

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA – UFSC
CENTRO TECNOLÓGICO – CTC
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL**

ROSANA DEBIASI

**ANÁLISE DA ESTRATÉGIA DE VENTILAÇÃO HÍBRIDA
PARA A REDUÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA
EM EDIFICAÇÕES COMERCIAIS PARA O CLIMA DE
FLORIANÓPOLIS**

**FLORIANÓPOLIS
2016**

Rosana Debiasi

**ANÁLISE DA ESTRATÉGIA DE VENTILAÇÃO HÍBRIDA
PARA A REDUÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA
EM EDIFICAÇÕES COMERCIAIS PARA O CLIMA DE
FLORIANÓPOLIS**

Dissertação submetida ao
Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Civil da Universidade
Federal de Santa Catarina para
obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Civil.

Orientador: Prof. Roberto
Lamberts, PhD.

Florianópolis
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC

Debiasi, Rosana

Análise da Estratégia de Ventilação Híbrida para a Redução do Consumo de Energia Elétrica em Edificações Comerciais para o Clima de Florianópolis / Rosana Debiasi ; orientador, Roberto Lamberts – Florianópolis, SC, 2016.
228 p.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil.

Inclui referências

1. Engenharia Civil. 2. Ventilação híbrida. 3. Simulação computacional. 4. Economia de energia. I. Lamberts, Roberto.. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil. III. Título.

**ANÁLISE DA ESTRATÉGIA DE VENTILAÇÃO HÍBRIDA
PARA A REDUÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA
EM EDIFICAÇÕES COMERCIAIS PARA O CLIMA DE
FLORIANÓPOLIS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Civil e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil.

Florianópolis, 16 de setembro de 2016.

Prof. Glicério Trichês, Dr.
Coordenador do Curso

Prof. Roberto Lamberts, PhD. - UFSC
Orientador

Banca Examinadora:

Prof.^a Joana Carla Soares Gonçalves, Dr.^a. - USP
(Skype)

Prof. Eneidir Ghisi, PhD. - UFSC.

Prof. Martin Gabriel Ordenes Mizgier, Dr. - UFSC.

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Roberto Lamberts, pela atenção, profissionalismo, confiança e paciência durante essa longa jornada do mestrado.

Aos meus pais, Agenor e Zélia, bem como meu irmão Ronaldo pelo apoio dado durante a realização deste trabalho.

Aos professores Enedir Ghisi, Joana Carla Soares Gonçalves e Martin Gabriel Ordenes Mizgier, pelas valiosas contribuições a este trabalho.

Ao pessoal do LabEEE, em especial, à Renata, Rogério, Márcio Sorgato, Miguel e Ana Paula, pela ajuda prestada em alguns momentos deste trabalho.

Ao eng. Emiliano e à arq. Vanessa.

À Marinea e Priscila do PPGEC pela atenção e ajuda com relação a todas as dúvidas e procedimentos realizados.

À Graça, Peter e Rogério Cabral, não tenho palavras pela ajuda e apoio dados durante o desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

Uma forma de reduzir os gastos com sistemas de condicionamento artificial é utilizar a ventilação híbrida (alternância entre o uso da ventilação natural e o do condicionamento artificial). O objetivo deste trabalho é avaliar o potencial de economia de energia elétrica a partir da utilização de ventilação híbrida em edificações comerciais, levando em consideração o clima de Florianópolis, SC. Para atingir esse objetivo, foi definida uma tipologia comercial eficiente energeticamente. Nessa tipologia foi estabelecido o valor de absorvância solar e visível das superfícies das paredes externas e da cobertura em 0,2 e adicionadas aberturas internas. Além disso, foram dimensionados brises a fim de reduzir os ganhos térmicos por radiação solar e aumentar a economia de energia elétrica. Essa tipologia comercial foi simulada, utilizando-se o programa *EnergyPlus*, em cinco casos. Em três casos o sistema de ar-condicionado foi operado, durante o período de ocupação (8h às 18h de segunda a sexta-feira) com as temperaturas de *setpoint*: 1) 23°C para resfriamento, 2) 25°C para resfriamento e 3) 20°C para aquecimento e 25°C para resfriamento. Já dois casos foram operados com ventilação híbrida durante o período de ocupação: no primeiro o sistema de ar-condicionado foi acionado na função de resfriamento, com a temperatura de *setpoint* de 25°C; e no segundo na função de resfriamento e aquecimento, com a temperatura de *setpoint* de, respectivamente, 25°C e 20 °C. Em ambos os casos, a ventilação natural ocorreu quando a temperatura do ar esteve entre 20°C e 25°C. Foi analisada a economia de energia com resfriamento a partir da utilização da estratégia de ventilação híbrida. Como resultados, verificou-se que no sistema de ar-condicionado, que corresponde à utilização de resfriamento, ventiladores e aquecimento (quando houver), o que mais influencia no gasto de energia é o consumo com resfriamento, sendo esse valor de até 95% do sistema de ar-condicionado. Ao considerar o *setpoint* de 23°C para resfriamento no caso operado com o sistema de ar-condicionado, a partir da utilização de ventilação híbrida, a economia de energia com resfriamento chegou a 56%. Ao comparar os casos em que o *setpoint* de resfriamento foi igual ao acionado no sistema de ventilação híbrida (25°C), a economia de energia com resfriamento foi de 28%. Verificou-se também que, ao analisar cada ambiente de escritório, a orientação solar pouco influenciou no consumo com resfriamento em função da adição de brises nas fachadas norte, leste e

oeste. No entanto, como a absorvância solar e visível da superfície de cobertura foi de 0,2, o maior consumo com resfriamento foi no andar intermediário e semelhante nos andares térreo e superior. Ao aumentar a absorvância solar e visível da superfície de cobertura de 0,2 até 0,8, o consumo com resfriamento aumentou no andar superior e ficou maior que no andar térreo e intermediário. Ao examinar o percentual de horas com a temperatura do ar acima de 25°C na edificação ou nos ambientes, constatou-se que esse valor foi igual ao percentual do número de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado na função de resfriamento; portanto, o sistema de ventilação híbrida funciona de acordo com as temperaturas de controle propostas. Como o controle utilizado no programa *EnergyPlus* para ventilação híbrida considera a temperatura do ar (a mesma empregada no sistema de ar-condicionado), o percentual de horas ocupadas acima da temperatura de 25°C ou abaixo de 20°C foi maior para a temperatura operativa do que para a temperatura do ar. Durante a análise do funcionamento da estratégia de ventilação híbrida observou-se que quanto mais altos os valores de temperaturas externas, maiores o consumo e a utilização do sistema de ar-condicionado.

Palavras chave: ventilação híbrida, simulação computacional, economia de energia.

ABSTRACT

One approach to reduce energy use with HVAC (heating, cooling, and air conditioning) systems is to adopt hybrid ventilation, a ventilation system which combines both natural (i.e passive) and mechanical (i.e active) ventilation. The aim of this study was to evaluate the energy saving potential from the use of hybrid ventilation on commercial buildings located in Florianópolis, Santa Catarina. To achieve this objective, an energy efficient commercial typology was developed. In this typology, the value of solar absorptance of the exterior walls and roof was set at 0.2, and interior openings were added; additionally, the brise soleil was dimensioned to reduce thermal gains by solar radiation and to increase energy savings. This commercial typology was simulated with the EnergyPlus software in five case studies. In three case studies, the air conditioning system had its setpoint at: 1) 23°C for cooling, 2) 25°C for cooling, and 3) 25°C for cooling and 20°C for heating during the occupancy time (8 a.m. to 6 p.m., from Monday until Friday). The other two cases were operated with hybrid ventilation during the occupancy time. The first case had its setpoint temperature at 25°C for cooling while the second case was set at 25°C for cooling and 20°C for heating. In both cases natural ventilation occurred when the air temperature was between 20°C and 25°C. The cooling energy saving potential, with the application of the hybrid ventilation strategy was analyzed. The results have shown that among the HVAC modes, cooling is the most energy demanding, representing up to 95% of the total energy consumption. Considering the setpoint of 23°C for cooling, the use of hybrid ventilation resulted in a cooling energy saving potential of 56%. When comparing the cases studies in which the cooling setpoint was the same (25°C), the cooling energy saving potential with hybrid ventilation was 28%. Considering the offices' locations in the building, the solar position had little influence on the consumption with cooling, due to the addition of the brise soleil on the north, east, and west facades. On the other hand, as the solar absorptance of the roof was set at 0.2, the major cooling demand was in the intermediate floor, whilst it remained similar at ground and top floor. When increasing the solar absorptance of the roof from 0.2 until 0.8, the consumption with cooling increased in the top floor and became higher than in the ground and intermediate floors. When analyzing the hours in which the air temperature was above 25°C in the building or internal areas, the result

was equal to the hours that the air conditioning system did not meet the cooling setpoint. Therefore, the hybrid ventilation system worked in accordance to the proposed setpoint temperatures. As the control temperature employed for hybrid ventilation on the EnergyPlus software considers the air temperature (as does the air conditioning system), the percentage of hours of the occupancy time with temperatures above 25°C or below 20°C was higher for operative temperature than for air temperature. During the analysis of hybrid ventilation strategy performance it could be observed that the higher the external temperature, the greater is the consumption and usage of air conditioning systems.

Keywords: hybrid ventilation, simulation, energy savings.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fontes de insatisfação com conforto térmico nas edificações com ventilação híbrida.....	51
Figura 2 – Método analítico para zona de conforto: variações aceitáveis de temperatura operativa e umidade (1,1 met; 0,5 e 1,0 clo)	57
Figura 3 – Índice de conforto proposto pela ANSI/ASHRAE 55/2004: variação de temperatura operativa aceitável em ambientes ventilados naturalmente.....	58
Figura 4 – Aceitabilidade térmica para edificações naturalmente ventiladas a partir de dados de estudo de campo no Brasil	62
Figura 5 – Votos de aceitabilidade térmica do experimento de De Vecchi (2011) representada na zona de temperatura operativa aceitável para espaços naturalmente condicionados e na zona de proposta para o ajustamento do clo	63
Figura 6 – Zona gráfica de conforto para o Brasil: intervalo aceitável de temperatura operativa e umidade da NBR 16401/2008 plotados na carta psicrométrica.....	64
Figura 7 – Esquema de fluxograma do gerenciador do sistema de ventilação híbrida do programa EnergyPlus.....	69
Figura 8 – Carta bioclimática de Givoni (1992) e percentuais de horas correspondentes a cada estratégia de condicionamento térmico para Florianópolis	72
Figura 9 – Dados de temperatura externa de bulbo seco de acordo com os dados do arquivo climático TRY de referência para Florianópolis.....	73
Figura 10 – Leitura da carta solar	74
Figura 11 – Temperatura de bulbo seco horária plotada na carta solar de Florianópolis até o dia 21 de junho no programa Analysis SOL-AR.....	75
Figura 12 – Temperatura de bulbo seco horária plotada na carta solar de Florianópolis após o dia 21 de junho no programa Analysis SOL-AR	75
Figura 13 – Rosa dos ventos do arquivo TRY de Florianópolis, com direção e velocidades mais frequentes	76
Figura 14 – Rosa dos ventos do arquivo TRY de Florianópolis, com direção e frequência de ocorrência	76
Figura 15 – Esquema geral do método.....	82
Figura 16 – Esquema de ventilação cruzada entre as aberturas internas (ilustrado em planta baixa).....	84
Figura 17 – Corte AA do pavimento tipo com esquema de ventilação entre as aberturas internas (ilustrado em corte esquemático – sem escala).....	84
Figura 18 – Corte BB do pavimento tipo (sem escala)	85

Figura 19 – Mascaramento proporcionado pelo brise horizontal infinito e pelo ângulo alfa (α).....	86
Figura 20 – Corte esquemático brise.....	86
Figura 21 – Planta baixa.....	87
Figura 22 – Sombreamento dos brises gerado no programa Solar Tool v.200.....	88
Figura 23 – Edificação em 3D utilizada para simulação.....	91
Figura 24 – Padrão de uso: ocupação, equipamentos e iluminação.....	92
Figura 25 – Esquema das etapas seguidas.....	97
Figura 26 – Temperaturas utilizadas no sistema de ventilação híbrida.....	99
Figura 27 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso referência 23.....	107
Figura 28 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso referência 25.....	107
Figura 29 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso híbrida 25.....	107
Figura 30 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso referência 20-25.....	107
Figura 31 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso híbrida 20-25.....	108
Figura 32 – Graus-hora de aquecimento em 20°C e resfriamento em 25°C para os casos T = 22 e T = 20.....	116
Figura 33 – Consumo de energia elétrica total na edificação.....	118
Figura 34 – Consumo anual com o sistema de ar-condicionado.....	118
Figura 35 – Consumo mensal com resfriamento na edificação.....	120
Figura 36 – Localização de cada ambiente de escritório (zonas).....	122
Figura 37 – Consumo anual com resfriamento nas zonas do andar térreo.....	122
Figura 38 – Consumo anual com resfriamento nas zonas do andar intermediário.....	123
Figura 39 – Consumo anual com resfriamento nas zonas do andar superior.....	123
Figura 40 – Consumo com resfriamento na zona Z1 (N-O) para os andares térreo, intermediário e superior.....	124
Figura 41 – Consumo com resfriamento na zona Z8 (S) para os andares térreo, intermediário e superior.....	125
Figura 42 – Perda de calor por condução nas superfícies do piso e do teto para os andares térreo e intermediário e do teto para o andar superior.....	127
Figura 43 – Consumo com resfriamento na zona Z1 para os andares térreo, intermediário e superior no caso referência 25 com diferentes parâmetros.....	129
Figura 44 – Percentual de horas ocupadas em que a temperatura do ar está acima de 25°C e abaixo de 20°C na edificação.....	132

Figura 45 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C e abaixo de 20°C na edificação.	133
Figura 46 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6.....	137
Figura 47 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	138
Figura 48 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z7	138
Figura 49 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z7) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	138
Figura 50 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z3	139
Figura 51 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z3) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	139
Figura 52 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6... ..	140
Figura 53 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	141
Figura 54 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z1.	143
Figura 55 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z1..	144
Figura 56 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6	145
Figura 57 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	145
Figura 58 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z7	146
Figura 59 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z7) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	146
Figura 60 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C entre os casos referência 25 e híbrida 25 no andar intermediário	147
Figura 61 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6.....	148
Figura 62 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	148
Figura 63 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z9	149
Figura 64 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z9) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	149

Figura 65 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z7	150
Figura 66 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z7) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	150
Figura 67 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z4	151
Figura 68 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z4) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C	151
Figura 69 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C entre os casos referência 25 e híbrida 25 no andar intermediário.....	152
Figura 70 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6...	153
Figura 71 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C.....	153
Figura 72 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z9...	154
Figura 73 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z9) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C.....	154
Figura 74 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z7...	155
Figura 75 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z7) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C.....	155
Figura 76 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C entre os casos referência 25 e híbrida 25	156
Figura 77 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C entre os casos referência 25 e híbrida 25	157
Figura 78 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C nos andares (térreo, intermediário e superior) entre os casos referência 25 e híbrida 25 na zona Z1	158
Figura 79 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z8.....	159
Figura 80 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z8) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C.....	159

Figura 81 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z1	160
Figura 82 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z1) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C.....	160
Figura 83 – Esquema de funcionamento do sistema para o caso híbrida 25	161
Figura 84 – Porcentagem de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) nas zonas do andar intermediário	163
Figura 85 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z3 (forma gráfica)	165
Figura 86 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z3) do percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural	165
Figura 87 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z8 (forma gráfica)	166
Figura 88 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z8) do percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural	166
Figura 89 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z1 (forma gráfica)	167
Figura 90 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z1) do percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural	167
Figura 91 – Porcentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) na zona Z1 para o andar intermediário	169
Figura 92 – Temperatura externa de bulbo seco, temperatura do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário no mês de janeiro.....	171
Figura 93 – Porcentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) na zona Z1 para o andar intermediário no mês de janeiro.....	171
Figura 94 – Temperatura externa de bulbo seco, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário.....	173

Figura 95 – Fator de abertura e consumo com resfriamento na zona Z1 do andar intermediário	173
Figura 96 – Temperatura externa de bulbo seco, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário para o dia 16 de janeiro.....	175
Figura 97 – Fator de abertura e consumo com resfriamento e ventiladores na zona Z1 do andar intermediário para o dia 16 de janeiro	175
Figura 98 – Porcentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) na zona Z1 do andar intermediário para o dia 16 de janeiro.....	176
Figura 99 – Temperatura externa, temperatura do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário no mês de junho	177
Figura 100 – Porcentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural na zona Z1 para o andar intermediário no mês de junho.....	178
Figura 101 – Temperatura externa, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário	179
Figura 102 – Fator de abertura e consumo com resfriamento e ventiladores na zona Z1 do andar intermediário	180
Figura 103 – Temperatura externa de bulbo seco, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário para o dia 28 de junho.....	181
Figura 104 – Fator de abertura e consumo com resfriamento e ventiladores na zona Z1 do andar intermediário para o dia 28 de junho	181
Figura 105 – Porcentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural na zona Z1 do andar intermediário para o dia 28 de junho	182
Figura 106 – Temperatura externa, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário no mês de novembro	183
Figura 107 – Porcentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar condicionado ou permitida a ventilação natural na zona Z1 para o andar intermediário no mês de novembro	184

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Estratégias de ventilação híbrida analisadas no estudo de Ezzeldin e Rees (2013).	37
Tabela 2 – Carga térmica total anual.....	43
Tabela 3 – Dados quantificados para Florianópolis segundo os métodos descritos na ASHRAE (2013).....	61
Tabela 4 – Estratégias bioclimáticas para a cidade de Florianópolis-SC obtidas por meio do software Analysis Bio	72
Tabela 5 – Tabela de esquadrias	87
Tabela 6 – Cargas internas	93
Tabela 7 – Descrição das propriedades dos materiais	94
Tabela 8 – Composição dos materiais.....	95
Tabela 9 – Propriedades do vidro 6 mm	96
Tabela 10 – Dias de projeto para o inverno e o verão	101
Tabela 11 – Número de frações de aberturas e detalhes das aberturas.....	104
Tabela 12 – Perda de calor por condução na superfície interna (W).....	127
Tabela 13 – Porcentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar térreo para o caso híbrida 25	134
Tabela 14 – Porcentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar intermediário para o caso híbrida 25	134
Tabela 15 – Porcentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar superior para o caso híbrida 25	135
Tabela 16 – Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C para os ambientes de escritório no andar intermediário para o caso híbrida 25	136
Tabela 17 – Porcentagem de horas ocupadas abaixo das temperaturas do ar e operativa de 20°C para os ambientes de escritório no andar térreo para o caso híbrida 25	142
Tabela 18 – Porcentagem de horas ocupadas abaixo das temperaturas do ar e operativa de 20°C para os ambientes de escritório no andar intermediário para o caso híbrida 25	142
Tabela 19 – Porcentagem de horas ocupadas abaixo das temperaturas do ar e operativa de 20°C para os ambientes de escritório no andar superior para o caso híbrida 25	142
Tabela 20 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z3	165

Tabela 21 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z8.....	165
Tabela 22 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z1.....	167
Tabela 23 – Número de minutos ocupados correspondentes a 100% de cada mês	169

