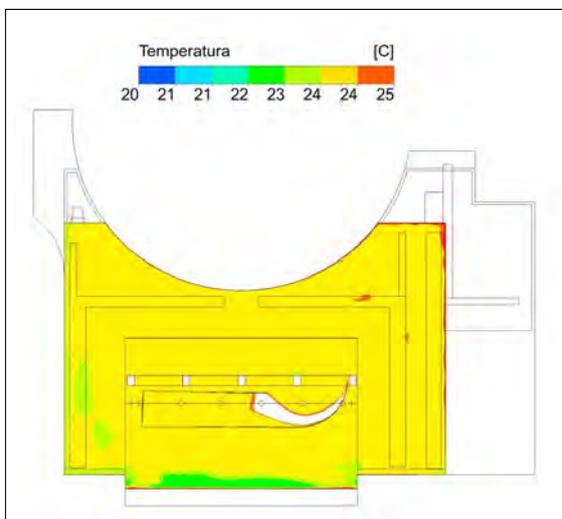
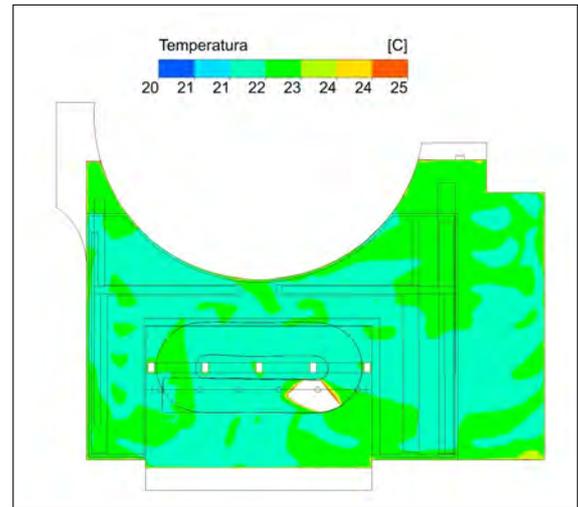
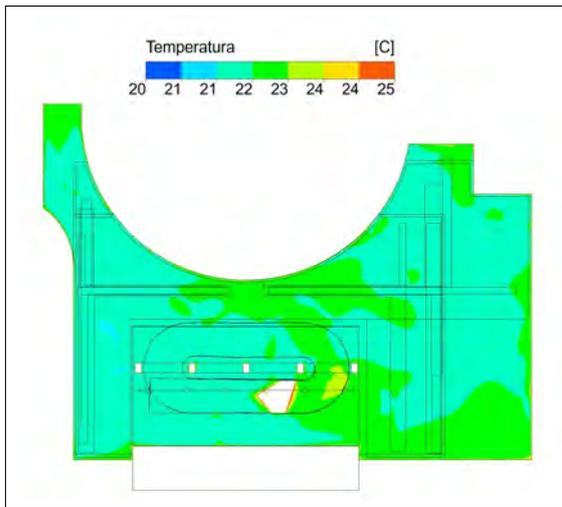
A partir dos resultados apresentados no plano vertical é possível verificar um comportamento térmico semelhante entre 12:08 e 15:33 h. Com isso, a partir da utilização da mesma linha vertical utilizada no teste de malha, foi possível verificar que a partir de 9 metros de altura a estagnação de ar é iniciada, justificado pela variação abrupta na temperatura. Esse resultado pode ser verificado na Figura 34.

4.2.3 Verificação da turbulência

O regime de turbulência do escoamento foi comprovado através da avaliação dos números de Reynolds, Rayleigh e Richardson. Esta verificação foi executada somente para às 10:28 h porque o aquecimento ao longo do dia aumenta a movimentação do ar por convecção natural e a turbulência.

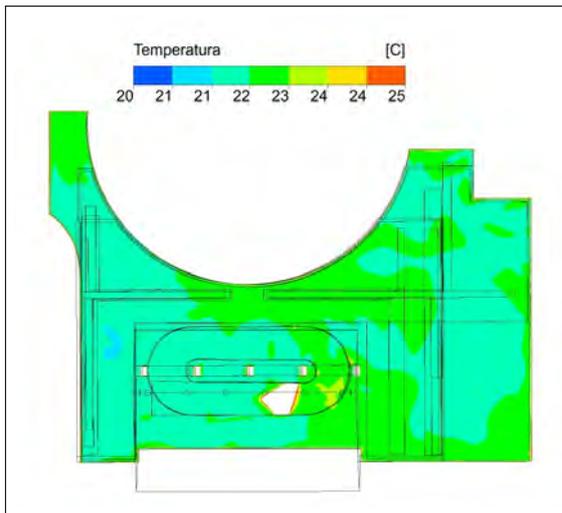
No cálculo do número de Reynolds em cada plano horizontal, somente a componente da velocidade na direção x (eixo norte-sul) foi considerada para o cálculo da velocidade média, admitindo que o escoamento é do fundo de cada pavimento em direção ao átrio. Este se encontra na face norte e somente através da passagem por ele o ar consegue sair para o exterior do edifício, através das aberturas localizadas nas arestas inferiores das faces norte e sul da cobertura de vidro, já mostradas na Figura 13. O diâmetro hidráulico foi calculado conforme a Eq. 16, em um plano perpendicular ao eixo x, compreendido entre o piso e o teto do pavimento correspondente, e entre as paredes das faces leste e oeste. Na avaliação do número de Reynolds no plano vertical, a velocidade média foi determinada somente usando a componente da velocidade na direção z (eixo vertical). O diâmetro hidráulico foi calculado pela área e perímetro deste plano, de acordo com a Eq. 16. Todos os valores mostrados na Tabela 22 indicam o regime do escoamento como turbulento, reforçando a mesma indicação obtida na análise efetuada nos difusores do ar condicionado apresentada na seção 3.3.5.1 e Tabela 11.

Figura 30 - Distribuição de temperatura nos planos horizontais às 10:28 h.

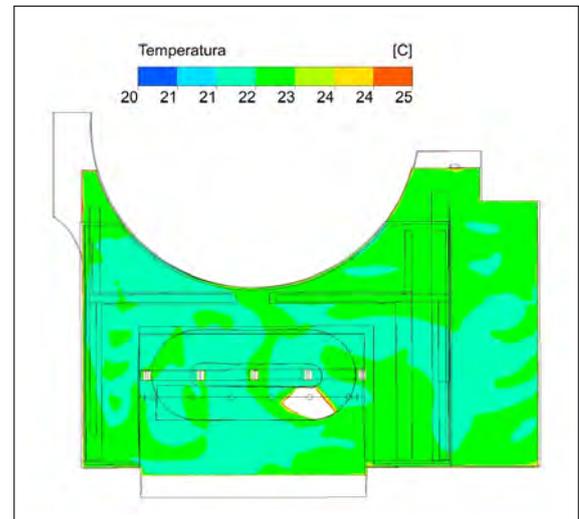


Fonte: O autor, 2021.