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANVISA Sanitária	Agência Nacional de Vigilância
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
HVAC	Aquecimento, ventilação e ar-condicionado (<i>heating, venting and air conditioning</i>).
BEMS	<i>Building Energy management system</i>
BEN	Balanco Energético Nacional
COP	Coefficiente de Performance
EIA	Agência Internacional de Energia
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
LabEEE	Laboratório de Eficiência Energética em Edificações
NBR	Norma Brasileira
TRY	<i>Test Reference Year</i>
PTHP	<i>Packaged Terminal Heat Pump</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Importância e justificativas	27
1.2	Objetivos	29
1.2.1	Objetivo geral	29
1.2.2	Objetivos específicos	29
1.3	Estrutura do trabalho	30
2	REVISÃO DE LITERATURA	31
2.1	Economia de energia e conforto térmico em edificações com ventilação híbrida	31
2.1.1	Estudos com simulação computacional	32
2.1.2	Estudos de pós-ocupação	47
2.2	Métodos de conforto térmico	56
2.2.1	ASHRAE 55	56
2.2.2	NBR 16401	63
2.3	O programa de simulação EnergyPlus	65
2.4	Contexto climático de Florianópolis/SC	71
2.5	Considerações finais	77
3	MÉTODO	81
3.1	Definição das características da edificação	83
3.1.1	Tipologia	83
3.1.2	Padrão de uso, ocupação e cargas internas	92
3.2	Simulação com ventilação híbrida	96
3.2.1	Horários de utilização do sistema de ar-condicionado e da ventilação natural	98
3.2.2	Determinação das temperaturas para o sistema de ventilação híbrida	99
3.2.3	Simulação com sistema de ar-condicionado	100
3.2.4	Simulação com ventilação natural	102
3.3	Casos analisados	105
3.4	Aspectos analisados	108

3.4.1	Análise da temperatura de controle na ventilação natural	109
3.4.2	Análise do consumo de energia elétrica	109
3.4.3	Análise de desconforto térmico	111
3.4.4	Análise do funcionamento da estratégia de ventilação híbrida	112
4	RESULTADOS	115
4.1	Análise da temperatura de controle na ventilação natural	115
4.2	Análise do consumo de energia elétrica	117
4.2.1	Consumo de energia elétrica na edificação	117
4.2.2	Consumo de energia elétrica com o sistema de ar-condicionado nos ambientes de escritório	121
4.3	Análise de desconforto térmico	130
4.3.1	Análise da edificação	131
4.3.2	Análise dos ambientes de escritório	133
4.3.2.1	Análise dos ambientes no caso com ventilação híbrida	134
4.3.2.2	Análise dos ambientes no caso com sistema de ar-condicionado	144
4.3.2.3	Comparação do caso com ar-condicionado e com ventilação híbrida	146
4.4	Análise do funcionamento da estratégia de ventilação híbrida	161
4.4.1	Análise geral	162
4.4.2	Análise de dias específicos	170
4.4.2.1	Análise do mês de janeiro	170
4.4.2.2	Análise do mês de junho	177
4.4.2.3	Análise do mês de novembro	183
5	CONCLUSÕES	185
5.1	Limitações do trabalho	188
5.2	Sugestões para trabalhos futuros	190
	REFERÊNCIAS	191
	APÊNDICE A: MEMORIAL DE CÁLCULO	203

APÊNDICE B: DETALHAMENTO DA PORCENTAGEM DA TEMPERATURA DO AR E OPERATIVA PARA O CASO HÍBRIDA 25 207

APÊNDICE C: RESULTADOS DO PERCENTUAL DE HORAS OCUPADAS COM A TEMPERATURA DO AR E OPERATIVA ACIMA DE 25°C E ABAIXO DE 20°C PARA O CASO REFERÊNCIA 25 213

APÊNDICE D: COMPARAÇÃO DO PERCENTUAL DE HORAS OCUPADAS COM A TEMPERATURA DO AR E OPERATIVA ACIMA DE 25°C E ABAIXO DE 20°C ENTRE OS CASOS REFERÊNCIA 25 E HÍBRIDA 25 220

APÊNDICE E: ANÁLISE DO FUNCIONAMENTO DA ESTRATÉGIA DE VENTILAÇÃO HÍBRIDA ANUAL E MENSAL 224

APÊNDICE F: ANÁLISE DO FUNCIONAMENTO DA ESTRATÉGIA DE VENTILAÇÃO HÍBRIDA NO MÊS DE NOVEMBRO 226

1 INTRODUÇÃO

1.1 Importância e justificativas

Segundo a Agência Internacional de Energia (EIA), no mundo cerca de 55% do consumo final de energia elétrica das edificações é gasto com sistemas de ar-condicionado e iluminação artificial (EIA, 2012). No Brasil, de acordo com o Balanço Energético Nacional, em 2014, 50% de toda energia elétrica foi consumida por estes três setores: 17,1%, pelo uso comercial; 8%, pelo setor público; e 24,9%, pelas residências (BRASIL, 2015).

Nas edificações comerciais, o sistema de condicionamento artificial é responsável por grande parte do consumo de energia, juntamente com a iluminação artificial. Nessas edificações, 47% da energia é gasta com condicionamento artificial (ELETROBRAS, 2007)¹, por isso é importante que arquitetos e engenheiros, durante o projeto, estudem e utilizem estratégias em que seja utilizada pouca ou até mesmo nenhuma energia elétrica. Uma das estratégias, principalmente para os países que possuem clima quente e úmido, é a ventilação natural. Segundo Lin e Chuah (2011), em países de clima subtropical, a ventilação natural tem grande potencial de economia de energia, pois esse tipo de clima é caracterizado por invernos amenos e temperaturas externas inferiores às temperaturas internas em boa parte do ano. Conforme Santamouris e Wouters (2006), além de proporcionar conforto térmico aos ocupantes, a ventilação natural contribui para a renovação do ar interno, que auxilia na higiene dos ambientes e também reduz o consumo de energia, por evitar ou minimizar a utilização dos sistemas de condicionamento de ar.

Porém, mesmo com todos esses benefícios, há muita preocupação e vários obstáculos associados a elementos (como janelas) que são aproveitados para a utilização da ventilação natural. Segundo Brager et al. (2007) e Papst et al. (2005), o emprego da estratégia de ventilação natural é limitado por condições climáticas e pela quantidade de cargas internas na edificação. Além disso, há a própria imprevisibilidade, associada ao controle e ao desempenho térmico de edificações ventiladas naturalmente (BRAGER et al., 2007).

¹ Esta é a última versão do Relatório de Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil.

Diferentemente da edificação residencial, edifícios comerciais e públicos contam com maior densidade de usuários, equipamentos e lâmpadas. Como consequência, há uma tendência ao superaquecimento dos ambientes, mesmo em situações em que o clima externo indica conforto térmico (PAPST et al., 2005), dificultando a aplicação de estratégias bioclimáticas, como a própria ventilação natural.

Além disso, nem sempre as variáveis climáticas, como disponibilidade de vento e radiação, estão disponíveis. Peña et al. (2008) verificaram e compararam – para o clima de Florianópolis, no ano de 2006, durante os três meses mais frios e os três meses mais quentes – a disponibilidade de vento e radiação solar quando as estratégias de ventilação natural e aquecimento solar são requeridas. Os autores observaram que, para os meses mais quentes, em 74% das horas em que era necessária a ventilação havia disponibilidade da variável vento e, para os meses mais frios, em apenas 35% das horas em que o aquecimento solar era necessário havia disponibilidade de sol.

Uma forma de redução dos gastos com sistemas de resfriamento é a utilização de ventilação híbrida ou modo misto de ventilação. A estratégia de ventilação híbrida refere-se a uma abordagem híbrida para o condicionamento do espaço que utiliza uma combinação de ventilação natural das janelas operáveis (manual ou automaticamente controladas) e sistemas mecânicos, que incluem equipamentos de distribuição e refrigeração de ar. Portanto, com a utilização dessa estratégia há a integração do uso de ar-condicionado e o uso da ventilação natural, quando e onde for necessário e sempre que possível. São medidas que visam maximizar o conforto, evitar o uso significativo de energia e reduzir os custos operacionais com o ar-condicionado ao longo do ano (BRAGER, 2006; BRAGER; BAKER, 2008; BRAGER et al., 2000; EMMERICH; CRUM, 2005).

No Brasil, é comum a existência de edifícios de escritórios condicionados artificialmente e com grandes áreas envidraçadas, as quais permitem a entrada dos raios solares e superaquecem o ambiente interno. A opção da utilização da ventilação natural, alternadamente com um sistema de ar-condicionado, reduziria os gastos em energia elétrica decorrentes do uso desses equipamentos.

Muitos estudos têm demonstrado que a edificação com ventilação híbrida oferece economia de energia em comparação com edificações convencionais condicionadas artificialmente (BRAGER, 2006; EMMERICH; CRUM, 2005; JI et al., 2009; KARAVA et al., 2012; MENASSA et al., 2013; OLSEN; CHEN, 2003; SALCIDO et al., 2016). Entretanto, grande parte dessas pesquisas está focada em climas

temperados, como no Norte da Europa e em países da América do Norte.

No Brasil, há alguns exemplos de estudos, como o de Benedetto (2007), Marcondes et al. (2010) e Rupp e Ghisi (2013). Esses estudos brasileiros, assim como os de outros países, mostram que as edificações com ventilação híbrida apresentam economia de energia quando comparadas com as edificações convencionais condicionadas artificialmente. Além disso, as edificações com ventilação híbrida ou modo misto de ventilação, desde que bem projetadas e operadas, também resultam em melhor conforto, produtividade e qualidade do ar (BRAGER, 2006; LEAMAN; BORDASS, 1998) em relação a edifícios com sistema de ar-condicionado.

Dentro do contexto exposto, o presente trabalho avaliou o potencial de economia de energia elétrica alcançado por meio do uso de ventilação híbrida em edificações comerciais, comparando-se com a utilização exclusiva do sistema de ar-condicionado.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Este trabalho objetiva avaliar o potencial de economia de energia elétrica com a utilização de ventilação híbrida em edificações comerciais, para o clima de Florianópolis, SC, em uma tipologia comercial eficiente energeticamente a partir de simulação computacional.

1.2.2 Objetivos específicos

Com a elaboração deste trabalho, almeja-se atingir os seguintes objetivos específicos:

- Analisar o período e a quantidade de tempo ocupado em que é acionado o sistema de ar-condicionado e são abertas as janelas (ventilação natural) na ventilação híbrida;
- Analisar o atendimento à temperatura de controle estabelecida no sistema de ventilação híbrida;

- Analisar o consumo com o sistema de ar-condicionado a partir da aplicação da estratégia de ventilação híbrida; e
- Verificar se há influência nos resultados quanto à orientação solar dos ambientes (norte, sul, leste, oeste) e ao andar (térreo, intermediário e superior).

1.3 Estrutura do trabalho

Este trabalho divide-se em cinco capítulos. No Capítulo 1 descrevem-se a importância e justificativas da pesquisa, bem como os objetivos do trabalho. O Capítulo 2 apresenta uma revisão de literatura do tema abordado no trabalho. São levantados aspectos referentes à ventilação híbrida nas edificações, com a definição do sistema de ventilação híbrida; estudos de caso em edificações que utilizam o sistema de ventilação híbrida; modelos e normas referentes ao conforto térmico; o programa de simulação utilizado nesta pesquisa (*EnergyPlus*); e a caracterização climática de Florianópolis, SC. O Capítulo 3 apresenta o método proposto, que consiste em definir a tipologia comercial eficiente energeticamente e, em seguida, utilizar a simulação computacional nessa edificação a fim de avaliar quantitativamente a economia de energia elétrica total e com o sistema de ar-condicionado, bem como verificar o funcionamento da estratégia de ventilação híbrida. O Capítulo 4 trata dos resultados desta pesquisa, que consistem em analisar: 1) a temperatura de controle utilizada na edificação com ventilação híbrida quando essa é operada com ventilação natural; 2) o consumo de energia elétrica total e com o sistema de ar-condicionado na edificação; 3) o consumo com o sistema de ar-condicionado nos ambientes de escritório (zonas); 4) a temperatura de controle utilizada no sistema de ventilação híbrida a partir da verificação do percentual de desconforto térmico; e 5) o funcionamento da estratégia de ventilação híbrida. O Capítulo 5 apresenta as conclusões, as limitações do trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros. No final do trabalho são apresentadas as referências bibliográficas, bem como os apêndices.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Este capítulo apresenta a revisão da literatura dos assuntos relacionados ao tema do trabalho. Aborda aspectos referentes à definição de ventilação híbrida e a estudos realizados em edificações que utilizam o sistema de ventilação híbrida. São também verificadas as normas referentes a conforto térmico, o programa de simulação a ser utilizado neste trabalho e a caracterização climática de Florianópolis, SC.

2.1 Economia de energia e conforto térmico em edificações com ventilação híbrida

A ventilação natural obtida a partir de aberturas na fachada, quando utilizada de forma adequada, proporciona conforto térmico aos ocupantes, contribui para a renovação do ar interno, que auxilia na higiene dos ambientes e também reduz o consumo de energia, por evitar ou minimizar a utilização dos sistemas de condicionamento de ar (SANTAMOURIS; WOUTERS, 2006; WOODS et al., 2009). Contudo, a utilização da ventilação natural é limitada a alguns climas, localizações e tipologias de edificações (BRAGER et al., 2007; PAPST et al., 2005).

Uma forma de minimizar os gastos com os sistemas de resfriamento é utilizando a ventilação híbrida ou o modo misto de ventilação. Ela integra o uso do ar-condicionado ou sistemas de ventilação mecânico (quando e onde necessário) com o uso da ventilação natural (sempre que for possível) a fim de: maximizar o conforto térmico, evitar o uso significativo de energia e reduzir os custos operacionais ao longo do ano com o uso de ar-condicionado (BRAGER, 2006; BRAGER; BAKER, 2008; BRAGER et al., 2000; EMMERICH; CRUM, 2005; HEISELBERG et al., 2002).

Pesquisas, como as de Ezzeldin e Rees (2013), Ji et al. (2009), Emmerich e Crum (2005), Karava et al. (2012), Marcondes et al. (2010), Rupp e Ghisi (2013), Daly (2002), Olsen e Chen (2003), mostram que a utilização da ventilação híbrida auxilia na economia de energia. Estudos de pós-ocupação em edificações com ventilação híbrida, como os de Brager et al. (2000), Thomas e Vanderberg (2007), Brager e Baker (2008), Thomas e Thomas (2010), mostram que os usuários estão

satisfeitos com o conforto térmico nas edificações com ventilação híbrida. Outros estudos, como o de Deuble e De Dear (2012), Rijal et al. (2008a), Manu et al. (2016), Luo et al. (2015), mostram que o método de conforto térmico que mais se aproxima das edificações analisadas *in loco* é o adaptativo. A seguir são apresentados os estudos mais relevantes encontrados na literatura.

2.1.1 Estudos com simulação computacional

Em Hangzhou, no Sul da China, foi simulada uma edificação de escritórios de quatro andares, concebida para ser um edifício com baixo consumo de energia. O clima de Hangzhou é subtropical úmido. O edifício possui uma combinação de *shafts* e um átrio central que são usados para extrair o ar através do prédio, usando forças de flutuação. Tetos de concreto expostos com grande massa térmica foram utilizados na construção para aumentar os efeitos de resfriamento passivo noturno.

O horário de ocupação adotado foi das 8h às 18h, de segunda a sábado. Para a iluminação, ocupantes e computadores, durante esse período, as cargas internas foram de 12 W/m^2 , 90 W/m^2 e 116 W/m^2 , respectivamente. No sábado, os ganhos de calor de ocupantes e computadores foram reduzidos pela metade (somente o ganho com iluminação manteve-se inalterado). Uma taxa de infiltração de 0,2 trocas de ar por hora foi assumida e os efeitos do vento foram ignorados. Os *setpoints* para o sistema de aquecimento e resfriamento foram de 20°C e 27°C , respectivamente, quando o sistema mecânico estava em uso. A estratégia de ventilação híbrida da edificação foi modelada com base no Manual de aplicação 13: ventilação mista (CIBSE, 2000) e no Guia B2: ventilação e ar-condicionado (CIBSE, 2001).

A estratégia de ventilação híbrida funcionou da seguinte forma: nos períodos ocupados, quando $T_a < 13^\circ\text{C}$, os *dampers* se abriram a 10%; com $T_a > 20^\circ\text{C}$, os *dampers* foram totalmente abertos; quando $13^\circ\text{C} \leq T_a \leq 20^\circ\text{C}$, os *dampers* foram regulados de forma linear de 25% a 100% (T_a é considerada a temperatura ambiente e T_i , a temperatura interna do escritório). Além disso, os critérios de $T_i - T_a > 1 \text{ K}$ e $\text{CO}_2 < 1000 \text{ ppm}$ deveriam ser satisfeitos. Para os períodos não ocupados (10h às 7h), foi utilizada a ventilação noturna passiva, nas seguintes condições: quando $T_a < 15^\circ\text{C}$, os *dampers* foram fechados; quando $T_a > 17^\circ\text{C}$, os *dampers* foram totalmente abertos; quando $15 \leq T_a \leq 17^\circ\text{C}$, os *dampers* foram abertos linearmente de 0% a 100%. Também o critério

de $T_i - T_a > 1$ K teve que ser satisfeito. Para a análise termoenergética, foi utilizado o programa IES (IES, 2015). Para observar a economia no consumo de energia a partir da estratégia de ventilação híbrida, comparou-se essa estratégia com a utilização da ventilação mecânica.

Ao utilizar a estratégia de ventilação híbrida em comparação com a ventilação mecânica, os resultados mostraram que é possível reduzir, durante o período de um ano, cerca de 30% a 35% com carga de resfriamento. Com relação ao consumo anual com ventilador, economizou-se cerca de um terço de energia. Além disso, com a utilização de ventilação híbrida, foi possível chegar aos critérios de conforto térmico estabelecidos, o que não se conseguiria somente com a utilização de ventilação natural (JI et al. 2009).

Ressalta-se que, no estudo apresentado, o controle utilizado no sistema de ventilação híbrida foi a temperatura. Tal critério não cobre todos os aspectos do sistema. Poderia ter sido acrescentado no sistema um dispositivo de desumidificação para controlar a umidade interna do ambiente e que pouco prejudicasse o potencial de economia de energia do sistema.

Em outro estudo, Emmerich e Crum (2005) simularam uma edificação de escritório para três cidades nos Estados Unidos: Los Angeles, Minneapolis e Boston. Minneapolis e Boston possuem clima continental úmido, enquanto em Los Angeles o clima é mediterrânico. O edifício possuía cinco andares de escritórios, com uma área total de 4.300 m², organizada em torno de um átrio. Além disso, a edificação foi projetada para ser uma construção com baixo consumo de energia. As propriedades térmicas foram baseadas na ASHRAE *Handbook of Fundamentals* (1997).

A seguir estão listadas as características mais importantes utilizadas na simulação: 1) ocupação de duas pessoas por 15 m² de escritório; 2) a carga interna total dos escritórios durante o dia, no horário de ocupação, foi de 27,5 W/m², sendo reduzida a 0 W/m² fora do horário de ocupação; 3) a carga interna no átrio, corredores, hall, durante o dia, foi de 5W/m²; 4) as janelas ocuparam 45% da área total das fachadas, sendo constituídas por vidros *low-e* (de baixa emissividade térmica); 5) as paredes foram constituídas de ladrilho de tijolo cerâmico, madeira compensada, fibra de vidro e placas de gesso; 6) a massa térmica foi constituída por uma laje de concreto com espessura de 150 milímetros, com área de 150% do limite combinado nominal das áreas de piso e teto.