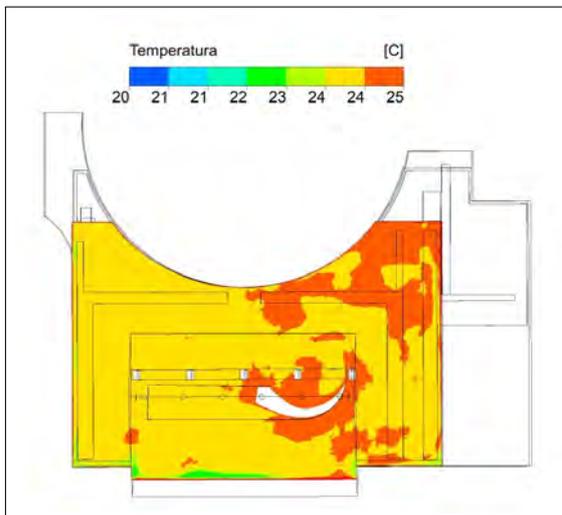
Figura 31 - Distribuição de temperatura nos planos horizontais às 12:08 h.



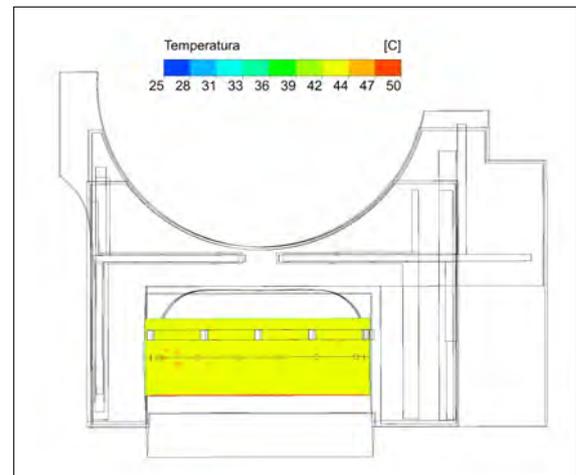
(a) Plano a 1,5 m



(b) Plano a 4,5 m



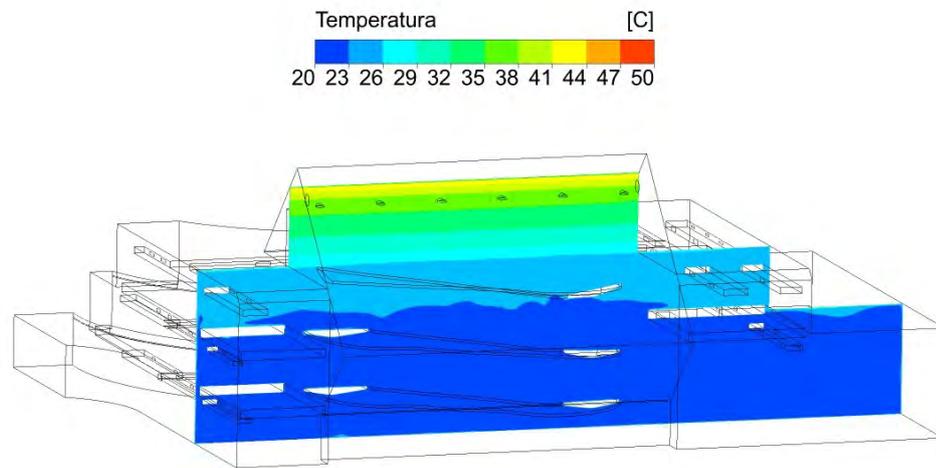
(c) Plano a 8 m



(d) Plano a 12 m

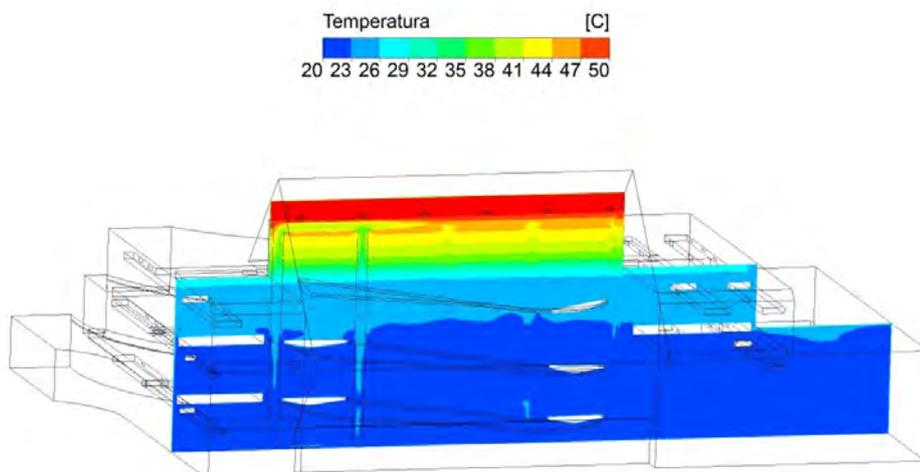
Fonte: O autor, 2021.

Figura 32 - Distribuição de temperatura no plano vertical às 10:28 h.



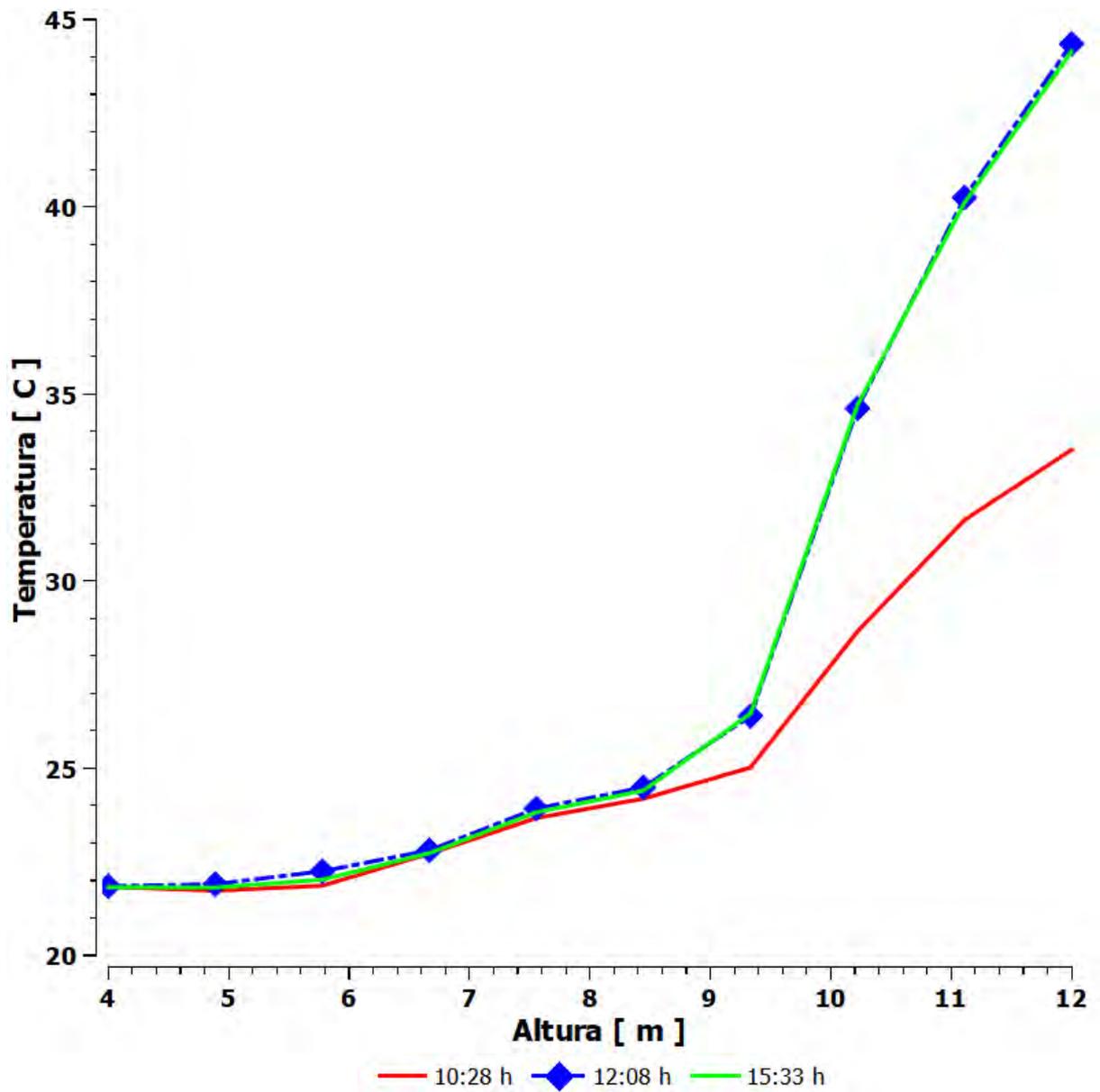
Fonte: O autor, 2021.

Figura 33 - Distribuição de temperatura no plano vertical às 12:08 h.



Fonte: O autor, 2021.

Figura 34 - Variação da temperatura com a elevação, na mesma linha usada no teste de malha.



Fonte: O autor, 2021.

Tabela 22 - Verificação da turbulência associada ao domínio fluido.

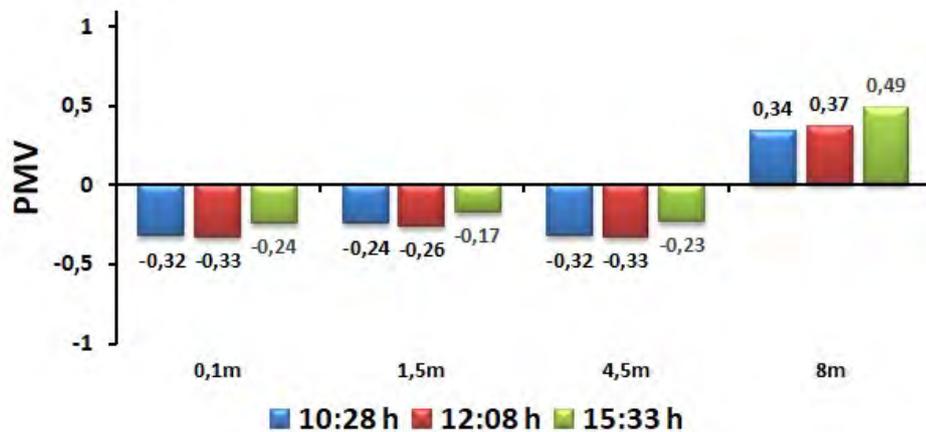
Planos(m)	Perímetro(m)	Área(m ²)	D.Hidráulico(m)	Reynolds	Richardson	Rayleigh
z=1,5	86	109	5,0	51.527	-	-
z=4,5	86	112	5,2	72.577	-	-
z=8	72	108	5,9	29.402	-	-
x=23,5	110	463	16,8	149.175	301	7,85E+12

Os números de Rayleigh e de Richardson foram determinados considerando a altura do plano vertical de 14 m e a diferença de temperatura de 16°C entre as suas extremidades inferior e superior. O valor do número de Rayleigh mostrado na Tabela 22 confirma a transferência de calor em regime turbulento, se a convecção natural for o modo de transferência de calor predominante, hipótese confirmada pelo valor do número de Richardson mostrado na Tabela 22. Foi usada a forma estendida do número de Richardson apresentada na Eq.19, admitindo a altura do plano vertical como dimensão característica no numerador e o diâmetro hidráulico determinado neste plano como dimensão característica no denominador. LBNL (2013) usa a forma estendida deste adimensional em software de avaliação do desempenho energético de edifícios, admitindo convecção forçada quando $Ri < 0,1$; convecção natural quando $Ri > 10$ e convecção mista quando Ri está entre estes valores (LEENKNEGT et al., 2013). Os números de Rayleigh em grandes edifícios nos quais significantes diferenças de temperatura ocorrem podem alcançar valores tão altos quanto 10^{13} (JONES; WHITTLE, 1992).

4.2.4 Condição de conforto térmico.

As pessoas expostas à luz solar estarão em desconforto térmico em qualquer local dentro do Planetário. Este efeito foi excluído da presente avaliação. As Figuras 35 e 36 mostram, respectivamente, os valores médios de PMV e PPD, nos planos horizontais a 0,1; 1,5; 4,5 e 8 m, nos três horários simulados. Os valores de PMV foram calculados com base nas magnitudes da temperatura, velocidade do ar e temperatura média radiante obtida a partir da simulação CFD, juntamente com a taxa metabólica dos ocupantes e resistência térmica da roupa. A taxa metabólica dos ocupantes foi de 1,2 met, o que corresponde a uma atividade sedentária. A resistência térmica da roupa foi assumida como 1,00 m^2K/W . Pode-se observar nas figuras 35 e 36 que para todos os horários, os valores de PMV ficaram dentro da faixa de -0,5 a + 0,5, e os valores de PPD foram inferiores a 10%, resultando na classificação do conforto térmico como neutra, de acordo com a ASHRAE-55 (2017). A análise do conforto na região acima dos 8 m não foi necessária, pois não é uma região de visitação, visto que a rampa termina na porta de acesso ao terraço, a 9 m

Figura 35 - Valores médios de PMV nos planos horizontais a 0,1; 1,5; 4,5 e 8 m, excluindo a exposição à luz solar.



Fonte: O autor, 2021.