A edificação e os sistemas de condicionamento artificial, natural e híbrido foram modelados no programa CONTAMR, uma ferramenta que permite a cossimulação de ventilação multizona com simulação térmica. O modelo da edificação no CONTAMR possui o total de 56 zonas, que incluem 45 zonas de escritórios (nove zonas por andar), representando a quantidade real de 110 escritórios, cinco zonas de elevador e seis zonas de átrio. Utilizou-se a premissa de que, para ambos os sistemas utilizados na edificação (ventilação natural, sistema de ar-condicionado e ventilação híbrida), a temperatura média interna nos ambientes de escritório, em 98% das horas ocupadas, deveria ser maior que 20°C e menor que 26°C. Além disso, em ambos os sistemas, a concentração de CO₂ deveria ser igual ou abaixo dos níveis máximos recomendados pela ASHRAE *Standard* 62.1- requisitos para temperatura externa do ar (1.400 mL/m³ durante 98% do tempo de ocupação).

A ventilação natural seguiu os seguintes preceitos: lajes maciças para redução de cargas de resfriamento durante o dia, átrio de ventilação, dutos e grelhas dos escritórios ligados ao átrio e resfriamento noturno. Os aquecedores foram acionados segundo as condições climáticas específicas. O sistema mecânico foi composto de unidades de tratamento de ar para cada andar, com temperaturas e taxas de ventilação que satisfizessem o padrão ASHRAE 62.1. Esse sistema foi operado durante o horário de ocupação da edificação.

No sistema híbrido de ventilação, os ventiladores foram controlados individualmente em cada escritório e ligados e desligados em função da concentração de CO₂ no escritório. Para verificar a economia de energia obtida com a utilização de ventilação híbrida, foram selecionados os seguintes meses para análise: fevereiro, abril e julho.

Para as cidades de Minneapolis e Boston, nos meses de fevereiro e abril, foi necessário aquecimento, enquanto no mês de julho foi necessário resfriamento. Na cidade de Los Angeles, nos três meses foi necessário utilizar resfriamento. Para a cidade de Minneapolis, no mês de julho, os resultados mostraram que a utilização do sistema híbrido, em comparação com o sistema mecânico, ocasionou economia de energia no resfriamento e com ventiladores, de 47% e 65%, respectivamente. Em Boston, houve economia de energia de 9% para os ventiladores no mês de abril e com resfriamento e ventiladores de, respectivamente, 47% e 68% no mês de julho. Em Los Angeles, no mês de fevereiro, houve economia de 100% no aquecimento e no resfriamento e de 99% nos ventiladores; no mês de abril houve

economia em resfriamento e ventiladores de, respectivamente, 76% e 93%; em setembro verificou-se economia no resfriamento e em ventiladores de 97% e 99%, respectivamente.

Cabe salientar que em Minneapolis, nos meses de fevereiro e abril, ocorreu maior consumo no sistema híbrido, com aquecimento (10% e 66%, respectivamente) e ventiladores (8% e 3%, respectivamente). Na cidade de Boston, nos meses de fevereiro e abril, houve maior consumo no sistema híbrido com aquecimento (12% e 62%, respectivamente) e ventiladores (8% em fevereiro).

Ressalta-se que, embora os critérios utilizados no sistema de ventilação híbrida sejam úteis, não cobrem todos os aspectos do desempenho do sistema. Os autores ressaltam que certos fatores, tais como controle de umidade, temperatura efetiva e concentração de partículas contaminantes no ar, poderiam ser utilizados em estudos futuros.

Ezzeldin e Rees (2013) avaliaram sistematicamente o desempenho de diferentes estratégias de ventilação híbrida para edifícios de escritório, em climas áridos. Um protótipo de projeto de edifício de escritório foi utilizado. Esse protótipo teve como base um andar da edificação de escritório e foi otimizado para um melhor desempenho anual do sistema de ar-condicionado, variando a forma, a orientação, o percentual de vidro nas fachadas, o envelope e os dispositivos de sombreamento.

Nesse estudo, foram usadas as seguintes características: 1) forma retangular, com dimensões internas de 30 m x 20 m x 3,5 m (pé-direito) e zona representando o andar intermediário da edificação; 2) eixo de orientação leste-oeste; 3) 30% e 90% de vidro para, respectivamente, as fachadas sul e norte (norte e sul no caso de Alice Springs); 4) sensores de luz localizados a 2,5 m das janelas, controlando a iluminação até 5 m das janelas; e 5) valores de transmitância térmica do envelope e fator solar dos vidros escolhidos para contemplar a *ASHRAE Standard 90.1*.

O protótipo foi simulado com duas cargas térmicas: 25 W/m² e 50 W/m², representando a faixa de valores encontrados em guias de projeto (ASHRAE, 2005; CIBSE, 2006). O padrão de ocupação da edificação foi de oito horas por dia, nos cinco dias da semana. Iluminação, equipamentos e sistemas de resfriamento foram operados em carga máxima durante a ocupação e em níveis baixos fora do horário de ocupação.

Para a escolha das cidades onde a edificação seria simulada, foram analisados sistematicamente dados de cidades de clima árido (EZZELDIN; COOK, 2008) e escolhidas quatro cidades que representam a variação desse clima, são elas: Alice Springs, na Austrália; Manama, no Bahrein; Alarixe, no Egito; e Medina, na Arábia Saudita.

Com temperatura média anual de 21°C, Alice Springs tem umidade relativa média anual de 35% e variação diurna de 16°C; Manama tem temperatura média anual de 27°C, umidade relativa média anual de 64% e pequena variação diurna (7°C); Alarixe apresenta temperatura média anual de 19°C, umidade relativa média anual de 70% e variação diurna de 12°C; e Medina tem temperatura média anual de 28°C, umidade relativa média anual de 30% e variação diurna de 16°C.

Para o ar-condicionado, foram simulados dois sistemas usualmente utilizados nesse clima: o sistema com vazão de ar constante (CAV), considerado como caso-base (C), e o sistema com vazão de ar variável (VAV), considerado como caso B. Para a ventilação híbrida, foram utilizados os sistemas apresentados na Tabela 1. Os sistemas B1, B2 e B3 são variações do sistema de ar-condicionado com vazão variável (VAV), aliados à estratégia de ventilação natural. Os sistemas C1 a C4 são as variações do sistema de ar-condicionado com vazão constante radiante (variação do sistema CAV), aliados à estratégia de ventilação natural.

Tabela 1 – Estratégias de ventilação híbrida analisadas no estudo de Ezzeldin e Rees (2013).

Componentes do sistema de resfriamento		Sistemas com ventilação mista								
		B1	B2	B3	C1	C2	C3	C4	C5	
Sistema compacto de condicionamento de ar (HVAC)	Vazão constante (CAV)									
	Vazão variável (VAV)									
Ventilação natural	Dia									
	Noite									
Resfriamento evaporativo	Desumidificador no sistema de tratamento de ar do HVAC									
Sistema radiante	Teto radiante									
	Chiller									
	Torre de resfriamento									
	Tubos trocadores de calor abaixo do solo									



componentes ativos



componentes passivos

Fonte: Adaptado de: Ezzeldin e Rees (2013).

Em todos os casos, o sistema de resfriamento possui *setpoint* de controle para permitir a ventilação natural máxima prevista em critérios de conforto térmico. Para definir o horário de utilização de cada sistema (ar-condicionado e ventilação natural), Ezzeldin e Rees (2013) utilizaram as normas de conforto associadas a cada estratégia. Para a ventilação natural, utilizou-se o modelo adaptativo (considerando 20% dos ocupantes em desconforto) presente na ASHRAE 55 (2004), com base nos estudos de De Dear e Brager (1997) e de McCartney e Nicol (2002). Esses autores indicam que o modo de utilização da edificação com ventilação híbrida é semelhante às edificações com ventilação natural. Para os sistemas de ar-condicionado, foi utilizado o modelo de PMV (considerando a faixa de conforto entre +0,85 e -0,85) desenvolvido por Fanger (1970).

Após isso, foi verificado em quais horários não eram atingidas as temperaturas operativas dentro da faixa de conforto. Caso as temperaturas operativas da faixa de conforto estivessem fora da faixa de conforto utilizada, o sistema de ar-condicionado era acionado. O

programa utilizado para a simulação termoenergética foi o *EnergyPlus* (CRAWLEY et al., 2001). Após definidos os horários a serem utilizados por cada estratégia, foram simulados todos os casos.

Os resultados relacionados à economia de energia no sistema, devido à aplicação dos oito sistemas de refrigeração de modo misto de ventilação, foram expressos em termos de redução percentual em relação ao sistema B (VAV).

Com relação aos sistemas de resfriamento de modo misto de ventilação, os autores observaram que, aplicando o sistema B1 (sistema VAV mais ventilação natural), a economia de energia anual variou entre 51% e 63%, e 35% a 51% para, respectivamente, o caso da edificação com baixa e alta carga interna. Aplicando a ventilação noturna, como no sistema B2, houve reduções de energia entre 62% e 78%, e 63% e 71% para, respectivamente, o caso da edificação com baixa e alta carga interna. No sistema C2, que também possui ventilação noturna, as reduções foram de 70% e 79%, no caso de baixa carga interna, e 63% e 71%, no caso de alta carga interna.

Para os outros sistemas, considerando o caso com baixa carga interna, como a aplicação de resfriamento evaporativo direto (B3 e C3), torre de resfriamento (C4) e tubos trocadores de calor abaixo do solo (C5), a economia de energia, comparada com o sistema VAV (B), pôde chegar, respectivamente, à média de 70% (nas cidades de Alice Springs e Medina, que são menos úmidas), entre 55% e 73%, e entre 51% e 72%.

Com relação à carga interna, foi observado que houve menor economia de energia nos sistemas dos casos com alta carga interna. Com relação ao clima, a maior quantidade de energia foi consumida na cidade mais quente (Medina) e a menor em Alarixe, que possui temperaturas mais baixas.

No estudo, observou-se que foi possível obter uma elevada economia de energia com a utilização de diferentes estratégias de ventilação híbrida, mesmo com os sistemas mais simples (B1 e C1). Além disso, constatou-se que os altos valores de economia de energia com a utilização da estratégia de ventilação híbrida foram alcançados a partir de uma sala com características otimizadas para ser adequada ao clima (que envolve desde o material a ser utilizado, bem como estratégias de aproveitamento da iluminação natural e da ventilação natural), além da própria temperatura de *setpoint* do sistema, que foi testada e otimizada para que o ambiente ficasse dentro das condições de conforto térmico (PMV, quando o ar-condicionado é acionado; e

adaptativo, quando o ambiente está com a estratégia de ventilação híbrida).

Olsen e Chen (2003) avaliaram a economia de energia elétrica em uma edificação em Londres, no Reino Unido, através da simulação computacional com o programa *EnergyPlus*. O clima de Londres é ameno, o que possibilita a aplicação de sistemas alternativos de refrigeração, com baixo consumo de energia, que sejam tecnologicamente e economicamente viáveis. A edificação selecionada está localizada no Campus Sunbury BP, no subúrbio de Londres, tendo sido escolhida porque nela é utilizado um complexo sistema de HVAC com baixo consumo de energia. A edificação possui três pavimentos, que estão abertos a um átrio central e com quase 100% de percentual de abertura nas fachadas.

Para estimar as cargas de iluminação e equipamentos, fez-se medições *in loco* na edificação, no período de janeiro a fevereiro de 2002. A partir dos dados medidos, foram feitas médias até chegar a dados horários de uma semana típica. A carga interna com equipamentos e iluminação foi no máximo de, respectivamente, 7 W/m² e 10 W/m², resultando no total de 27 W/m². As cargas internas com equipamentos variaram entre 2 W/m² e 4 W/m², das 18h às 6h, e de 4 W/m² e 7W/m², das 6h às 18h. As cargas internas com iluminação variaram entre 1 W/m², das 21h às 6h; 8 W/m², das 6h às 21h; entre 8 W/m² e 10 W/m², das 12h às 18h; de 1 W/m² a 10 W/m², das 18h às 21h.

Ressalta-se que, na edificação, havia dimmers e sensores de movimento para controlar as luzes. A carga com pessoas foi estimada pelo número de mesas em cada ambiente (zona). O período de simulação foi de um ano. O funcionamento do sistema híbrido de ventilação foi calculado para o período de um ano, a partir da utilização de três estratégias: ventilação natural, refrigeração e aquecimento. Durante a utilização de ventilação natural, o sistema mecânico não funcionou. Nesse período, foi feita uma simulação e verificada qual a porcentagem de horas em que as temperaturas estavam na faixa de conforto. O modelo de conforto utilizado foi o de Levermore et al. (2000), no qual a temperatura não deve exceder 25°C por mais de 5%, durante o período de ocupação no ano, e a temperatura não deve exceder 28°C por mais de 1%, durante o período de ocupação no ano.

Foi verificado que a edificação não conseguia atender a esses parâmetros durante o ano todo. Em função disso, foi confirmada a necessidade de utilização de estratégias de ventilação mecânica para suprir os horários em que a ventilação natural não era suficiente para

suprir as condições de conforto. Verificou-se, portanto, que a utilização de energia no sistema híbrido de ventilação foi 22% menor do que o melhor sistema puramente mecânico (VAV e resfriamento noturno) e 42% menor do que o sistema de ventilação do edifício existente.

Daly (2002) fez um estudo, a partir da simulação com o programa TAS, de uma sala de escritório na cidade de Merced. Localizada no vale central do estado da Califórnia, o clima da cidade de Merced é extremo em comparação com outras cidades do estado, com verões quentes e secos. O clima de Merced possui temperatura máxima e mínima, durante o ano, de 41,7°C e -3,3°C, respectivamente. A velocidade máxima do vento durante o dia e à noite é de 3,2 m/s e 2,7 m/s, respectivamente. A sala de escritório era de uso individual, mede 3,96 m por 3,05 m e possui um ar-condicionado junto a uma janela operável. A janela operável mede 1,22 m de largura e 1,53 m de altura e possui orientação sudeste. Para a simulação, foi escolhido o dia 11 de junho. Nesse dia, as temperaturas máxima e mínima foram de 32,2°C e 15,6°C, respectivamente, e a velocidade média do vento foi de 4,5 m/s.

Na simulação, foram verificadas as seguintes situações:

1) ventilação mecânica e refrigeração apenas; 2) ventilação natural, somente via (a) operação de janela em um cronograma definido e (b) operação da janela pelo ocupante; 3) janela operável e sistema de HVAC não integrados; e 4) janela operável integrada e sistema de climatização com (a) controle de abertura e fechamento das janelas, (b) controle de ocupação do sensor e (c) controle com ocupante perfeito.

Para a simulação, em relação às temperaturas internas para o dia 11 de junho, durante o período de ocupação (8h às 11h e 13h às 17h), no caso-base, no caso 3, 4(b) e 4(c), manteve-se um *setpoint* de 23,89°C. No caso 4(a), a temperatura variou de 23,89°C a 28,89°C e em torno de 25,56°C a 34,44°C, nos casos com ventilação natural (caso 2(a) e 2(b)). Foi verificado que, com a utilização da estratégia 4(a), a economia de energia com resfriamento foi de 30% e, com a 4(b), 6% de economia de energia com resfriamento em relação ao caso-base (ventilação mecânica e refrigeração apenas). Na estratégia de ventilação híbrida não integrada (3), houve 32% a mais de gasto com resfriamento em comparação com o caso-base. No entanto, simulando para o ano todo, em comparação com o caso-base nas estratégias 4(a), 4(b) e 4(c), houve economia de energia de resfriamento em comparação com o caso 1 de 37%, 15% e 10%, respectivamente.

Salcido et al. (2016) analisaram estudos publicados sobre sistemas de ventilação híbrida em edificações de escritório entre os anos

de 1996 a 2016. Observou-se que a eficiência da estratégia de ventilação híbrida depende de diversos fatores, tais como: operação de janelas, componentes construtivos da edificação e controle do usuário. Os autores sugeriram que futuros esforços de investigação devem centrar-se na melhoria do potencial de economia de energia em sistemas de ventilação híbrida através da otimização do layout interno e externo, levando em conta as diferentes direções e velocidades do vento, e fazendo o uso adequado de elementos de sombreamento, isolamento e aberturas. Sendo assim, obtém-se o máximo potencial da utilização da ventilação natural e minimiza-se o uso da ventilação mecânica.

No Brasil, Marcondes et al. (2010) realizaram um estudo para avaliar o potencial de economia de energia ao introduzir a ventilação híbrida. Para isso, foi escolhido o projeto dos edifícios do novo centro de pesquisas da Petrobras, no Rio de Janeiro, CENPES II, localizado às margens da Baía de Guanabara, na Ilha do Fundão. O clima do Rio de Janeiro é tropical atlântico. O projeto possui cerca de 100.000 m² de área construída, com o objetivo de complementar as instalações do centro de pesquisas existente, CENPES I, com laboratórios, escritórios, um centro de convenções e edifícios de apoio. A edificação possui características que se enquadravam em prol do conforto ambiental, de eficiência energética e outras medidas ligadas ao impacto ambiental da construção e à eficiência no consumo de água e energia. Foram adotadas medidas, tais como forma arquitetônica, de acordo com os princípios da arquitetura bioclimática; uso apropriado dos materiais, conforme as condições climáticas; proporção das áreas envidraçadas de fachada, a fim de minimizar os ganhos térmicos e maximizar o aproveitamento da luz natural; proteções solares; ventilação natural; luz natural; dentre outras.

Para o estudo com o programa TAS foram simulados dois gabinetes, localizados nas extremidades de uma das fileiras de laboratórios, com orientações norte e sul. Nesses gabinetes, inicialmente seria utilizado somente o sistema de ar-condicionado. Comparou-se a estratégia de modo misto de ventilação com a do uso exclusivo do ar-condicionado. Para os ambientes operados com sistema de ar-condicionado, os parâmetros de conforto foram determinados pela ISO 7730 (1994) e por normas correlatas (ISO 8996, 1990; ISO 9920, 1995; ISO 7726, 1998) e confrontados com as referências nacionais. Nos ambientes com ventilação natural, foi utilizado o modelo adaptativo, proposto no relatório ASHRAE RP-884 (1997), que estabelece que a t_n (temperatura neutra) está relacionada à temperatura

externa a partir da Temperatura Efetiva Externa Média (meET*), conforme mostra a Equação 1:

$$t_n = 18,9 + 0,255 \cdot \text{meET}^* \quad (1)$$

Onde: t_n é a temperatura neutra (°C) e meET^* é a Temperatura Efetiva Externa Média (°C).

A ET^* é calculada a partir de uma adaptação do método proposto por Szokolay (2001). A estratégia de ventilação híbrida consistia na abertura de janelas a partir de uma temperatura de bulbo seco interna de 20°C. Quando a temperatura de bulbo seco excedia os 26°C, todas as janelas eram fechadas e o sistema de ar-condicionado era acionado, mantendo-se a temperatura em 26°C ou reduzindo-a para 24°C. Além disso, as janelas eram fechadas quando a velocidade do vento externo era superior a 5,0 m/s, que correspondia a um limite para velocidades internas aceitáveis.

Verificou-se que a introdução da estratégia de ventilação híbrida causou uma redução de aproximadamente 10% das cargas totais anuais de ambas as salas em comparação com o modelo com ar-condicionado integral. Com relação às cargas máximas para o sistema de ar-condicionado, foi encontrada uma redução de 30% para o gabinete norte e de aproximadamente 50% para o gabinete sul. Com base nesses resultados, o modo misto de ventilação foi fortemente recomendado.