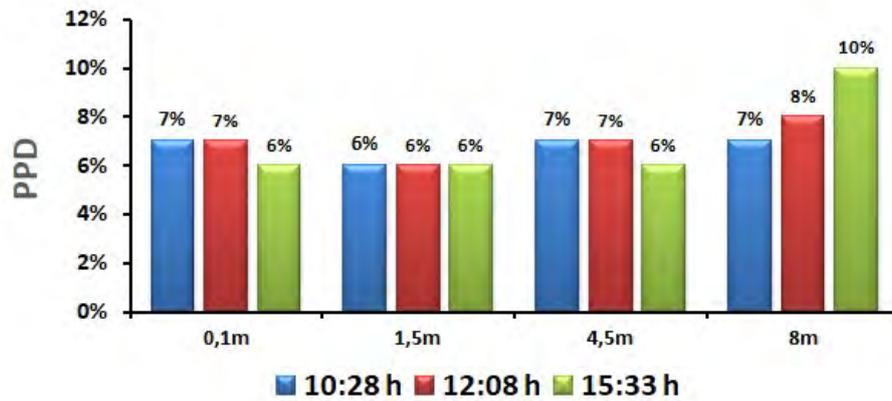
de altura.

4.2.5 Efeito do condicionamento de ar no 2º pavimento no conforto térmico do Museu.

Como já informado anteriormente, somente o ar condicionado do piso térreo e do 1º pavimento estavam em funcionamento no dia das medições. Foi então realizada uma análise do efeito do funcionamento dos fan coils do 2º pavimento no comportamento térmico do Museu. As Figuras 37 e 38 apresentam os resultados desta simulação.

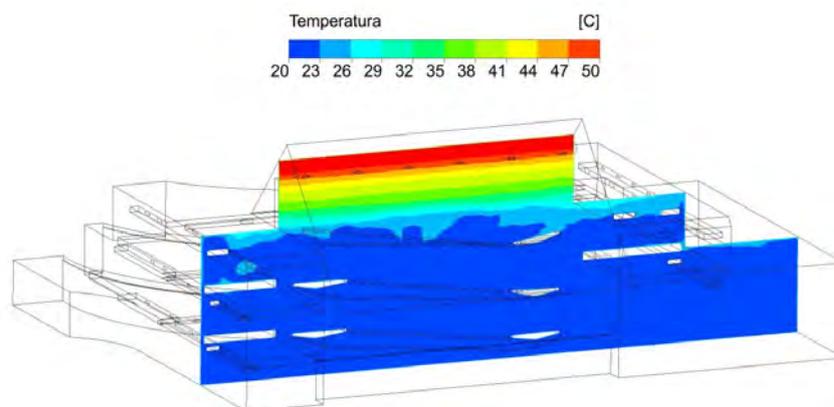
Pode-se observar que este condicionamento de ar adicional acarretou numa redução da temperatura média no 2º pavimento em 1,5°C, e de 3°C no plano a 12 m. Outro ponto a se observar, foi que mesmo com essa proposta, não foi possível evitar a estagnação do ar na região do domus, que ainda manteve 100% de insatisfação com uma redução de 4,73 para 3,95 do PMV médio neste plano com este condicionamento do ar adicional. Foi realizado um monitoramento semelhante ao do sistema desligado, como apresentado na Figura 39, na linha vertical posicionada nas coordenadas $x_0, x(m)=0,0$, $y_0, y(m)=-2,-2$ e $z_0, z(m)=8,12$, em que foi possível comparar o comportamento da temperatura acima dos 8 m de elevação entre o caso desligado e ligado. A uniformidade de temperatura alcançou uma altura maior com que este condicionamento de ar adicional. A variação máxima da temperatura entre o piso térreo e o teto do 2º pavimento caiu de 6°C para 3°C.

Figura 36 - Valores de PPD nos planos horizontais a 0,1; 1,5; 4,5 e 8m, excluindo a exposição à luz solar.



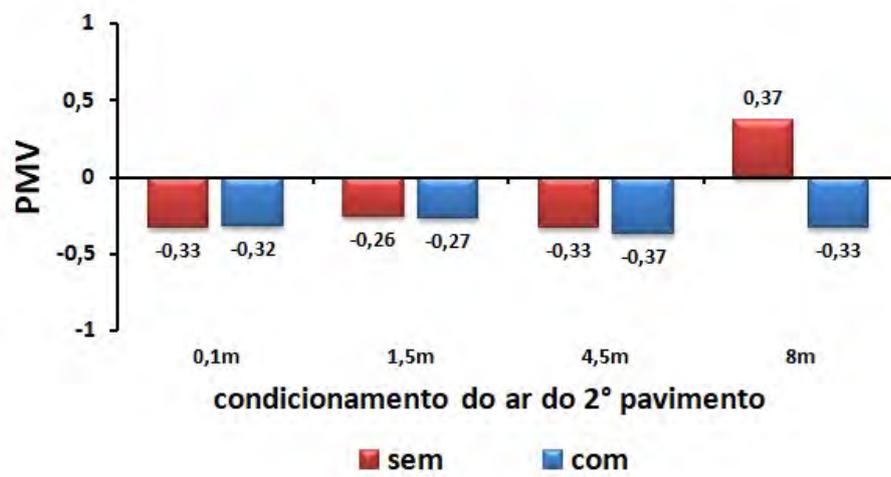
Fonte: O autor, 2021.

Figura 37 - Distribuição de temperatura no plano vertical às 12:08 h com o condicionamento do ar do 2º pavimento.



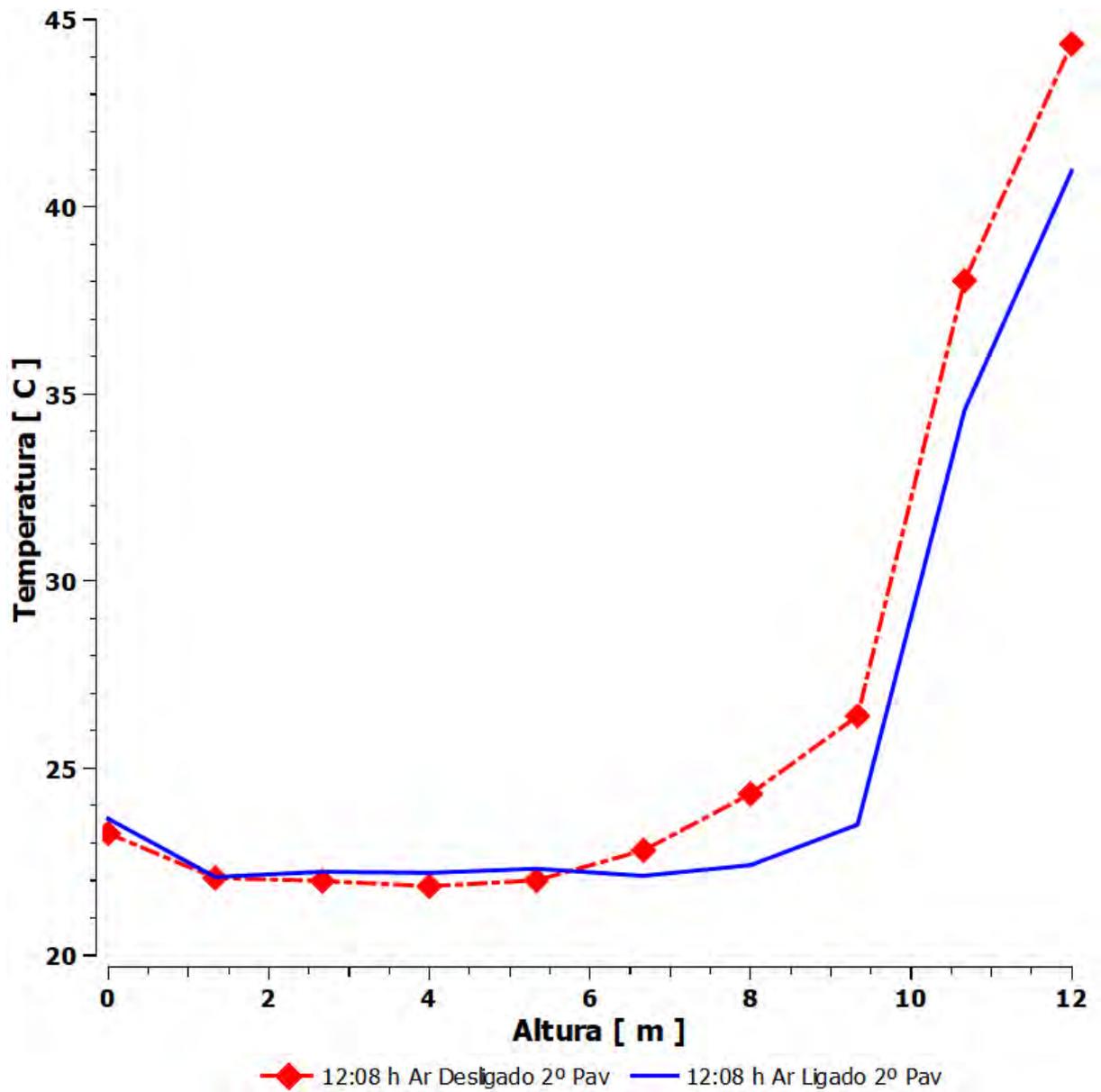
Fonte: O autor, 2021.

Figura 38 - Comparação entre os valores médios de PMV nos planos horizontais a 0,1; 1,5; 4,5 e 8 m às 12:08 h com e sem o condicionamento do ar do 2º pavimento.



Fonte: O autor, 2021.

Figura 39 - Efeito do Condicionamento do 2º pavimento - Linha Vertical.



Fonte: O autor, 2021.

CONCLUSÃO

Um átrio é geralmente definido como um amplo e alto espaço envidraçado em uma construção. Eles são amplamente utilizados para o embelezamento do edifício e permitem uma profunda penetração da luz solar promovendo a saúde e o bem-estar psicológico dos ocupantes do edifício (HUSSAIN et al., 2012). No caso do Museu do Universo, seu valor agregado é maior por permitir a visualização do céu à noite. Por outro lado, a penetração da luz solar promove maior consumo energético para o resfriamento do ambiente interno, principalmente quando o edifício se situa na região tropical. Independentemente das razões do projetista para escolher tal configuração de arquitetura, as condições de conforto dos ocupantes precisam ser alcançadas. Como o escoamento em um átrio pode envolver muitas complexidades como convecção mista e interações radiação-convecção, quase sempre é uma tarefa difícil analisar o escoamento e a transferência de calor nestes espaços (HUSSAIN et al., 2012). A maioria dos trabalhos publicados encerra o volume de controle no próprio átrio (LAOUADI; ATIF, 1998; CABLE et al., 2007; PAN et al., 2009; HUSSAIN et al., 2012), este estudo envolveu todo o edifício de 3 pavimentos, aumentando ainda mais a dificuldade da análise.

O software comercial ANSYS Fluent foi capaz de prever adequadamente os campos de velocidade e temperatura no interior do Museu do Universo, usando a média de Reynolds das equações de Navier-Stokes (RANS) com o modelo de turbulência SST $\kappa - \omega$ e aproximação de Boussinesq, trabalhando com uma malha poliédrica com 1.444.195 elementos refinada nas regiões de interesse, em um volume de ar de 7730 m³. A avaliação dos números de Reynolds, Rayleigh e Richardson confirmou que o escoamento e a transferência de calor são turbulentos, com predomínio da convecção natural.

Na comparação dos resultados numéricos com experimentais de trabalho anterior, no pior caso, a média das diferenças absolutas de temperatura em 13 pontos foi de 0,87°C com um erro quadrático médio de 4,75%. As diferenças entre valores numéricos e experimentais estão menores do que as constantes em outros trabalhos. Verificou-se que alguns destes usaram condição de contorno convectiva no envidraçamento e fizeram o balanço das trocas térmicas por radiação no interior, ao passo que neste trabalho foi aplicada a condição de fluxo de calor prescrito no envidraçamento, valor obtido por medição. Como a radiação solar direta é a carga térmica principal, uma maior precisão no seu valor de entrada na simulação deve ser o motivo da melhor aproximação obtida entre os valores numéricos e experimentais.

Excluindo as situações com exposição direta à radiação solar, o conforto térmico foi classificado como neutro em toda a zona de ocupação de acordo com a ASHRAE-55 (2017). Estes resultados demonstraram a capacidade do sistema de ar condicionado em atender à sua finalidade entre o piso térreo e o teto do 2º pavimento, mesmo estando des-

ligado neste último, auxiliado nesta condição pela estratificação térmica do ar observada na região do dômus, causada pela estagnação naquele local. Faz-se necessário destacar que a presente análise foi realizada para o mês de maio, que no período mais quente do ano, entre dezembro e fevereiro, a situação é mais crítica.

Entre sugestões para trabalhos futuros, podem ser listadas:

- Repetir a análise para outros horários e também em outros dias, priorizando aqueles com condições meteorológicas diversas, incluindo também horários noturnos;
- Testar diferentes condições de contorno na equação de conservação da energia e avaliar o impacto sobre os resultados, seguindo a hierarquia de complexidade: temperatura prescrita, fluxo de calor prescrito, transferência convectiva prescrita, transferência convectiva e radiativa agrupadas prescrita;
- Simular os mesmos três casos usando o módulo wall function do ANSYS Fluent, no qual o programa calcula internamente as condições de contorno nas paredes;
- Testar outros modelos de turbulência usando Equações Médias de Reynolds;
- Simular os mesmos três casos usando Equações Médias de Reynolds Transientes (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes - URANS) e Simulação de Grandes Escalas (Large Eddy Simulation - LES);
- Estender a análise de forma contínua para os períodos de medição disponíveis usando a técnica Gêmeo Digital (Digital Twin), na qual o modelo computacional é atualizado com o tempo, possibilitando a integração de dados obtidos em tempo real com o modelo computacional. Há disponibilidade de dados de medições contínuas de 5 em 5 minutos das 17:55 h de 02/05/2014 às 14:56 h de 09/05/2014 e de 1 em 1 minuto das 15:34 h do dia 16/05/2014 às 10:41 h de 14/06/2014;
- Incluir a inércia térmica da edificação e a equação da conservação da massa de vapor d'água nas novas simulações; e
- Realizar a simulação do desempenho energético da edificação (Building Energy Simulation - BES) e fazer o seu acoplamento com a simulação CFD.