Assim como no estudo de Marcondes et al. (2010), através da simulação computacional com o programa TAS, Benedetto (2007) verificou o desempenho térmico e energético de duas tipologias arquitetônicas características para edificações comerciais, nas cidades de São Paulo e Rio de Janeiro. O clima em São Paulo é subtropical úmido, enquanto no Rio de Janeiro é tropical atlântico. Os modelos representaram o padrão atual de construção de edifícios de escritórios na cidade de São Paulo. Nos dois modelos a planta baixa é igual, com a existência de uma zona central. O que se diferenciava nos modelos 1 e 2 era a fachada. A fachada do modelo 1 foi configurada com percentual de abertura nas fachadas (WWR) de 100%, sem elementos de proteção solar, enquanto a do modelo 2 possuía WWR de 50%, com proteção externa total nas quatro fachadas. A área do pavimento em planta dos modelos 1 e 2 era de 1.225 m².

Para a simulação, o pavimento foi dividido em cinco zonas, sendo uma no centro da planta baixa, e as outras, às de escritórios. A zona central estava dividida por paredes internas, enquanto as de

escritórios foram separadas por zonas térmicas a fim de representar a orientação predominante (norte, sul, leste, oeste). O pé-direito é de 2,70 m (piso acabado interno até o forro) e a espessura das paredes externas e internas é de 10 cm para os dois modelos.

O período de ocupação era de segunda a sexta, das 8h às 18h. A carga térmica para iluminação e equipamentos era de, respectivamente, 12 W/m^2 e $27,5 \text{ W/m}^2$. A carga térmica de ocupação nas zonas de escritório era de uma pessoa/ 8m^2 e a central era de $0,3 \text{ pessoa/m}^2$. O sistema de ar-condicionado foi configurado para utilizar temperatura de bulbo seco de 26°C e umidade relativa de 65%. Esses parâmetros (temperatura de bulbo seco e umidade relativa) foram determinados pelo relatório técnico CENPES-II-Arquitetura e Ecoeficiência: Clima, Insolação e Índices de Conforto, elaborado pelo Laboratório de Conforto Ambiental e Eficiência Energética (LABAUT, 2004 apud BENEDETTO, 2007).

Para a ventilação natural, o parâmetro de conforto utilizado foi o modelo adaptativo, proposto no relatório ASHRAE RP-884. Em ambos os modelos, o ar-condicionado funcionou durante o período de ocupação e a ventilação natural foi acionada quando as condições do ambiente externo atenderam aos parâmetros de conforto térmico. Na Tabela 2 está apresentada a carga térmica total anual obtida com os dois modelos operando com sistema de ar-condicionado e ventilação híbrida. Verificou-se, na Tabela 2, que a redução da carga térmica total anual com a aplicação da estratégia de ventilação híbrida no clima de São Paulo, para os modelos 1 e 2, foi de, respectivamente, 34% e 64%. Para o clima do Rio de Janeiro, a redução foi de 4% e 11%. Portanto, nesse estudo, observa-se que a aplicação da estratégia de ventilação híbrida com relação à redução da carga térmica anual foi mais vantajosa para o clima de São Paulo.

Tabela 2 – Carga térmica total anual

Clima	Modelo 1		Modelo 2	
	Ar-condicionado	Modo misto	Ar-condicionado	Modo misto
SP	172.067kW	112.661 kW	139.032 kW	49.437 kW
RJ	218.103kW	209.590 kW	194.687 kW	173.500 kW

Fonte: BENEDETTO (2007).

Também no Brasil, Rupp e Ghisi (2013) estimaram o potencial de economia de energia elétrica com o uso da luz natural, integrada ao

sistema de iluminação artificial e à utilização da ventilação híbrida em edifícios comerciais, localizados em Florianópolis, SC. O clima dessa cidade é mesotérmico úmido. O trabalho foi baseado em simulações computacionais nos programas *EnergyPlus* e *Daysim*. Foram simulados modelos de ambientes de edificações comerciais, com três geometrias, três dimensões de sala por geometria, dez áreas de janela por modelo e quatro orientações (norte, sul, leste, oeste). Foram definidas três geometrias nas proporções (largura: profundidade) de 2:1, 1:1 e 1:2. As geometrias foram fundamentadas no índice de ambiente (K). No trabalho, foram considerados três índices de ambiente: 0,8, 2,0 e 5,0. Em cada modelo foram variadas as áreas de janela de 10% a 100% da área útil da janela, com intervalo de 10%. Nos modelos, as janelas estavam localizadas abaixo de 60 cm da laje. Neles, foi considerada a ocupação das 8h às 18h, de segunda a sexta-feira. As cargas internas com equipamentos, atividade e ocupação foram de, respectivamente, $9,7 \text{ W/m}^2$, 65 W/m^2 , $14,7 \text{ W/m}^2$.

As características dos elementos construtivos foram baseadas no estudo de Santana (2006), com exceção do vidro (vidro simples com 6 mm de espessura), que foi fundamentado na base de dados do *EnergyPlus* (2010). As paredes foram compostas de tijolo cerâmico de seis furos e argamassa de reboco; o piso e o teto, de laje de concreto, argamassa de reboco e piso cerâmico.

Os modelos foram examinados por meio de quatro estudos de caso. No caso 1 (referência), a edificação operou com sistemas de iluminação e de condicionamento artificiais; no caso 2, ocorreu a integração da iluminação natural com a artificial, com condicionamento artificial; no caso 3, utilizaram-se a ventilação híbrida e a iluminação artificial; e no caso 4, adotaram-se a iluminação natural integrada com a artificial e a ventilação híbrida.

O sistema de ar-condicionado era composto por um aparelho do tipo *split*. A temperatura de *setpoint* do sistema de ar-condicionado foi de 24°C, durante os períodos de ocupação do edifício (8h às 18h, de segunda a sexta-feira), e somente foi utilizada a função de resfriamento. Para obter os horários de operação da ventilação híbrida, foram simulados os modelos com ventilação natural durante o horário de ocupação. As temperaturas de *setpoint*, para a ventilação natural, foram de 22°C (período de inverno, de 21/03 a 20/09) e de 20°C (período de verão, de 21/09 a 20/03), de acordo com recomendações de Sorgato (2009).

Os resultados relacionados à temperatura de bulbo seco, à umidade relativa e à umidade absoluta foram comparados com os

limites superiores da zona de conforto térmico da carta de Givoni (1992). A partir desses resultados, o sistema de ar-condicionado foi acionado quando os valores de temperatura de bulbo seco, a umidade relativa e a umidade absoluta foram maiores que os limites máximos aceitáveis para conforto térmico. Quando esses valores foram menores que os limites máximos aceitáveis, a ventilação natural foi permitida.

O consumo de eletricidade do caso 1 foi comparado com os demais casos. Comparando os casos 2, 3 e 4 com o 1, o maior potencial de economia de energia elétrica foi de 64,9% no caso 4, com orientação norte, índice de ambiente 0,8 e proporção 1:1. Nos casos 2 e 3, a maior economia ocorreu para, respectivamente, o modelo com orientação sul, índice de ambiente 0,8 e proporção de 1:1; e o modelo com orientação norte, índice de ambiente 0,8 e proporção de 2:1.

Como no estudo não foi considerada a utilização de sombreamento, os autores ressaltaram que os valores de economia de energia elétrica com a iluminação natural podem ter sido superestimados. Observou-se que a alta economia de energia elétrica esteve relacionada à diferença da temperatura de controle do sistema de ar-condicionado (*setpoint* de resfriamento em 24°C) e da ventilação híbrida (conforme o método de conforto térmico de Givoni, com a temperatura do ar interna sendo de até 28°C). Além disso, a otimização do ambiente a partir do aproveitamento da luz natural (e, portanto, a diminuição do consumo com iluminação artificial) contribuiu para a alta economia de energia elétrica dos modelos analisados.

Em outro estudo, Rupp e Ghisi (2014) utilizaram parte dos modelos pesquisados – com dois índices de ambiente (0,8 e 5) em duas proporções (1:2 e 2:1) – para identificar qual método de avaliação do conforto térmico era o mais adequado para ser utilizado em edifícios comerciais com ventilação híbrida, localizados em clima quente e úmido, no verão. Em cada modelo, foram analisadas as áreas das janelas de 10%, 50% e 100%, e duas orientações de construção da fachada envidraçada: sul e oeste. As características dos elementos construtivos, a ocupação e a carga interna com equipamentos, pessoas e atividades foram as mesmas utilizadas no estudo de Rupp e Ghisi (2013).

Esses modelos foram simulados no programa *EnergyPlus* com o arquivo climático TRY de Florianópolis. Foram analisados três métodos para avaliar o conforto térmico: (1) ASHRAE 55, para determinar as condições térmicas aceitáveis em espaços ocupados (ANSI/ASHRAE 55, 2004); (2) ASHRAE 55, para determinar as condições térmicas aceitáveis em espaços ventilados naturalmente (ANSI/ASHRAE 55,

2004); (3) o gráfico de Givoni, para climas quentes e úmidos (GIVONI, 1992).

Foram obtidas correlações entre o número de horas de utilização de ar-condicionado a partir de simulações dos modelos e da tipologia predominante de edifícios comerciais existentes em Florianópolis, para cada método, para avaliar o conforto térmico. Observou-se que os métodos de Givoni (R^2 entre 0,59 e 0,99) e ASHRAE 55 para ventilação de espaços naturalmente ventilados, com 90% de aceitabilidade (R^2 entre 0,40 e 0,92), mostraram resultados semelhantes. No entanto, o número de horas de utilização de ar-condicionado, obtido com o método da norma ASHRAE 55 para os espaços com ventilação natural a 90% de aceitabilidade, apresentou, por vezes, valores muito baixos em dezembro, o que não é consistente com o padrão de utilização de ar-condicionado, observado na tipologia predominante, desenvolvida por Santana (2006), para Florianópolis.

O método ASHRAE 55, para ventilação de espaços naturalmente ventilados com 80% de aceitabilidade, apresentou o pior R^2 : entre 0,89 e 0,25. Portanto, nota-se que, pelo estudo, o método mais adequado para uso em climas quentes e úmidos no verão é o método proposto por Givoni. Ressalta-se que os resultados podem variar caso fosse considerada uma alta carga interna e elementos de sombreamento no modelo.

Foram apresentados os estudos mais relevantes com relação à simulação computacional. A partir da utilização de simulação computacional, foi possível quantificar a economia de energia com a utilização de ventilação híbrida. Constata-se que, em grande parte dos estudos, a edificação com ventilação híbrida já está otimizada com relação às características dos elementos construtivos, possui estratégias avançadas com relação à ventilação natural e mecânica, utiliza estratégias de sombreamento que diminuem a carga com resfriamento, além de aproveitar o potencial de utilização de iluminação natural. Portanto, a economia de energia elétrica alcançada com a utilização de ventilação híbrida complementa o baixo consumo de energia a partir das estratégias empregadas nos estudos analisados. Além disso, observou-se que a otimização da edificação ou do ambiente foi feita a fim de aproveitar ao máximo o potencial da utilização de ventilação natural. A seguir, são apresentados estudos de pós-ocupação em edificações com ventilação híbrida.

2.1.2 Estudos de pós-ocupação

Karava et al. (2012) verificaram o desempenho do sistema de ventilação híbrida em uma edificação institucional de 17 andares, com fachadas automatizadas integradas por um átrio, localizada no centro de Montreal (Canadá). O clima de Montreal é continental úmido. A edificação possui duas grandes fachadas orientadas aproximadamente a sudoeste e sudeste. A área total é de aproximadamente 53.000 m², enquanto a área de piso coberto por espaços perimetrais é de 5.000 m². As zonas do perímetro incluíam escritórios (4 m x 4 m x 4,25 m de altura), laboratórios (8 m x 8 m x 3,5 m de altura) e um átrio na fachada sudoeste do edifício, que se prolongava a partir do segundo andar para o décimo sexto.

O sistema de ventilação híbrida incluiu estratégias, tais como grelhas de ventilação, localizadas no final dos corredores das fachadas sudeste e noroeste, e cinco partes do átrio, separado por lajes refrigeradas. Isso foi controlado por um sistema de gestão de energia do edifício que começava a operar se a temperatura externa estivesse acima de 15°C ou se ficasse abaixo de 25°C, enquanto a umidade relativa estivesse abaixo de 60%. O sistema cessou a operação quando a temperatura externa baixou para menos de 14°C ou excedeu em 26°C, com a umidade relativa acima de 70%.

Para a verificação da economia de energia na edificação, foram utilizados dados de monitoramento dos meses de agosto, setembro e outubro de 2007, durante o período de ocupação da edificação (12h às 18h), em que a ventilação híbrida era utilizada, em média, em 30% do período de ocupação. Devido à limitada disponibilidade de dados para a carga elétrica dos *chillers* do sistema de gestão de energia do edifício, os gastos de energia, com e sem a utilização de ventilação híbrida durante esse período, foram estimados a partir do método de cálculo proposto por Axley e Emmerich (2002) e Emmerich et al. (2011). Para esse cálculo, foram utilizados dados monitorados da temperatura externa, temperatura interna do ar e velocidade do ar no exaustor localizado no topo do átrio. Verificou-se que, nesse período de três meses, o resfriamento total com ventilação híbrida foi estimado em cerca de 6.500 kWh, 30% da carga total de arrefecimento para o átrio e corredores sem ventilação híbrida (estimada em cerca de 20.500 kWh).

Menassa et al. (2013) realizaram uma pesquisa de campo no Instituto de Wisconsin para acompanhar a performance das estratégias de ventilação híbrida (economia de energia, conforto térmico e

qualidade do ar interior) quando comparados a edificações em que é somente utilizado o sistema de ar-condicionado. A edificação está localizada na cidade de Madison que possui clima continental úmido. Na edificação estudada, a ventilação natural é permitida nas áreas de uso público (salas de conferência, áreas de estudo, cafés, restaurantes) é permitida e ao se abrir as janelas o sistema de ventilação mecânica é cessado automaticamente. O estudo concluiu que através do emprego de estratégias de ventilação híbrida há até 56% de economia de energia em comparação a utilização do sistema de resfriamento mecânico. Com relação à qualidade do ar interior não houve diferenças significativas entre o ambiente com ventilação híbrida e mecânica. Ao avaliar o conforto térmico dos ocupantes, observou-se que 92% dos usuários participantes da pesquisa estavam confortáveis.

Ring e Brager (2000) fizeram um estudo de pós-ocupação em relação ao conforto térmico em três edificações de escritório, com ventilação híbrida, em diferentes cidades do estado da Califórnia: Palo Alto, San Rafael e Sacramento. Todas as cidades possuem clima mediterrâneo. Em cada edifício, janelas operáveis estavam incluídas para otimizar o conforto, o controle e a satisfação dos ocupantes. O que diferia nas edificações eram o layout, a cultura organizacional, o clima, o sistema de ar-condicionado e a operação desses conjuntamente com as janelas.

A edificação em Palo Alto possui cinco andares e tinha sido construída em forma de “L”, com uma área total de 15.236,1 m². Nela há locais de instrução acadêmica, escritórios e um laboratório de informática, tendo sido concluída em 1996. A edificação abriga aproximadamente 350 pessoas – professores, empregados e estudantes. No perímetro de cada ala da edificação existem escritórios privados (16,7 m²), ocupados por duas ou mais pessoas. Nessa edificação, micros sensores localizados nas janelas operáveis forneceram um sinal de controle para desligar o terminal do sistema de ar-condicionado localizado no escritório quando as janelas estavam abertas, caracterizando um sistema alternado.

A edificação em San Rafael possui três andares, com total de 6.967,73 m². Nos dois últimos andares da edificação, funcionam escritórios para atender às necessidades de uma empresa de *software*, com o total de 200 funcionários. O edifício tem a forma de “U” e inclui uma combinação de escritórios abertos (cerca de 2/3 dos empregados) e pequenas empresas privadas (cerca de 1/3). Todos os escritórios privados e grande parte do espaço de plano aberto têm acesso a janelas operáveis. O primeiro andar do edifício não foi incluído no estudo.

Nessa edificação, o sistema de condicionamento consistiu em uma fonte de água em circuito de bomba de calor e funcionou conjuntamente com as aberturas.

A edificação em Sacramento possui quatro pavimentos, tem a forma de “H” e possui área de 19.323,83 m². Cerca de 550 funcionários trabalham no prédio e todo o espaço do escritório é aberto, com divisórias em diversas alturas. Nessa edificação, o sistema VAV (volume de ar variável) de ar-condicionado desligou-se quando as janelas estavam abertas, enquanto o sistema de resfriamento pelo piso continuou operando de forma independente.

Na edificação de Palo Alto foi observada uma maior satisfação com a temperatura interna (62%), seguida de Sacramento (45%) e San Rafael (30%). Os autores concluíram que a maior satisfação dos usuários com a temperatura interna deu-se devido ao fato de que na edificação em Palo Alto havia um maior grau de controle dos usuários para as aberturas e o sistema de ar-condicionado, juntamente com uma equipe de gestão de instalações que recebia prontamente as queixas de conforto térmico.

Também foi analisada a satisfação com a temperatura interna com aqueles que indicaram ou não o acesso às janelas. Para Palo Alto e Sacramento, não houve diferenças estatísticas significativas na satisfação da temperatura interna. Na edificação em Palo Alto, 65% dos ocupantes que controlavam as aberturas se mostraram satisfeitos em comparação com 50% que não possuíam controle. Em Sacramento, 38% dos ocupantes que controlavam as aberturas se mostraram satisfeitos em comparação com os 28% que não possuíam controle. Para San Rafael, houve uma diferença significativa em relação ao conforto térmico para o grupo que controlava ou não as janelas. Em San Rafael, a porcentagem foi de 38% de satisfação para os que controlavam as janelas e 16% para os que não controlavam.

Thomas e Vanderberg (2007) fizeram outro estudo de pós-ocupação utilizando o método BUS² com a edificação de escritórios localizada na Albert Road, 40. É um edifício da década de 1980,

² O método de uso das edificações (BUS – *Building Use Studies*) foi adaptado para o projeto PROBE (exame de pós-ocupação dos edifícios e seu meio ambiente) no Reino Unido. Hoje, o banco de dados BUS compreende mais de 300 edifícios em todo o mundo, incluindo mais de 47 edifícios da Austrália. O sistema permite uma avaliação dos edifícios individuais em relação às normas e melhores práticas, além de permitir *benchmarking* e comparações entre diferentes tipos de edificação.

remodelado em 2005, localizado em Melbourne, Austrália, no qual a escadaria principal foi modificada para servir como átrio de iluminação e ventilação. Melbourne é conhecida por ter um clima temperado. A média máxima de temperatura no inverno (junho a agosto) é de 14,5°C. No verão, a média máxima de temperatura é de 25,5°C. As temperaturas, em pelo menos 10% dos dias de verão, ficam entre 32°C e 35°C, e a temperatura diurna entre 10°C e 11°C.

Para a remodelação, a edificação integrou massa térmica no teto com resfriamento noturno para pré-resfriá-lo e estabilizar a temperatura interna. Os escritórios foram projetados para operar com uma faixa de 19°C a 25°C, com um sistema de gerenciamento que controlava um modo misto de ventilação. Esse sistema combinou ventilação natural quando as condições ambientais permitissem e utilizou um sistema de ar-condicionado no momento em que o aquecimento ou resfriamento foi requisitado.

Nesse caso, a satisfação dos usuários com a temperatura interna foi bastante elevada, sendo de 5,4 pontos no verão (1 para desconfortável e 7 para muito confortável) e de 4,5 no inverno. Segundo o método BUS, antes da remodelagem da edificação, a porcentagem de conforto térmico era de 84%. Após a remodelagem da edificação, a porcentagem de conforto térmico subiu para 94%. Além disso, pôde-se notar um aumento na produção de 13,1%, comparando-se com a situação anterior à remodelação.

Brager e Baker (2008) compararam doze edificações com ventilação híbrida com o restante das edificações do banco de dados (que incluiu edifícios com sistema de ar-condicionado e outros ventilados naturalmente). Os autores verificaram que as doze edificações com ventilação híbrida funcionaram melhor nos requisitos satisfação térmica dos usuários e qualidade do ar interno. Em uma escala de +3 (muito satisfeito) a -3 (muito insatisfeito), a satisfação térmica média dos ocupantes em edifícios de modo misto foi de 1,34 em comparação com -0,13 para o banco de dados global. A diferença foi ainda maior para a qualidade do ar, com uma média de 1,90 nas edificações com a estratégia de ventilação híbrida em comparação com 0,28 para o banco de dados global (uma diferença de 0,62 pontos).

Além disso, observou-se que as razões principais para a insatisfação com o ambiente interno nas edificações com ventilação híbrida foram relacionadas à falta de controle dos usuários e à baixa velocidade do ar, conforme apresentado na Figura 1.

Figura 1 – Fontes de insatisfação com conforto térmico nas edificações com ventilação híbrida



Fonte: Adaptado de: Brager e Baker (2008).

Em uma edificação educacional (THOMAS; THOMAS, 2010), localizada em Sydney, Austrália, o sistema de ventilação híbrida foi desenvolvido como um sistema de ventilação natural com janelas operáveis e um aparelho de ar-condicionado para cada sala de aula. Sydney possui um clima subtropical úmido. A edificação integrou flexibilidade aos ocupantes, que puderam manualmente fechar as janelas e desligar o sistema de ar-condicionado quando não se sentiram confortáveis. Basicamente, foi utilizado um controle sazonal em que, durante a estação quente (verão, por exemplo), o sistema de ar-condicionado foi mantido ligado e, no restante dos períodos, a ventilação natural foi utilizada. No corredor interno há uma parede dupla que abrigou um sistema de condicionamento VRF (fluxo de refrigeração variável) com seções alternadas a um prisma de ventilação.

O edifício possui avaliações positivas dos estudantes para as condições do ar e da temperatura interna, no verão e no inverno. Houve reclamações em relação a manter as janelas fechadas em função do ruído externo do tráfego e à falta de controle em desligar o sistema de ar-condicionado, que era encerrado por um temporizador. No entanto, mesmo com essas deficiências, os ocupantes consideravam um alto padrão de conforto.

Rijal et al. (2008a) pesquisaram o comportamento dos ocupantes diante dos controles da edificação (utilização de janelas, ventiladores, aquecimento e resfriamento), em edificações com modo misto de ventilação, e compararam esses resultados com edificações próximas operadas com ventilação natural e ar-condicionado. Para atingir esse objetivo, selecionaram e avaliaram edificações operadas com ventilação mista, ar-condicionado e ventilação natural em estudos do SCATs³ (*Smart Controls and Thermal Comfort*) e de *Pakistan Trans.*⁴ Nas edificações foram verificadas as temperaturas externas, as temperaturas internas dos ambientes analisados e a frequência de utilização de aquecimento, resfriamento, ventiladores e abertura de janelas.

No SCATs, apenas edificações localizadas na Grécia e no Reino Unido foram adequadas. Nesses países foram coletados dados transversais e longitudinais. Com relação aos dados transversais, na Grécia foram escolhidas cinco edificações (duas com ar-condicionado, uma com modo misto e duas com ventilação natural) e no Reino Unido, seis edificações (três com ar-condicionado, uma com modo misto e duas com ventilação natural). Com relação aos dados longitudinais, na Grécia

³ O projeto SCATs (Controles Inteligentes e Conforto Térmico) foi um estudo que perdurou um ano em ambientes de escritório que eram visitados mensalmente para verificar o conforto térmico dos usuários, bem como o uso de controles ambientais (janelas, persianas, ventiladores) pelos usuários. Para isso, foram selecionadas edificações de escritórios em cinco países europeus (França, Grécia, Portugal, Suécia e Reino Unido) e visitadas as estações de trabalho dos usuários. Foram feitas em torno de 4.600 visitas a estações de trabalho. O pesquisador observou o uso de controles ambientais (janelas, persianas, ventiladores). Tais dados são conhecidos como dados transversais (*Europe-trans*), porque eles deram uma vista em corte transversal do ambiente de escritório no momento da visita. Um subconjunto dos entrevistados forneceu dados em um maior período de tempo, que variou de uma semana a alguns meses. Esses dados são conhecidos como dados longitudinais (*Europe-long*).

⁴ O *Pakistan Trans* foi um projeto de um ano em que foram visitadas edificações de escritórios de cinco cidades (Islamabad, Karachi, Multan, Quetta e Saidu-Sherif) localizadas em cinco diferentes regiões climáticas do país (NICOL et al. 1999; RIJAL et al., 2008b). Os escritórios foram visitados mensalmente por um ano, foram medidas as condições térmicas do ambiente e aplicado um questionário aos trabalhadores. Foram visitadas mais de 7 mil estações de trabalho. Essa foi uma pesquisa transversal. Dados de maior período (longitudinais) foram coletados em um breve período do inverno e do verão. No entanto, não continham dados de controles ambientais (janelas, persianas, ventiladores), por isso não foram utilizados.

houve somente uma edificação com ar-condicionado e no Reino Unido, três com ventilação natural.

No Paquistão foram selecionados somente dados transversais de edificações de escritório em cinco cidades – Islamabad, Karachi, Multan, Quetta e Saidu –, onde foram analisadas, respectivamente, cinco edificações, sendo uma com modo misto e quatro com ventilação natural; sete edificações, sendo três com modo misto e quatro com ventilação natural; sete edificações, sendo duas com modo misto e cinco com ventilação natural; seis edificações, sendo uma com ar-condicionado e cinco com ventilação natural; e oito edificações, sendo duas com modo misto e seis com ventilação natural.

As temperaturas externas das edificações analisadas na Grécia e no Reino Unido estiveram entre 19°C e 28°C, e 12°C e 18°C, respectivamente. As temperaturas externas das edificações analisadas em Karachi e Multan situaram-se entre 29°C e 30°C. Nas cidades de Islamabad e Saidu, as temperaturas externas das edificações analisadas variaram de 27°C a 29°C e 20°C a 26°C, respectivamente.

Com relação à frequência de abertura das janelas, nos dados das edificações da Grécia e do Reino Unido não houve grandes variações. Isso ocorreu porque, em duas das edificações com ar-condicionado da Grécia e uma com ar-condicionado do Reino Unido, a frequência de abertura das janelas foi semelhante à frequência com modo misto e ventilação natural. Nos dados das edificações do Paquistão, a frequência de abertura das janelas em edificações com modo misto foi menor do que a frequência de abertura com ventilação natural.

Com relação à utilização de ventiladores, os dados transversais das edificações da Grécia e do Reino Unido mostraram o uso um pouco maior dos ventiladores nos edifícios com modo misto do que nos edifícios com ventilação natural. No caso dos edifícios com modo misto, a proporção do uso de ventiladores foi de 17%, em comparação aos 13% dos edifícios com ventilação natural. Nos dados longitudinais dessas edificações, a proporção de uso para ventiladores nas edificações com ventilação mista e ventilação natural foi de, respectivamente, 36% e 14%. No Paquistão, a proporção foi com 52% de utilização de ventiladores em edifícios com modo misto de ventilação e 55% nas edificações com ventilação natural.

Com relação à utilização de aquecimento, geralmente nas edificações em modo misto, na Grécia e no Reino Unido (dados transversais e longitudinais), é menos frequente a utilização de aquecimento do que nas edificações com ventilação natural. Não foi

possível comparar com as edificações com ar-condicionado, porque os entrevistados nesses edifícios não reconheciam a função de aquecimento e resfriamento. Nas edificações localizadas no Paquistão, a frequência de utilização de aquecimento foi a mesma em edifícios com modo misto e ventilação natural.

Na avaliação subjetiva dos usuários das edificações, verificou-se que a proporção de pessoas que estavam em conforto foi um pouco maior nas edificações operadas com ar-condicionado e ventilação mista do que naquelas com ventilação natural. Além disso, notou-se que nas edificações com ventilação mista, quando não estava sendo utilizado nem aquecimento nem resfriamento, as temperaturas de conforto mostraram uma variação semelhante à das temperaturas externas e das edificações operadas com ventilação natural.

Nos dados analisados, em geral se nota que o comportamento dos usuários em edificações com ventilação mista foi semelhante ao observado nas edificações com ventilação natural, exceto quando a utilização de resfriamento foi necessária para a obtenção de conforto. Percebe-se também que os ocupantes optam por abrir ou fechar livremente as janelas, juntamente com o ajuste dos ventiladores ou do sistema de ar-condicionado.

Deuble e De Dear (2012) investigaram qual o método de conforto térmico mais adequado a uma edificação de escritórios acadêmicos em uma instituição operada com modo misto de ventilação. A edificação estava localizada em Sydney, na Austrália, e possuía um clima subtropical úmido. A edificação analisada foi um prédio de sete andares, ocupado por um quadro de funcionários acadêmicos e administrativos de uma faculdade de negócios e economia. Nesse local, o sistema de ventilação misto funcionou da seguinte forma: sensores que detectavam a temperatura interna e as condições meteorológicas solicitaram ao sistema de gerenciamento predial (BMS) que o sistema de ar-condicionado fosse acionado sempre que a temperatura interna ultrapasse os 25°C.

Para avaliar a satisfação dos usuários com o ambiente interno, foram entregues questionários de conforto a 60 ocupantes da edificação. Um total de 1.359 questionários de conforto foram concluídos (com uma média de 23 respostas por assunto) durante o horário de ocupação da edificação (8h às 18h). Foram também coletados dados do clima no ambiente interno e externo. *Dataloggers* foram posicionados em locais específicos da edificação para medir a temperatura do ar, a temperatura de globo e a umidade relativa. Condições meteorológicas foram medidas através de uma estação meteorológica próxima à edificação. Durante o

preenchimento do questionário pelo ocupante, foi medida a velocidade do ar e as condições climáticas do ambiente imediato no qual o usuário trabalhava. O estudo foi conduzido pelo período de 12 meses (março de 2009 a abril de 2010) para representar o ciclo das estações.

Verificou-se no estudo de Deuble e De Dear (2012) que as sensações térmicas, durante a ventilação natural, não estavam em conformidade com os valores previstos utilizando o método PMV-PPD, proposto por Fanger (1970). Quando operando em modo com ar-condicionado, o modelo PMV-PPD de Fanger mostrou boas correlações com as sensações térmicas observadas. Os resultados mostraram que era utilizada a ventilação natural na edificação entre as temperaturas operativas internas de 20°C a 25°C. Porém, acima de 25°C o sistema de ar-condicionado era acionado. Contudo, raramente as temperaturas operativas internas ficavam acima de 25°C. Nota-se que esse modo de operação demonstrou uma faixa de temperatura próxima a da faixa de conforto adaptativo e maior que o da faixa de temperatura comumente utilizada em edificações operadas somente com ar-condicionado.

Nos estudos de Luo et al. (2015) e Manu et al. (2016) também se verificou que o modelo adaptativo é o que mais se adequa a edificações operadas com ventilação híbrida. No primeiro estudo foi feita uma pesquisa em uma edificação de escritórios localizada na cidade de Shenzhen, China, com clima subtropical quente e úmido. No segundo estudo foram avaliadas edificações de escritório em cinco cidades da Índia: Chennai (clima quente e úmido), Ahmedabad (clima quente e seco), Delhi (clima composto), Bangalore (clima moderado) e Shimla (clima frio).

No restante dos estudos analisados observou-se também que a satisfação dos usuários nas edificações com ventilação híbrida foi alta e quanto maior as opções de controle do usuário, mais satisfeito o usuário fica. Cabe, no entanto, salientar que há estudos de campo em que usuários de edificações operadas com sistema de ar-condicionado aceitam uma faixa maior de temperatura: de 16,5°C a 25,5°C (ARENS et al., 2009) e entre 19,5°C e 25,5°C (ZHANG et al., 2011). Quando é permitido o controle pelo indivíduo, esses intervalos podem ficar ainda maiores: é aceitável, por exemplo, o intervalo de 18°C a 30°C (AMAI et al., 2007; ZHANG; ZHAO, 2008; ZHANG; ZHAO, 2009).

A fim de verificar o que é recomendado nos métodos de conforto térmico para a edificação com sistema de ar-condicionado e com ventilação híbrida, na seção a seguir são apresentados os métodos

de conforto térmico mais relevantes, os quais são utilizados tanto em pesquisas científicas quanto por profissionais da área de conforto.

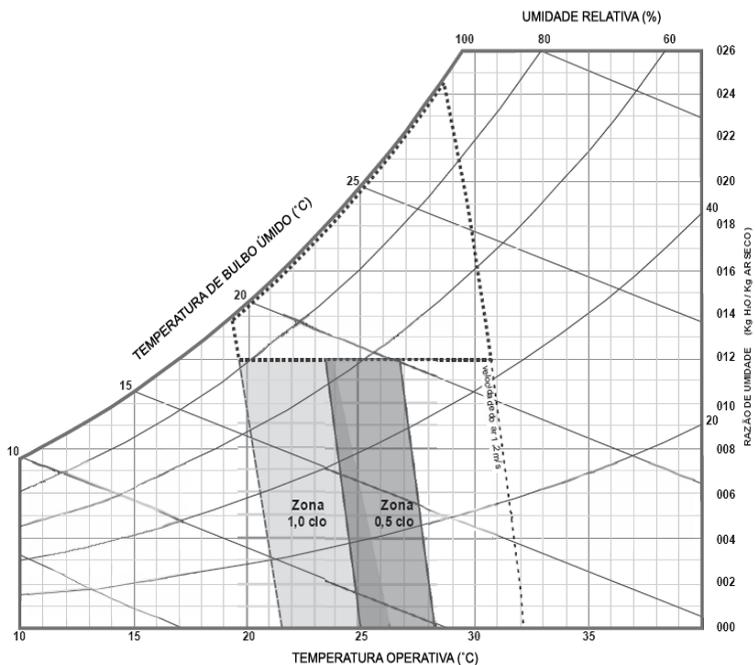
2.2 Métodos de conforto térmico

Nesta seção são apresentados os seguintes métodos de conforto térmico: a ASHRAE 55 e a NBR 16401. Ambas são aplicáveis a ambientes comerciais, o escopo deste estudo.

2.2.1 ASHRAE 55

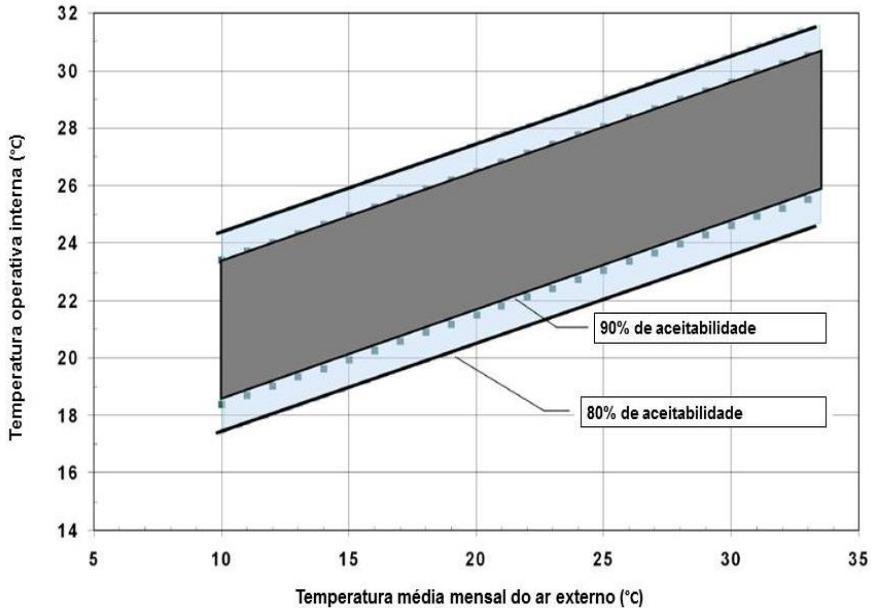
A ASHRAE 55 é um padrão amplamente adotado para avaliar o conforto térmico nos edifícios. Isso ocorre, principalmente, devido às constantes atualizações e revisões do documento, refletindo os resultados mais recentes de experimentos de campo na área de conforto térmico (LAMBERTS et al., 2013). Na sua versão mais recente, a ASHRAE 55 (2013) apresenta dois métodos gráficos: um para avaliação do conforto térmico em todos os espaços em que a velocidade média do ar não ultrapasse 0,2 m/s (Figura 2); e outro que é especificamente para ambientes ventilados naturalmente (Figura 3).

Figura 2 – Método analítico para zona de conforto: variações aceitáveis de temperatura operativa e umidade (1,1 met; 0,5 e 1,0 clo)



Fonte: ANSI/ASHRAE 55 (2013).

Figura 3 – Índice de conforto proposto pela ANSI/ASHRAE 55/2004: variação de temperatura operativa aceitável em ambientes ventilados naturalmente



Fonte: Adaptado de: ANSI/ASHRAE 55 (2010).

Nas Figuras 2 e 3, nota-se que a temperatura operativa é um dos critérios para o conforto térmico. A temperatura operativa é representada pela Equação 2 (ENERGYPLUS, 2013c).

$$T_{op} = A \cdot T_r \cdot T_r + (1 - A) \cdot T_a \quad (2)$$

Onde:

T_{op} é a temperatura operativa (°C);
 A é a fração radiante (adimensional);
 T_a é a temperatura do ar (°C); e
 T_r é a temperatura radiante média (°C).

Sendo:

$A = 0,5$ para $Var < 0,2$ m/s;
 $A = 0,6$ para $0,2 \leq Var < 0,6$ m/s; e
 $A = 0,7$ para $0,6 \leq Var < 1,0$ m/s.

A Figura 2 é aplicada quando os ocupantes possuem taxa metabólica de 1,0 a 1,3 met, isolamento térmico da vestimenta de 0,5 clo a 1,0 clo e velocidade média do ar ambiente interno não superior a 0,2 m/s. As zonas de conforto com os valores de vestimenta de 0,5 clo e 1,0 clo são, respectivamente, para os períodos mais quentes e mais frios. Nessas zonas de conforto são constatadas as faixas aceitáveis de temperatura operativa com relação à umidade relativa absoluta para 80% de aceitabilidade. Considerando, por exemplo, na zona de 1,0 clo umidade relativa máxima de 60%, o limite de temperatura operativa é entre 20°C e 25°C. Para a zona de 0,5 clo, utilizando a umidade de 60%, o limite de temperatura operativa é entre 25°C e 28°C. Nota-se, portanto, que as faixas de temperatura são bastante flexíveis.

Na ASHRAE 55 (2010) é especificado que essas condições podem ser aplicadas em ambientes com sistema de condicionamento artificial. Contudo, na ASHRAE 55 (2013) não há especificação se essas condições são válidas para um ambiente com condicionamento artificial ou natural. Portanto, presume-se que essa figura possa ser utilizada tanto para ambientes condicionados artificialmente ou não. Observa-se, ainda, que na Figura 2 não existe limite mínimo para a umidade relativa absoluta. Acima da razão de umidade de 0,012 (umidade relativa de 61%), é necessário utilizar o método analítico, descrito na seção 5.3.3 da ASHRAE 55 (2013).