REFERÊNCIAS

- ABNT 16401-1. Instalações de ar condicionado - sistemas centrais e unitários - parte 1 - projeto das instalações. rio de janeiro: Associação brasileira de normas técnicas. In: . [S.l.: s.n.], 2008.
- ABNT 16401-2. Instalações de ar condicionado - sistemas centrais e unitários - parte 2 - parâmetros de conforto térmico. rio de janeiro: Associação brasileira de normas técnicas. In: . [S.l.: s.n.], 2008.
- ANSYS Inc. *Theory Guide*. 2020.
- ARAGAO, L. G. *Avaliação da Eficiência Energética do Sistema de Condicionamento de Ar do Museu do Universo - Planetário da Gávea*. 2014.
- ASHRAE. *2009 ASHRAE Handbook: Fundamentals*. ASHRAE, 2009. ISBN 9781933742557. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=D65XPgAACAAJ>.
- ASHRAE-55. *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. [S.l.]: ASHRAE, 2017. (ASHRAE standard).
- AZEVEDO, M. F. C. S. G. d. *Aplicação de CFD no Estudo do Comportamento Térmico em Edifícios*. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto-FEUP, 2009.
- BOJIC, M. et al. Locating air-conditioners and furniture inside residential flats to obtain good thermal comfort. *Energy and Buildings*, v. 34, n. 7, p. 745 – 751, 2002. ISSN 0378-7788.
- CABLE, M. et al. An evaluation of turbulent models for the numerical study of mixed and natural forced convective flow in atria. In: *Proceedings of the 2nd Canadian Solar Buildings Conference, Calgary*. [S.l.: s.n.], 2007.
- CASTELLI, F. A. *Mecânica dos Fluidos Computacional integrada com modelo térmico do corpo humano para análise de ambientes térmicos*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2012.
- CASTRO, A. P. d. *Análise da Circulação do Ar e do Comportamento Higrotérmico do Museu do Universo - Planetário da Gávea*. 2016.
- Costa Filho, M. A. F. et al. Experimental evaluation of thermal behavior of the rio de janeiro's planetarium. In: *23rd. International Congress of Mechanical Engineering*. Rio de Janeiro, Brazil: [s.n.], 2015.
- CROITORU, C. et al. Thermal comfort models for indoor spaces and vehicles—current capabilities and future perspectives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 44, p. 304–318, 2015. ISSN 1364-0321. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032114009332>.

- DALAL, R. et al. A cfd study of convection in a double glazed window with an enclosed pleated blind. *Energy and Buildings*, v. 41, n. 11, p. 1256–1262, 2009. ISSN 0378-7788. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778809001637>.
- DU, Z. et al. Temperature sensor placement optimization for vav control using cfd–bes co-simulation strategy. *Building and Environment*, v. 85, p. 104 – 113, 2015. ISSN 0360-1323.
- FANGER, P. O. Thermal comfort - analysis and applications in environmental engineering. copenhagen: Darlish technical press. In: . [S.l.: s.n.], 1970.
- FANGER, P. O. Human requirements in future air-conditioned environments. *International Journal of Refrigeration*, v. 24, n. 2, p. 148–153, 2001. ISSN 0140-7007.
- Fundação Planetário, D. e. h. 2015. Acessado em 12/09/2015.
- HIRSCH, C. *Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*. Elsevier Science, 2007. ISBN 9780080550022. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=bsrkrw5MdtUC>.
- HUMPHREYS, M. A. The variation of comfortable temperatures. *International Journal of Energy Research*, v. 3, n. 1, p. 13–18, 1979.
- HUSSAIN, S. et al. Evaluation of various turbulence models for the prediction of the airflow and temperature distributions in atria. *Energy and Buildings*, v. 48, p. 18 – 28, 2012. ISSN 0378-7788.
- INCROPERA, F. et al. *Fundamentos De Transferência De Calor E De Massa*. [S.l.]: LTC, 2014.
- ISO 7730. 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, third ed. international standards organization, geneva, ref no. iso 7730:2005(e). In: . [S.l.: s.n.], 2005.
- JONES, P.; WHITTLE, G. Computational fluid dynamics for building air flow prediction—current status and capabilities. *Building and Environment*, v. 27, n. 3, p. 321–338, 1992. ISSN 0360-1323. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/036013239290033L>.
- KHATRI, R. et al. Spatial distribution of air temperature and air flow analysis in radiant cooling system using cfd technique. *Energy Reports*, v. 6, p. 268 – 275, 2020. ISSN 2352-4847. The 6th International Conference on Power and Energy Systems Engineering.
- LAMBERTS, R. *Conforto e Stress Térmico, UFSC*. 2011. Apostila preparada para o Laboratório de Eficiência Energética em Edificações I, Acessado em 27/07/2021.
- LAMBERTS, R. *Desempenho Térmico de Edificações: Conforto Térmico, UFSC*. 2014. Apostila preparada para a Disciplina ECV 5161, Acessado em 02/11/2020.
- LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. *Eficiência Energética na Arquitetura*. 3ª edição. ed. [S.l.]: ELETROBRAS/PROCEL, 2014.

LAOUADI, A.; ATIF, M. R. Comparison between computed and field measured thermal parameters in an atrium building. *Building and Environment*, Elsevier, v. 34, n. 2, p. 129–138, 1998.

LBNL. Engineering reference: the reference to energyplus calculations. *Berkeley, CA, USA: Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory*, 2013.

LEENKNEGT, S. et al. Numerical study of convection during night cooling and the implications for convection modeling in building energy simulation models. *Energy and Buildings*, v. 64, p. 41–52, 2013. ISSN 0378-7788. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S037877881300248X>.

LI, Z. et al. Experimental evaluation of indoor thermal environment with modularity radiant heating in low energy buildings. *International Journal of Refrigeration*, v. 123, p. 159–168, 2021. ISSN 0140-7007. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700720304795>.

LINDBERG, U. et al. Thermal comfort in the supermarket environment – multiple enquiry methods and simultaneous measurements of the thermal environment. *International Journal of Refrigeration*, v. 82, p. 426–435, 2017. ISSN 0140-7007. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700717302542>.

MACCORMACK, R.; PAULLAY, A. Computational efficiency achieved by time splitting of finite difference operators. In: _____. *10th Aerospace Sciences Meeting*. [S.l.: s.n.], 1972.

MALISKA, C. *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional (2a. ed.)*. Grupo Gen - LTC, 2017. ISBN 9788521633358. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=yvIDtAEACAAJ>.

The Computation of Transonic Flow Through Two-Dimensional Gas Turbine Cascades, ASME 1971 International Gas Turbine Conference and Products Show de *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, (Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, ASME 1971 International Gas Turbine Conference and Products Show).

MENTER, F. R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, Taylor & Francis, v. 23, n. 4, p. 305–316, 2009.

MOHAMED, H. et al. Enhancement of thermal comfort in a large space building. *Alexandria Engineering Journal*, v. 58, n. 1, p. 49 – 65, 2019. ISSN 1110-0168.