A Figura 3 foi elaborada por De Dear e Brager (2002), com base na temperatura operativa de conforto (Equações 3 e 4), derivada do relatório da ASHRAE RP-884 (1997). Nessas equações, De Dear e Brager (2002) estabeleceram uma faixa de temperatura operativa de $\pm 2,5^\circ\text{C}$ para 90% de aceitabilidade e de $\pm 3,5^\circ\text{C}$ para 80% de aceitabilidade. Nesse método são considerados os efeitos de desconforto local e de adaptação da vestimenta das pessoas ao espaço condicionado naturalmente.

$$T_n = 0,31 \cdot t_{\text{mext}} + 21,3 \quad (3)$$

$$T_n = 0,31 \cdot t_{\text{mext}} + 14,3 \quad (4)$$

Onde:

T_n é a temperatura neutra operativa de conforto ($^\circ\text{C}$); e
 t_{mext} é a temperatura média mensal do ar externo ($^\circ\text{C}$).

Segundo a ASHRAE 55 (2013), a Figura 3 é aplicada aos ocupantes com taxa metabólica de 1,0 met e 1,3 met, isolamento térmico da vestimenta entre 0,5 clo e 1,0 clo e velocidade média do ar interna até 0,2 m/s. Esses parâmetros são os mesmos que os da carta psicrométrica apresentada na Figura 2. Na ASHRAE 55 (2010) essas condições se aplicavam ao ambiente naturalmente condicionado, em que as janelas podiam ser operadas e ajustadas pelos ocupantes, de acordo com a suas necessidades. No Apêndice I da ASHRAE 55 (2013), consta que também é permitido utilizar esse método em ambientes com ventilação natural auxiliada pela ventilação mecânica, desde que esta última não seja o principal sistema de ventilação da edificação.

Além disso, na ASHRAE 55 (2013) foi feita uma modificação na temperatura a ser utilizada na Figura 3 para estabelecer uma zona de conforto térmico, considerando 80% e 90% de aceitabilidade. Nas versões anteriores da ASHRAE, essa temperatura era denominada de temperatura média mensal do ar externo. Na ASHRAE 55 (2013), essa temperatura é chamada de temperatura média do ar externo predominante ($T_{pma}(ext)$), sendo calculada pela média dos dias anteriores imediatos (começando com ontem, anteontem e continuando para trás, até o primeiro dia do período de tempo escolhido).

A temperatura média do ar externa predominante pode ser determinada por três métodos: 1) a partir da média aritmética simples de todas as temperaturas do ar externa, que pode ser calculada com 7 a 30 dias sequenciais, antes do dia analisado; 2) através do método de ponderação (Equação 5), com sugestão de o valor exponencial (α) ser entre 0,6 e 0,8; e 3) através das temperaturas médias mensais, caso não existam os dados de temperatura média do ar externa dos dias anteriores ao dia analisado.

$$\overline{t_{pma(out)}} = (1 - \alpha) [t_{e(d-1)} + \alpha t_{e(d-2)} + \alpha^2 t_{e(d-3)} + \alpha^3 t_{e(d-4)} + \dots] \quad (5)$$

Onde:

$t_{mpa(out)}$ é a temperatura média mensal do ar externo predominante (°C);

α é o valor exponencial, que é fixado em 0,6 e 0,8 (adimensional);

$T_{e(d-1)}$ é a temperatura média diária do dia anterior (°C);

$T_{e(d-2)}$ é a temperatura média diária do dia anterior ao $T_{e(d-1)}$ (°C);

$T_{e(d-3)}$ é a temperatura média diária do dia anterior ao $T_{e(d-2)}$ (°C);

e assim por diante.

No estudo de De Vecchi et al. (2015), aplicando os três métodos descritos anteriormente na ASHRAE 55 (2013), a partir de dados climáticos de Florianópolis dos meses de primavera e verão (21 de setembro a 20 de março), verificou-se que há pouca diferença na porcentagem e nas horas de desconforto, com o máximo de 2,3% de diferença entre eles, conforme observado na Tabela 3.

Tabela 3 – Dados quantificados para Florianópolis segundo os métodos descritos na ASHRAE 55 (2013)

Período do dia (7h-19h)	α 0,6	α 0,8	7 dias	30 dias	Mensal
Horas de desconforto por frio	114	116	131	104	104
Horas de desconforto por calor	214	195	205	234	211
% de horas fora da zona de aceitabilidade	28,0%	26,6%	28,7%	28,9%	27,0%
% de horas dentro da zona de aceitabilidade	72,0%	73,4%	71,3%	71,1%	73,0%
Total de horas analisadas	1.170	1.170	1.170	1.170	1.170

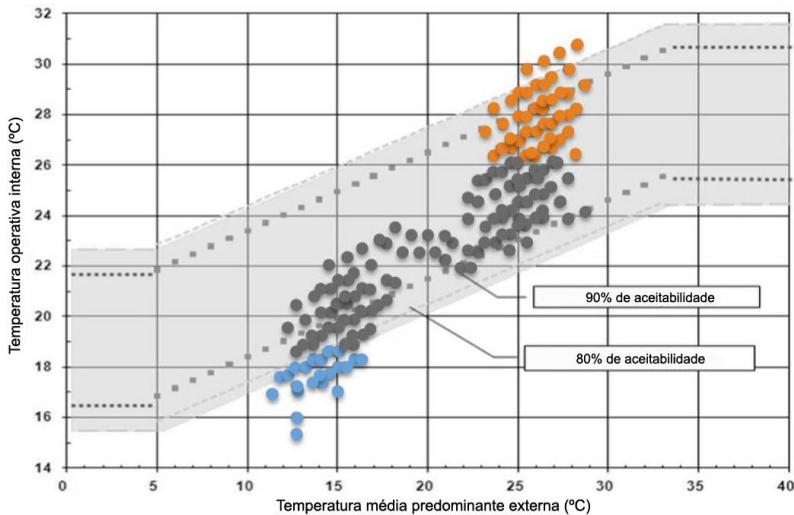
Fonte: De Vecchi et al. (2015).

Ao escolher um método linear (método 1: 7 ou 30 dias, método 3: mensal) ou exponencial (método 2: α 0,6 ou 0,8), observa-se que é indiferente quando há pequenas amplitudes, mas pode levar a diferentes limites de aceitabilidade quando significantes variações de temperatura diária estão presentes. No entanto, mesmo com essas variações, observou-se, nos dados da Tabela 3 do estudo de De Vecchi et al. (2015), que o impacto sobre a soma das horas de desconforto é mínimo. Ressalta-se que na pesquisa foi considerada uma situação hipotética em que a temperatura operativa interna é igual à temperatura do ar externo, ignorando as cargas internas e assumindo uma boa ventilação natural durante o período (21 de setembro a 20 de março) e horário compreendido (7h às 19h).

Com relação aos limites da ASHRAE 55 para ambientes naturalmente ventilados, Lamberts et al. (2013) analisaram uma série de votos de aceitabilidade térmica de experimentos de campo brasileiros, em diferentes climas, notando algumas discrepâncias relacionadas ao modelo adaptativo. De acordo com os autores, as oportunidades de adaptação desempenharam um papel importante nesses ambientes

térmicos, principalmente por ajustes de roupas (pontos azuis) e valor da velocidade do ar (pontos laranja), conforme mostra a Figura 4. Isso também foi visto nos resultados do estudo de De Vecchi et al. (2015), que propuseram um ajuste na zona de conforto, com base na adaptação pelo clo (zona em laranja) e no limite inferior da zona de 1,0 clo, proposto pelo método gráfico para ambientes com baixa velocidade do ar, definida em 19,5°C durante 80% de umidade relativa (Figura 5).

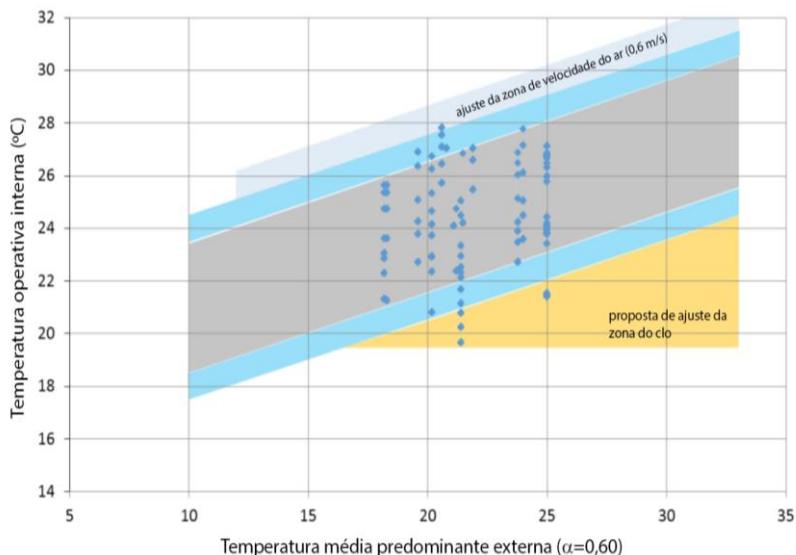
Figura 4 – Aceitabilidade térmica para edificações naturalmente ventiladas a partir de dados de estudo de campo no Brasil



Notas: pontos em laranja: reclamação principal dos ocupantes em consequência do código de vestimenta (ANDREASI, 2009); e pontos em azul: reclamação principal dos ocupantes relacionada ao movimento do ar inadequado (CÂNDIDO et al., 2010).

Fonte: Lamberts et al. (2013).

Figura 5 – Votos de aceitabilidade térmica do experimento de De Vecchi (2011) representada na zona de temperatura operativa aceitável para espaços naturalmente condicionados e na zona de proposta para o ajustamento do clo



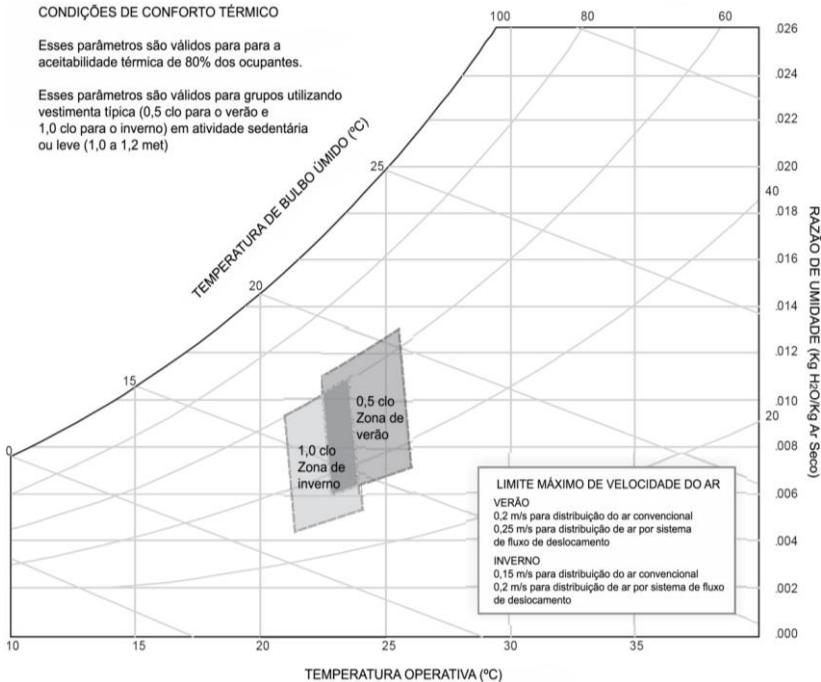
Fonte: De Vecchi et al. (2015).

2.2.2 NBR 16401

No Brasil, dentre as normas encontradas na Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), destaca-se, para fins de conforto, a NBR 16401/2008 – Instalações centrais de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 2: parâmetros de conforto térmico. Essa norma é baseada na *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, de 2005 (ASHRAE, 2005). Esse documento define as temperaturas operativas de verão no ambiente interno, variando entre 22,5°C e 25,5°C, em 65% de umidade; e 23°C e 26°C, com umidade de 35%, assumindo um valor de vestimenta de 0,5 clo. A velocidade do ar deve ser inferior a 0,2 m/s para sistemas de distribuição de ar convencional e abaixo de 0,25 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento. Para o inverno, a temperatura operativa interna varia entre 21°C e 23,5°C, em um nível de umidade de 60%; e 21,5°C e 24°C, com a umidade em 30%, considerando o valor de 0,9 clo. A velocidade

do ar deve ser inferior a 0,15 m/s para sistemas de distribuição de ar convencional e abaixo de 0,2 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento. Lamberts et al. (2013) plotaram esses dados de conforto em uma carta psicrométrica, apresentada na Figura 6.

Figura 6 – Zona gráfica de conforto para o Brasil: intervalo aceitável de temperatura operativa e umidade da NBR 16401/2008 plotados na carta psicrométrica.



Fonte: Lamberts et al. (2013).

Ao comparar a NBR 16401 com a ASHRAE 55-2013, constatou-se que os limites de conforto térmico para a temperatura operativa e umidade foram mais restritos. Na ASHRAE 55-2013, por exemplo, a umidade relativa pôde variar para o período frio (1 clo) e quente (0,5 clo), respectivamente, entre 0% e 80%, e entre 0% e 70% (sempre relacionando essa variável com a temperatura operativa). Na NBR 16401 a umidade relativa para o período quente e frio variou, respectivamente, entre 30% e 60%, e entre 35% e 65%. O mesmo ocorreu com a variação de conforto térmico para a temperatura operativa: na NBR 16401 os limites para a temperatura operativa foram

mais restritos em comparação com a ASHRAE 55-2013. No entanto, na conclusão do estudo de Lamberts et al. (2013) é sugerido que na NBR 16401 sejam utilizados os mesmos condicionantes presentes na ASHRAE 55-2013.

2.3 O programa de simulação EnergyPlus

Através de programas de simulação, consegue-se avaliar o desempenho térmico e energético de edificações para diferentes alternativas de projetos, sejam elas opções do desenho arquitetônico, componentes construtivos, sistemas de iluminação ou sistemas de ar-condicionado. Com a simulação computacional, pode-se identificar o efeito de cada fator isoladamente, o que nem sempre é possível em um caso real.

O programa *EnergyPlus* calcula as trocas térmicas, os índices de iluminação e de consumo energético das edificações, a partir da modelagem física do edifício e seus sistemas de ventilação, iluminação, aquecimento e resfriamento (DOE, 2011). Ele atende na íntegra às condições estabelecidas no BESTEST,⁵ método utilizado para a validação de programas de simulação, presente na ANSI/ASHRAE *Standard 140-2011* (ASHRAE, 2011), o que torna o programa bastante utilizado em muitos estudos de referência em eficiência energética de edificações, tendo sido também o programa adotado neste estudo.

Para a simulação com ventilação natural no *EnergyPlus*, utiliza-se o modelo *AirflowNetwork*, que permite simular os fluxos de ar causados pela ação dos ventos, em múltiplas zonas, por meio de um modelo de rede. O modelo calcula a pressão em cada nó e o fluxo de ar em cada componente, de acordo com a pressão do vento e as relações entre cada elemento de abertura de forma dinâmica, em simulações horárias. Por meio das taxas de ventilação, são calculados os valores de temperatura do ar e umidade relativa.

Gu (2007) validou o módulo de simulação de ventilação natural do *EnergyPlus*, o *AirflowNetwork*, por meio de dados mensurados no Laboratório Nacional *Oak Ridge* e no Centro de Energia Solar da

⁵ Segundo a ANSI/ASHRAE 140-2011, o BESTEST é um método de teste padrão que "pode ser utilizado para identificar e diagnosticar diferenças preditivas no *software* de simulação computacional que podem, eventualmente, serem causadas por diferenças no algoritmo, limitações de modelagem, diferenças dos dados de entrada ou erros de codificação".

Flórida, EUA, comparando o consumo de energia medido com o consumo obtido por meio das simulações com o *EnergyPlus*. Porém, essa validação deveria ter sido realizada em termos de dados de ventilação, como trocas de ar no ambiente ou, no mínimo, da temperatura interna.

Em 2010, um relatório de CU Boulder (TRP-1456) comparou diversos modelos de ventilação em rede (COMIS, CONTAM, *EnergyPlus*, ESP-r) com experimentos de laboratório. Foram examinados a ventilação cruzada, o efeito chaminé e os efeitos combinados e medidas as taxas de ventilação, coeficientes de pressão, temperatura do ambiente e temperatura da zona. Em geral, verificou-se que as simulações e as medições em laboratório tinham valores próximos e seguiam as mesmas variações (ZHAI et al., 2010). Além disso, verificou-se que, no modelo utilizado pelo *EnergyPlus*, a mudança de umidade não influenciava nos resultados (ZHAI et al., 2010).

Para a modelagem de sistemas de ventilação híbrida, o programa de simulação *EnergyPlus* inclui o *AvailabilityManager:HybridVentilation*. O uso desse gestor impede que a ventilação mecânica e natural ocorra ao mesmo tempo, bem como fornece ao usuário a oportunidade de testar formas de controle. O controle entre os dois sistemas pode ser baseado na temperatura interna, na temperatura externa, na velocidade do vento exterior, no indicador de chuva, na entalpia e na temperatura do ponto de orvalho (ENERGYPLUS, 2013c; ZHAI et al., 2010).

Esse gerenciador é acionado antes que o programa estime a carga de aquecimento ou resfriamento, que precisa ser atendida pelos sistemas de aquecimento/resfriamento para o *timestep* de simulação especificado. O controle entre o sistema de ar-condicionado e a ventilação natural pode ser baseado na temperatura, na entalpia e na temperatura do ponto de orvalho.