MURAKAMI, S. et al. Coupled simulation of convection, radiation, and hvac control for attaining a given pmv value. *Building and Environment*, v. 36, n. 6, p. 701 – 709, 2001. ISSN 0360-1323.

NICOL, J. et al. Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings. *Energy and Buildings*, v. 34, n. 6, p. 563 – 572, 2002. ISSN 0378-7788. Special Issue on Thermal Comfort Standards.

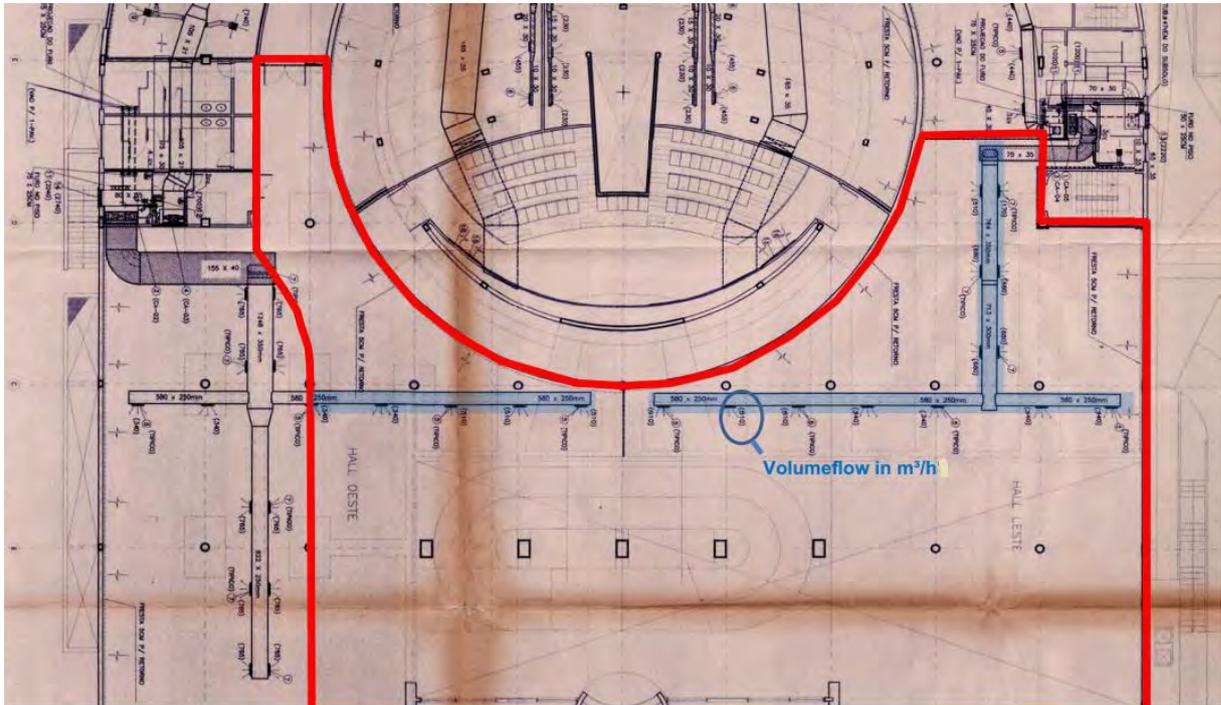
PAN, Y. et al. Study on energy modeling methods of atrium buildings. In: *International IBPSA Building Simulation Conference, Building Simulation*. [S.l.: s.n.], 2009. v. 2009.

- POSNER, J. et al. Measurement and prediction of indoor air flow in a model room. *Energy and Buildings*, v. 35, n. 5, p. 515 – 526, 2003. ISSN 0378-7788.
- PROCEL. *Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética em Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos – RTQ-C*. [S.l.: s.n.], 2017. Versão 4.
- RODI, W. *Turbulence models and their application in hydraulics: A state of the art review*. [S.l.]: Delft:International Association for Hydraulic Research, 1980.
- ROMERO, M. A. Arquitetura, conforto e eficiência energética. *Anais do SANNAR*, p. 1–14. Citado na pág.4, 2004.
- SHAN, X. et al. Evaluation of thermal environment by coupling cfd analysis and wireless-sensor measurements of a full-scale room with cooling system. *Sustainable Cities and Society*, v. 45, p. 395 – 405, 2019. ISSN 2210-6707.
- STAMOU, A.; KATSIRIS, I. Verification of a cfd model for indoor airflow and heat transfer. *Building and Environment*, v. 41, n. 9, p. 1171 – 1181, 2006. ISSN 0360-1323.
- STAMOU, A. I. et al. Evaluation of thermal comfort in galatsi arena of the olympics “athens 2004” using a cfd model. *Applied Thermal Engineering*, v. 28, n. 10, p. 1206 – 1215, 2008. ISSN 1359-4311.
- TANABI, S.-I. *Thermal Comfort Requirements in Japan*. Tese (Doutorado) — Waseda University, 1984.
- VECCHI, R. D. *Avaliação de conforto térmico em edificações comerciais que operam sob sistemas mistos de condicionamento ambiental em clima temperado e úmido*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.
- VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. [S.l.]: Pearson Education Limited, 2007.
- WILCOX, D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA Journal*, v. 26, n. 11, p. 1299–1310, 1988.
- WU, J. et al. A pmv-based hvac control strategy for office rooms subjected to solar radiation. *Building and Environment*, v. 177, p. 106863, 2020. ISSN 0360-1323.
- ÇENGEL YUNUS A.; GHAJAR, A. J. *Transferência de Calor e Massa*. 4^a edição. ed. [S.l.]: Mc Graw Hill, 2012.

ANEXO A – Arquitetura da edificação

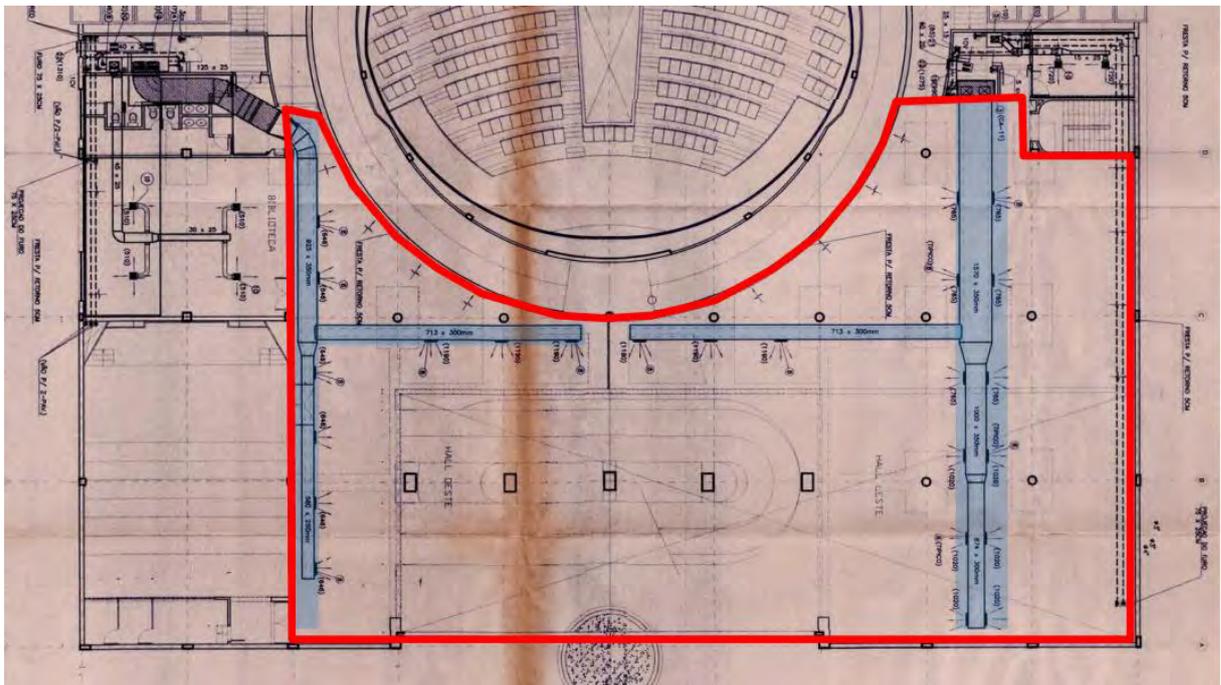
A seguir, serão apresentados alguns desenhos da arquitetura do Museu, e a região do domínio analisado.

Figura 40 - Planta Baixa - Térreo



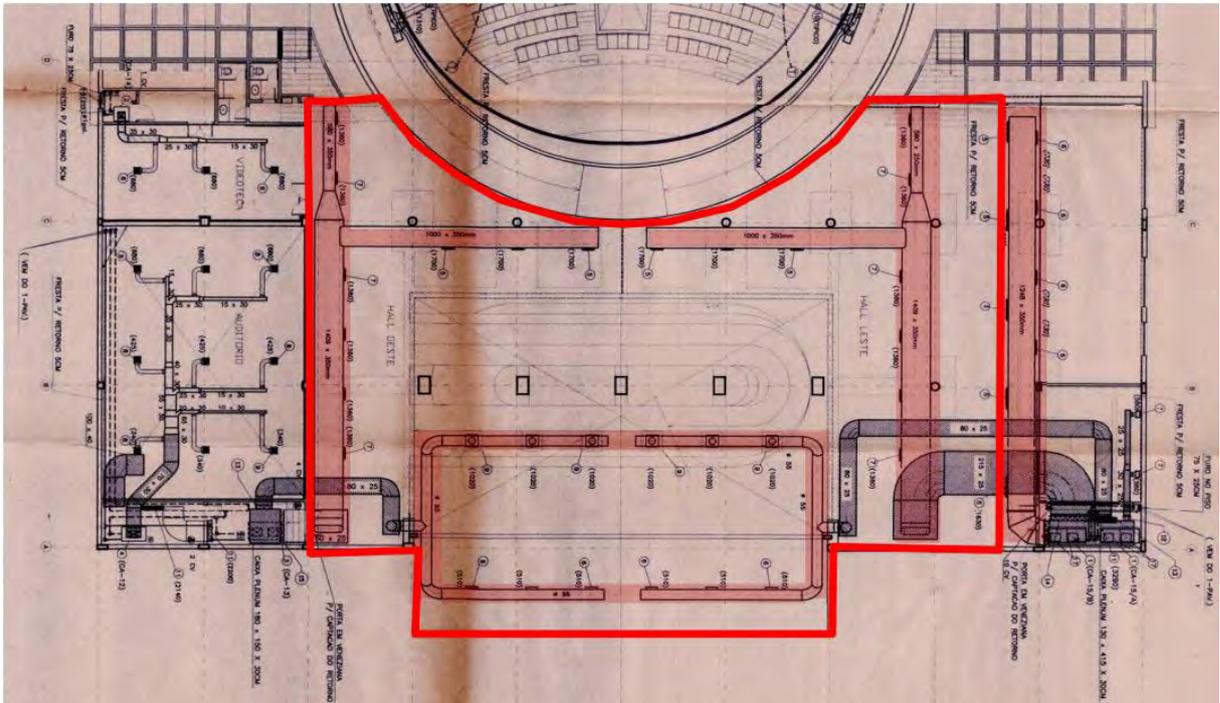
Fonte: Aragao (2014)

Figura 41 - Planta Baixa - 1º Pavimento



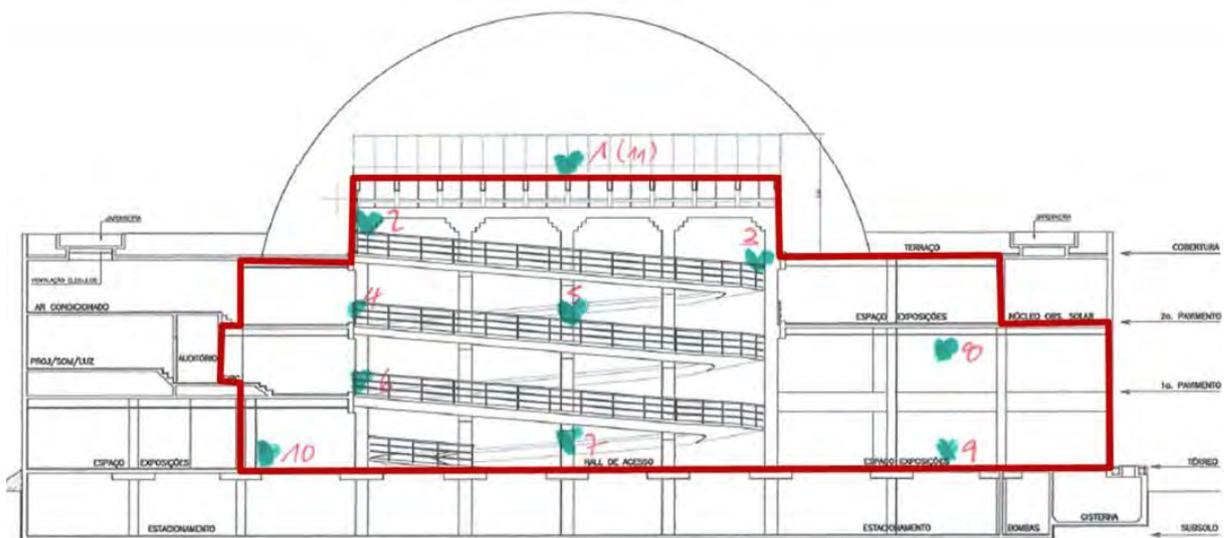
Fonte: Aragao (2014)

Figura 42 - Planta Baixa - 2º Pavimento



Fonte: Aragao (2014)

Figura 43 - Corte Longitudinal



Fonte: Aragao (2014)