Com relação ao modo de controle baseado na temperatura, é verificado inicialmente se a temperatura externa de bulbo seco está entre a temperatura máxima (temperatura de resfriamento: *Tresf*) e mínima especificada (temperatura de aquecimento: *Taq*). Se a temperatura externa não estiver entre esses dois valores, não será permitida a ventilação natural (as janelas permanecem fechadas e, se for prevista a utilização do sistema de ar-condicionado, esse pode ser acionado). Se a temperatura externa estiver entre esses dois valores, esse modo de controle (apresentado na Figura 7) funcionará da seguinte forma:

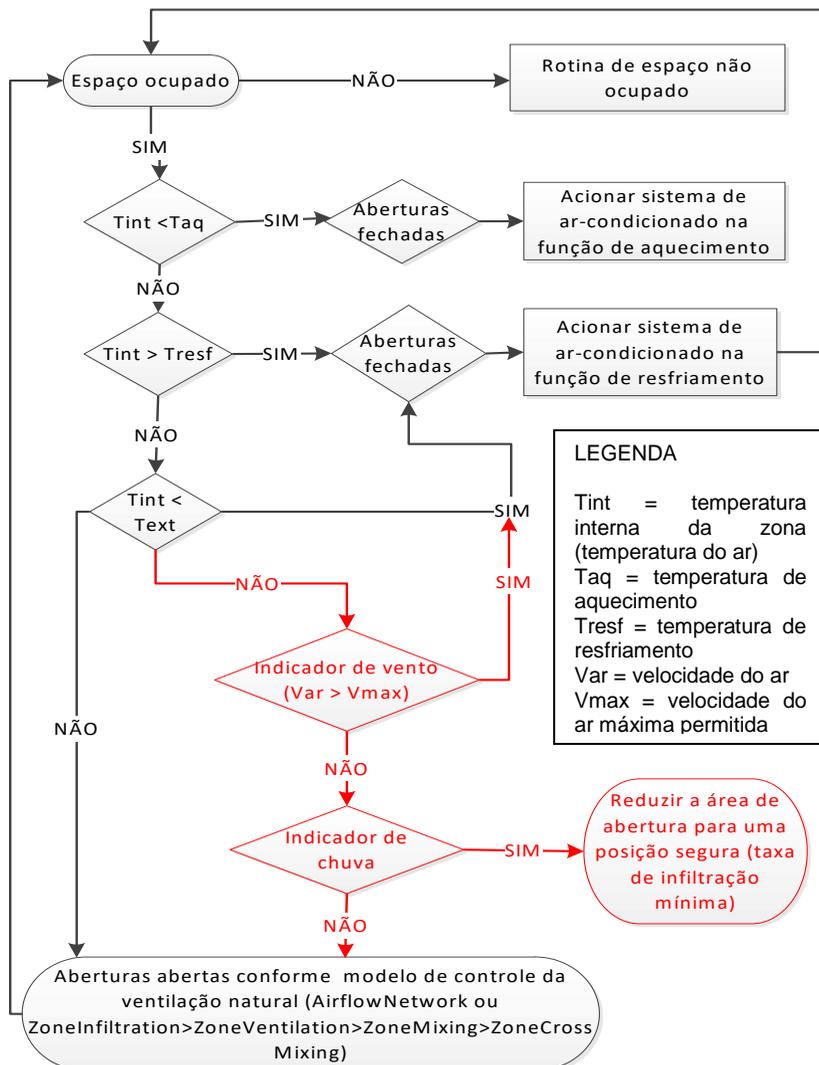
- Etapa 1: é verificado se a temperatura interna da zona (T_{int}) é menor que a temperatura mínima especificada (T_{aq}). A temperatura interna (T_{int}), de aquecimento (T_{aq}) e de resfriamento (T_{resf}) considerada no programa é a do ar. Se $T_{int} < T_{aq}$ (temperatura de aquecimento), as aberturas serão fechadas e será ligado o sistema de ar-condicionado na função de aquecimento. Caso não exista a função de aquecimento no sistema de ar-condicionado, 1) serão acionados os ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado (*fan* contínuo) e as janelas permanecerão fechadas; ou 2) se os ventiladores (*fans*) só forem acionados com a função de aquecimento ou resfriamento (*fan* cíclico), as janelas permanecerão fechadas.⁶ Se $T_{int} > T_{aq}$, passa-se para a etapa seguinte;
- Etapa 2: é verificado se a temperatura interna da zona (T_{int}) é maior que a temperatura máxima especificada (T_{aq}). Se $T_{int} > T_{resf}$ (temperatura de resfriamento), as aberturas serão fechadas e será ligado o sistema de ar-condicionado na função de resfriamento. Caso não exista a função de resfriamento no sistema de ar-condicionado, 1) serão acionados os ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado e as janelas permanecerão fechadas (*fan* contínuo); ou 2) caso os ventiladores (*fans*) só sejam acionados com a função de aquecimento ou resfriamento, as janelas permanecerão fechadas (*fan* cíclico). Se $T_{int} < T_{resf}$, passa-se para a etapa seguinte;
- Etapa 3: esta etapa é opcional. Com o indicador de vento (disponível no arquivo climático) e a curva de performance linear ou quadrática que parametriza a variação do fator de abertura em função da velocidade do vento é verificado se a velocidade do ar incidente na fachada da edificação (V_{ar}) é maior que a velocidade do ar permitida (V_{max}). Se $V_{ar} > V_{max}$, as aberturas serão fechadas e o sistema de ar-condicionado será ligado (etapa 1 ou 2). Se $V_{ar} < V_{max}$, passa-se para a etapa seguinte. Este campo só funcionará se no

⁶ Nas janelas fechadas ou fora do período de ocupação pode-se estimar no programa *EnergyPlus* uma taxa de infiltração. Caso para a ventilação natural seja utilizado o módulo *AirflowNetwork*, a infiltração é calculada por esse módulo.

campo de ventilação natural for utilizado o módulo *AirflowNetwork*. Neste trabalho, esta etapa não foi utilizada porque o objetivo do trabalho foi avaliar o potencial de economia de energia com a utilização da ventilação híbrida, não a influência da velocidade do ar;

- Etapa 4: esta etapa é opcional. Com o indicador de chuva (disponível no arquivo climático) é verificado se há chuva no período ocupado da edificação. Ocorrendo chuva, será reduzida a área da abertura para uma posição segura (colocada como taxa de infiltração mínima). Se não estiver chovendo, passa-se para a etapa seguinte. Neste trabalho, esta etapa não foi utilizada porque esse dado não estava disponível no arquivo climático de Florianópolis; e
- Etapa 5: com a passagem das etapas 1 a 2 ou da 1 a 4, as aberturas serão abertas conforme o modelo utilizado para o controle de ventilação natural: *AirflowNetwork* ou *Simple Airflow*. Para o sistema de ventilação híbrida no módulo *AirflowNetwork*, são considerados os objetos *AirflowNetwork:Multizone:ComponentDetailedOpening* e *AirflowNetwork:Multizone:ComponentSimpleOpening*. No módulo *Simple Airflow* são considerados os objetos *ZoneVentilation* e *ZoneMixing*. Os controles de ventilação natural do módulo *AirflowNetwork* consistem em utilizar 1) a temperatura (do ar); 2) a entalpia; 3) o ASHRAE 55 adaptativo (temperatura operativa); e 4) o CEN15251 adaptativo (temperatura operativa);

Figura 7 – Esquema de fluxograma do gerenciador do sistema de ventilação híbrida do programa *EnergyPlus*



Nota: os campos em vermelho são opcionais.

Fonte: Input Output Reference (2013c), Engineering Reference (2013b) e adaptado de: Ezzeldin e Rees (2013).

Ressalta-se que no modo de controle para a temperatura é possível a especificação somente do valor da temperatura para aquecimento (Taq) ou resfriamento (Tresf). Se, por exemplo, for especificada somente a temperatura de resfriamento (Tresf) abaixo do valor especificado, será permitida a utilização de ventilação natural, se for acima desse valor, as janelas permanecerão fechadas e, se for prevista a utilização do sistema de ar-condicionado, esse poderá ser acionado.

No modo de controle para a entalpia é verificado, inicialmente, se a entalpia está entre o valor máximo e o mínimo especificado. Se a entalpia estiver entre esses dois valores, o gerenciador funcionará da mesma forma que a temperatura (apresentada na Figura 7), caso contrário, não será permitida a ventilação natural.

No modo de controle para o ponto de orvalho é examinado, inicialmente, se o ponto de orvalho está entre o valor máximo e o mínimo especificado. Se o ponto de orvalho estiver entre os valores especificados, será permitida a ventilação natural, caso contrário, não será permitida a ventilação natural. Quando for permitida a ventilação natural e estiver especificado na zona em análise o umidóstato, o controle do ponto de orvalho checará a diferença entre a umidade relativa da zona em análise e do *setpoint* do umidóstato⁷ e haverá dois cenários:

- Caso a umidade relativa da zona em análise seja menor que o *setpoint* do umidóstato e nessa zona seja necessário umidificação, a decisão inicial será desconsiderada e não será permitida a ventilação natural. Este procedimento destina-se a evitar a desumidificação do espaço, o que pode resultar em carga adicional de umidificação; e
- Caso a umidade relativa da zona em análise for maior que o *setpoint* do umidóstato e nessa zona seja necessário desumidificação, a decisão inicial será desconsiderada e não será permitida a ventilação natural. Este procedimento destina-se a evitar a umidificação do espaço, o que pode resultar em carga adicional de desumidificação.

⁷ No *setpoint* do umidóstato é especificada a umidade relativa (0% a 100%) para umidificar ou desumidificar o ambiente.

Ezzeldin e Rees (2013) utilizaram o gerenciador *AvailabilityManager:HybridVentilation* em seu estudo e verificaram uma limitação em relação aos limites de temperatura de controle, que são fixas durante o período de simulação. Além disso, verificaram que, em algumas horas, os requisitos mínimos de ventilação nas aberturas não foram totalmente cumpridos. Os autores sugeriram que os limites de temperatura poderiam variar de acordo com os limites do modelo de conforto adaptativo – tanto em uma base mensal, utilizando o modelo padrão ASHRAE 55 (2004), ou em uma base contínua, usando o modelo disponível no CEN15251 (2005). O gerenciador poderia ser aprimorado, segundo os autores, adicionando requisitos a mais para permitir a ventilação natural, como a presença de determinada quantidade de CO₂.

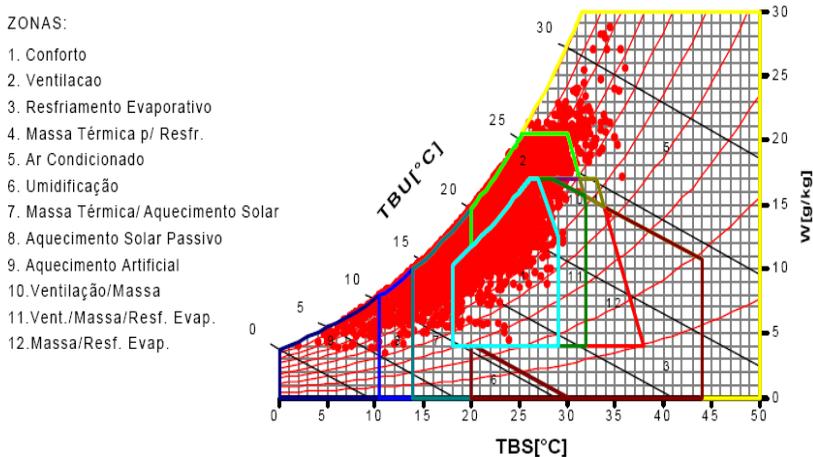
2.4 Contexto climático de Florianópolis/SC

A cidade de Florianópolis está localizada entre os paralelos 27°10' e 27°50' de latitude sul e entre os meridianos 48°25' e 48°35' de longitude oeste. O município encontra-se na zona bioclimática 3, que abrange apenas 6,5% do território brasileiro. Para essa zona, a NBR 15220/2005 indica a ventilação cruzada durante o verão como estratégia passiva de condicionamento. Para o inverno, aquecimento solar da edificação e vedações internas pesadas (inércia térmica).

De acordo com a classificação de Koppen (PEEL et al., 2007), o clima de Florianópolis é definido como mesotérmico úmido, com verões quentes (Cfa). Na classificação, segundo Nimer (1989), o clima é definido como do tipo tropical temperado subsequente, superúmido, apresentando verão quente e inverno ameno, subseco.

Na Figura 8, são apresentados os dados climáticos de Florianópolis, a partir do ano climático de referência (TRY), plotados sob a carta bioclimática de Givoni, por meio do *software AnalysisBio* (LabEEE, 2012). A partir dos relatórios de saída, gerados pelo programa *AnalysisBio*, observa-se que em 21% do ano existem condições de conforto, em 40,8% do ano ocorre desconforto por frio, restando 38,2% do ano de desconforto por calor. A Tabela 4 mostra as principais estratégias indicadas para alcançar o conforto no clima de Florianópolis, SC.

Figura 8 – Carta bioclimática de Givoni (1992) e percentuais de horas correspondentes a cada estratégia de condicionamento térmico para Florianópolis



Fonte: *Analysis Bio* (LABEEE, 2012).

Tabela 4 – Estratégias bioclimáticas para a cidade de Florianópolis-SC obtidas por meio do *software Analysis Bio*

Sensação	Estratégia	Horas (%)
Desconforto por calor	Ventilação	36,5
	Resfriamento Evaporativo	0,89
	Massa térmica para resfriamento	0,94
	Ar-condicionado	1,68
Desconforto por frio	Massa térmica + Aquecimento solar	35,4
	Aquecimento solar	3,84
	Aquecimento artificial	1,53

Fonte: *Analysis Bio* (LABEEE, 2012).

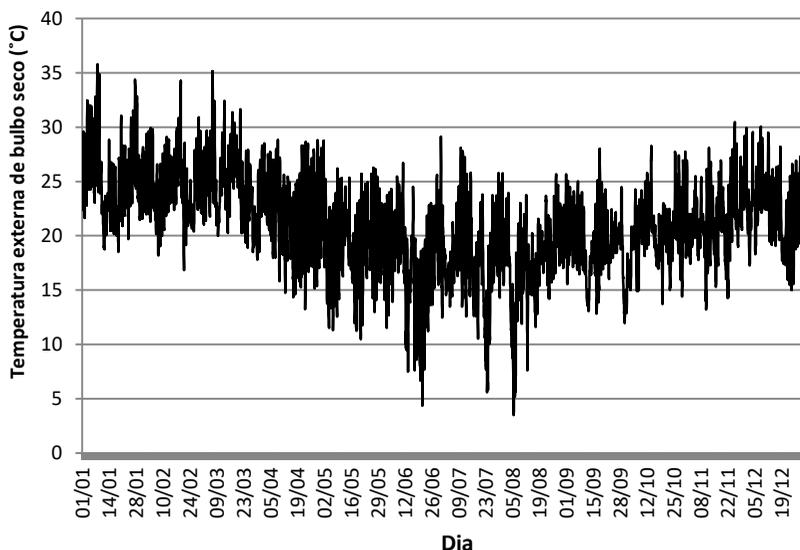
Analisando os dados obtidos por meio do *software*, verifica-se que, durante o verão, a estratégia mais adequada para obtenção de conforto térmico é a ventilação, correspondendo a 36,5% das horas, enquanto a utilização de ar-condicionado é indicada em apenas 1,68%.

Com o arquivo climático de referência (TRY) de Florianópolis, foram examinadas as temperaturas externas de bulbo seco (Figura 9).

Analisados os dados do arquivo climático de referência (Figura 9), verificou-se que a menor temperatura foi localizada no mês de agosto, com $3,2^{\circ}\text{C}$, seguida do mês de junho, com $4,3^{\circ}\text{C}$. A maior temperatura encontrou-se no mês de janeiro, com $35,8^{\circ}\text{C}$.

Com relação às médias mensais, verificou-se que o maior valor de temperatura média mensal correspondeu a $24,8^{\circ}\text{C}$ e ocorreu no mês de janeiro. O valor mais baixo de temperatura média mensal foi encontrado durante o mês de junho, correspondendo a $17,0^{\circ}\text{C}$, seguido do mês de agosto, com $17,1^{\circ}\text{C}$. O valor de umidade relativa anual correspondeu a 83% (GOULART et al., 1997).

Figura 9 – Dados de temperatura externa de bulbo seco de acordo com os dados do arquivo climático TRY de referência para Florianópolis

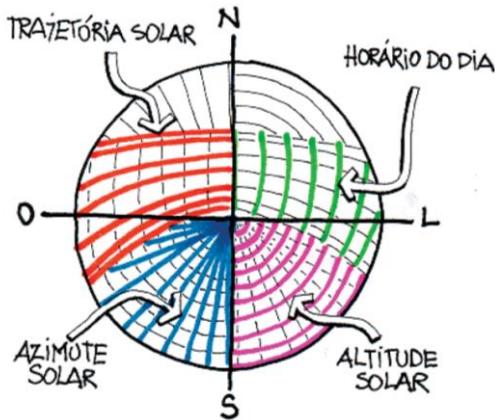


Nas Figuras 11 e 12 estão apresentados os dados do clima de Florianópolis com as temperaturas de bulbo seco horárias plotadas na carta solar, respectivamente, até o dia 21 de junho (1^o de janeiro a 21 de junho) e após o dia 21 de junho (22 de junho a 31 de dezembro). Na carta solar são mostradas informações da trajetória solar, horário do dia, altitude solar,⁸ azimute⁹ e número de horas de sol (Figura 10). A partir

⁸ Ângulo formado pelos raios solares (considera-se que os raios solares provêm do centro do sol) com o plano horizontal.

desses dados, foi possível determinar os períodos em que houve insolação excessiva sobre uma superfície e, portanto, os períodos em que puderam ser sombreadas as fachadas da edificação. Recomenda-se utilizar sombreamento nas manchas amarelas e vermelhas, respeitando-se a necessidade de iluminação natural, e nas manchas azuis, dependendo da função arquitetônica, deixar o sol penetrar nos ambientes internos (LAMBERTS et al., 2014).

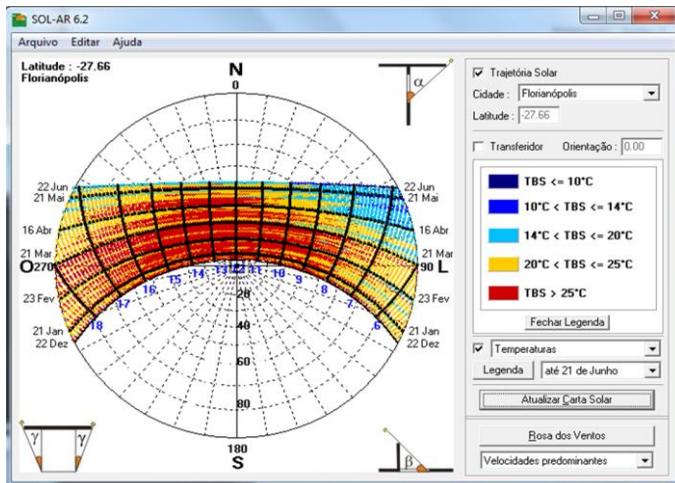
Figura 10 – Leitura da carta solar



Fonte: LAMBERTS et al. (2014).

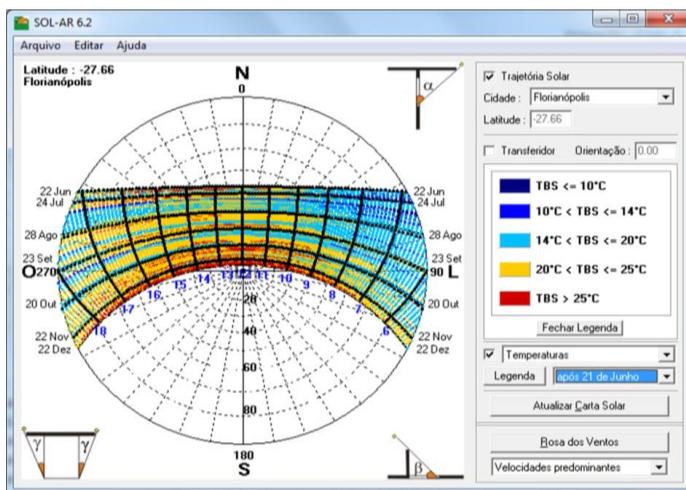
⁹ O azimute é o ângulo que a projeção do sol faz com a direção norte.

Figura 11 – Temperatura de bulbo seco horária plotada na carta solar de Florianópolis até o dia 21 de junho no programa *Analysis SOL-AR*



Fonte: LABEEE (2014)

Figura 12 – Temperatura de bulbo seco horária plotada na carta solar de Florianópolis após o dia 21 de junho no programa *Analysis SOL-AR*

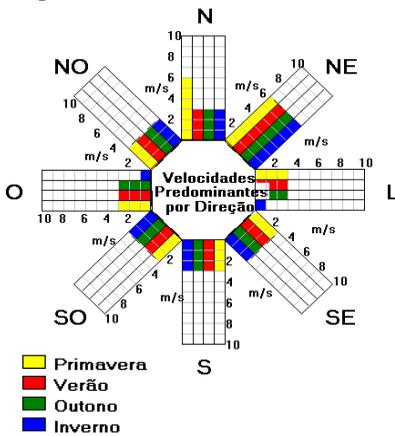


Fonte: LABEEE (2014).

Observa-se na Figura 11 que há maior incidência de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C nos horários das 9h às 16h, nos meses de janeiro a março. No mês de abril há maior incidência de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C nos horários das 11h às 16h. No mês de maio e junho há maior incidência de temperaturas horárias de bulbo seco entre 20°C e 25°C e de 14°C a 20°C. Também se nota que há maior ocorrência de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C nas fachadas norte e oeste. Na Figura 12, a maior incidência de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C está concentrada nos horários das 9h às 16h, no mês de dezembro.

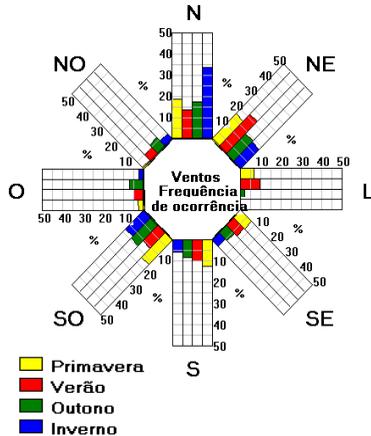
Com relação à velocidade dos ventos para o clima de Florianópolis, na Figura 13 está apresentada a rosa dos ventos. Para cada direção predomina uma velocidade, que pode variar de acordo com a época do ano. Na Figura 14 está apresentada a frequência dos ventos para cada direção.

Figura 13 – Rosa dos ventos do arquivo TRY de Florianópolis, com direção e velocidades mais frequentes



Fonte: LABEEE (2014).

Figura 14 – Rosa dos ventos do arquivo TRY de Florianópolis, com direção e frequência de ocorrência



Fonte: LABEEE (2014).

Nota-se na Figura 13 que as maiores velocidades do vento ocorrem em todo o ano, na direção nordeste, e durante a primavera, na direção norte (6 m/s). As menores velocidades do vento ocorrem durante o inverno nas direções leste e oeste. Na Figura 14 observa-se que há

maior predominância dos ventos na direção norte, seguida das direções nordeste e sudoeste.

2.5 Considerações finais

A revisão bibliográfica deste trabalho procurou apresentar informações referentes:

- Ao conceito de ventilação híbrida ou modo misto de ventilação (BRAGER, 2006; BRAGER et al., 2007; BRAGER et al., 2000; BRAGER; BAKER, 2008; EMMERICH; CRUM, 2005);
- Aos estudos mais relevantes a partir do uso da simulação computacional relacionados à análise da economia de energia com a utilização da estratégia de ventilação híbrida em comparação com edificações operadas com o sistema de ar-condicionado;
- Aos estudos mais relevantes relacionados à análise de pós-ocupação em edificações com ventilação híbrida;
- À análise dos métodos de conforto térmico mais relevantes;
- Ao programa de simulação *EnergyPlus* (que será utilizado neste trabalho); e
- À análise do clima considerado neste trabalho (Florianópolis, SC).

Ao analisar os estudos relacionados à pós-ocupação em edificações operadas com ventilação híbrida, observaram-se os seguintes aspectos:

- Os estudos mostram que grande parte dos usuários em edificações operadas com ventilação híbrida estava em conforto térmico;
- Alguns estudos verificaram que o método de conforto térmico que mais se aproxima de edificações operadas com ventilação híbrida é o adaptativo; e
- Em alguns estudos verifica-se como os usuários interagem com o sistema de ventilação híbrida e como realmente esse sistema funciona.

No entanto, com relação à economia de energia elétrica no sistema de ar-condicionado o gasto com energia elétrica acabou sendo estimado nos estudos com pós-ocupação em edificações com ventilação híbrida. Notou-se também, ao analisar os estudos de pós-ocupação em edificações com ventilação híbrida, que foi necessário, em um determinado período de tempo, fazer um levantamento de informações que envolvessem dados climáticos do ambiente externo e interno (tais como temperatura externa de bulbo seco, direção e velocidade dos ventos, umidade relativa, temperatura do ar, temperatura operativa, entre outros) e dados dos ocupantes, como a vestimenta, a sensação térmica, o grau de conforto ou desconforto térmico e como esses ocupantes utilizavam o sistema de ventilação híbrida.

Ao investigar os métodos de conforto térmico mais relevantes, os autores observaram que não havia um método de conforto térmico que tratasse especificamente de edificações operadas com ventilação híbrida.

Ao analisar o clima de Florianópolis, verificou-se que havia uma maior predominância dos ventos na direção norte, que a estratégia mais adequada durante o verão era a ventilação e que havia a predominância de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C nas fachadas norte e oeste.

Ao examinar os estudos relacionados à economia de energia total ou com o sistema de ar-condicionado a partir da utilização de ventilação híbrida nas edificações e do uso de simulação computacional, verificaram-se os seguintes aspectos:

- Os estudos serviram como uma análise quantitativa do consumo de energia (do sistema de ar-condicionado, aquecimento, resfriamento ou ventiladores) em cada sistema (ventilação híbrida, sistema de ar-condicionado ou ventilação mecânica);
- Houve economia de energia com o sistema de ar-condicionado com a utilização da estratégia de ventilação híbrida, com exceção de um dos casos do estudo de Daly (2002), que testou o uso concorrente do ar-condicionado e da ventilação natural;
- Grande parte dos estudos utilizou como critério para o acionamento da ventilação híbrida a temperatura do ar ou operativa. A umidade relativa no controle do sistema de ventilação híbrida utilizada em alguns

estudos serviu para complementar a temperatura do ar ou operativa especificada;

- Grande parte dos estudos foi feita em ambientes ou edificações otimizadas a partir de estratégias bioclimáticas (materiais, adição de brises, verificação do percentual ideal de abertura nas fachadas, entre outras) a fim de aproveitar ao máximo o potencial de utilização da ventilação natural no ambiente ou edificação analisada e, portanto, ter melhor conforto térmico alcançado a partir da utilização da estratégia de ventilação híbrida;
- As temperaturas de controle para aquecimento e resfriamento do sistema de ventilação híbrida variaram entre 20°C e 26°C, 20°C e 25°C, 19°C e 25°C; e
- A análise quantitativa do consumo de energia ocorreu em toda a edificação ou em um ambiente específico.

Portanto, percebe-se que, a partir de estudos com simulação computacional, foi possível verificar com maior facilidade e rapidez, em comparação com os estudos de pós-ocupação, o funcionamento do sistema de ventilação híbrida, bem como a economia de energia com o sistema de ar-condicionado a partir do uso dessa estratégia. Será, portanto, utilizada a simulação computacional para avaliar a economia de energia elétrica com o uso da estratégia de ventilação híbrida.

A partir das constatações anteriores, foi verificado o programa de simulação a ser utilizado, o *EnergyPlus*. Ao examinar o programa de simulação *EnergyPlus*, pôde-se verificar com maior detalhe o controle disponível para o sistema de ventilação híbrida (*AvailabilityManager:HybridVentilation*), bem como as suas vantagens, desvantagens e limitações.

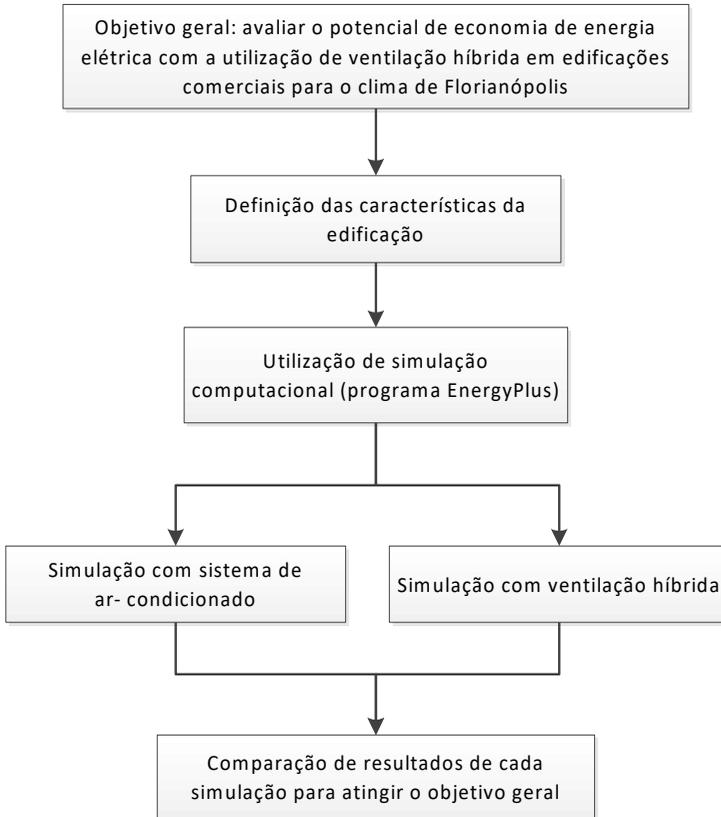
3 MÉTODO

Este capítulo descreve os procedimentos necessários para avaliar o potencial de economia de energia elétrica com a utilização de ventilação híbrida em edificações comerciais para o clima de Florianópolis, SC.

Visando ao desenvolvimento de uma avaliação quantitativa do potencial de economia de energia elétrica, adotou-se o uso da simulação computacional, tal como feito em estudos verificados na seção 2.1.1 da revisão de literatura. Para atingir esse objetivo, foi necessário, inicialmente, definir as características da edificação (tipologia, padrão de uso, ocupação e cargas internas), com base em estudos realizados que consideram o clima de Florianópolis, SC.

Em uma etapa seguinte, para verificar a economia de energia elétrica com a utilização de ventilação híbrida, foi preciso compará-la com a simulação com sistema de ar-condicionado, conforme o esquema mostrado na Figura 15. Após essas etapas, são apresentados os aspectos analisados para alcançar os objetivos deste trabalho.

Figura 15 – Esquema geral do método



Para a simulação computacional, foi utilizada a versão 8.1 do programa *EnergyPlus*. Esse programa calcula as cargas de aquecimento e resfriamento necessárias para manter as temperaturas na faixa aceitável de conforto, estimando o consumo de energia dos sistemas em edifícios condicionados. No caso de edifícios não condicionados, ele calcula as temperaturas internas e as trocas de calor.

3.1 Definição das características da edificação

Para a definição das características da edificação, são apresentados a tipologia e o padrão de uso da edificação. A tipologia se refere à planta baixa, às fachadas e aos materiais construtivos, enquanto o padrão de uso está relacionado à ocupação, a equipamentos e à iluminação.

3.1.1 Tipologia

A tipologia da edificação comercial adotada na pesquisa foi baseada no trabalho de Santana (2006), que se fundamenta nos levantamentos de dados de edificações comerciais localizadas no centro de Florianópolis, SC, realizados por Minku (2005) e Moreira (2005).

A forma da planta baixa (retangular), o número de pavimentos tipo, o percentual de abertura das fachadas e o pé-direito foram os mesmos utilizados na tipologia desenvolvida por Santana (2006).

Para o desenvolvimento do pavimento tipo da tipologia, observou-se, nos dados do estudo de Santana (2006), qual a maior frequência de ocorrência da área de cada ambiente de escritório. Estimou-se que o pavimento tipo é composto de circulação, banheiros, elevadores e escritórios.

Como orientação principal, adotou-se a fachada norte a fim de maximizar a utilização de ventilação natural nos ambientes de escritório para o clima de Florianópolis, SC, conforme a análise da frequência mensal de direção e da intensidade dos ventos realizada na seção 2.4 da revisão de literatura.

Além disso, foram adicionadas aberturas internas acima das portas de acesso dos ambientes de escritório para proporcionar a ventilação cruzada e facilitar a ventilação natural desses espaços (Figuras 16, 17 e 18). Na Figura 16 está ilustrado em planta baixa um esquema de ventilação cruzada entre as aberturas. Ainda na planta baixa (Figura 16) são exibidas as linhas de corte que mostram a vista das esquadrias internas e os cortes dessas aberturas. Nas Figuras 17 e 18 são apresentados, respectivamente, os cortes esquemáticos AA e BB do pavimento tipo. A área das janelas internas depende da localização dos ambientes de escritório: os que se localizam nos cantos da edificação (contêm duas janelas externas) possuem área de $0,28 \text{ m}^2$ e os que estão nas fachadas laterais (contêm uma janela externa) possuem área de

0,95 m². Ressalta-se que, em relação às aberturas internas, não foram consideradas as precauções relacionadas à acústica entre os ambientes de escritório e desses ambientes em relação ao ambiente externo. Essas precauções não foram consideradas porque este trabalho trata da economia de energia e do desempenho térmico nos ambientes de escritório, alcançados a partir da utilização da ventilação híbrida.

Figura 16 – Esquema de ventilação cruzada entre as aberturas internas (ilustrado em planta baixa)

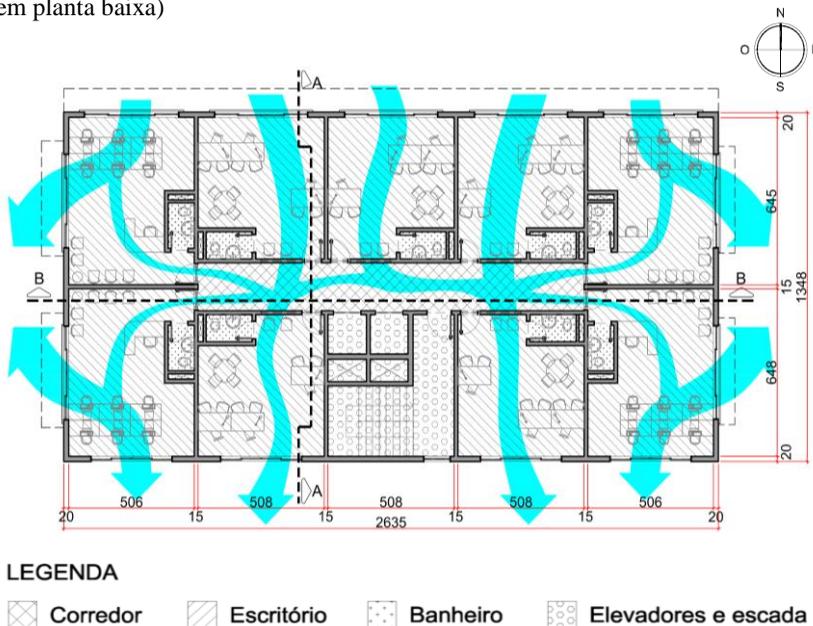


Figura 17 – Corte AA do pavimento tipo com esquema de ventilação entre as aberturas internas (ilustrado em corte esquemático – sem escala)

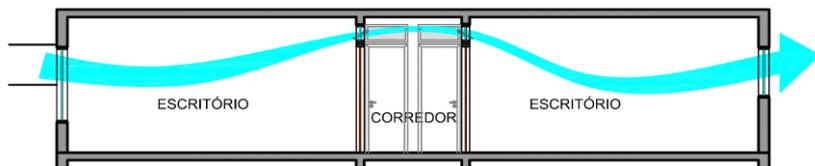
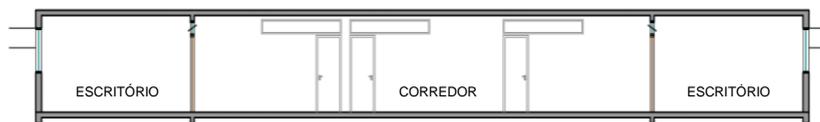


Figura 18 – Corte BB do pavimento tipo (sem escala)



Considerou-se a possibilidade de ventilação natural em cada ambiente de escritório, com a abertura das janelas externas e internas durante o horário de ocupação (8h às 18h de segunda a sexta-feira). Com relação ao tipo de abertura, o modelo de portas e janelas internas adotadas foi o pivotante, tendo a janela externa deslizamento horizontal para possibilitar a inserção dos brises. Levou-se em conta que as janelas são de esquadria metálica e as portas, de madeira.

Foram também adicionados brises a fim de reduzir os ganhos térmicos por radiação solar e diminuir o consumo de energia com o sistema de ar-condicionado. Os brises foram dimensionados para sombrear nos horários com maior incidência de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C, conforme verificado nos dados do clima de Florianópolis, SC, plotados na carta solar (seção 2.4) e nos critérios de conforto térmico apresentados na revisão de literatura (seção 2.2). Não foram adotados brises na fachada sul porque nessa fachada o número de horas com temperaturas de bulbo seco acima de 25°C é pequeno em comparação com o restante das fachadas.

O valor do ângulo de altitude solar (ou ângulo alfa, demonstrado na Figura 19) que se encaixou no critério de maior incidência de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C para a orientação norte e leste foi de 50°, enquanto na fachada oeste foi de 60°. Esses valores de ângulo alfa representaram para as fachadas norte e oeste a largura dos brises horizontais de 90 cm. Na fachada leste os dois brises horizontais têm largura de 66 cm. Os valores de ângulo alfa e as dimensões dos brises para cada fachada estão apresentados na Figura 20, em que são mostrados os cortes esquemáticos. Os brises foram dimensionados no programa *Solar Tool*, na versão 200 (2014). Não foi considerado no ambiente interno a abertura ou o fechamento de cortinas ou persianas.

Figura 19 – Mascaramento proporcionado pelo brise horizontal infinito e pelo ângulo alfa (α)

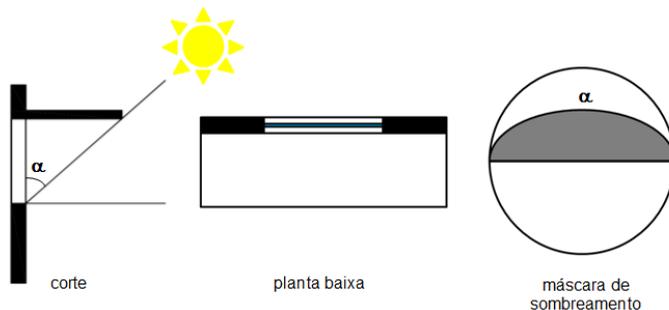
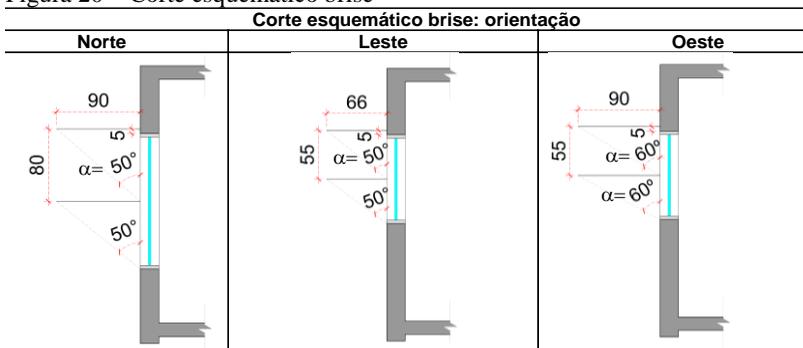


Figura 20 – Corte esquemático brise



A planta baixa do pavimento tipo da tipologia comercial e a tabela de esquadrias estão apresentadas, respectivamente, na Figura 21 e Tabela 5. A edificação possui 13,48 m de largura por 26,35 m de comprimento, apresentando uma área de pavimento de 353,7 m², com nove salas de aproximadamente 30 m² (Figura 21). Ela é composta de 11 pavimentos tipo, com pé-direito de 2,7 m. O percentual de abertura na fachada norte é de 40%. Para as outras fachadas, o percentual é de 20%. Dentro de cada sala de escritório (Figura 21), é apresentado o percentual de abertura na fachada por ambiente. Nos ambientes de escritório com orientação norte e sul, o percentual de abertura nas fachadas, por exemplo, é de, respectivamente, 40% e 23,2%. Na frente das aberturas estão apresentados a nomenclatura J1 a J5 e os números 1 a 7, que se referem, respectivamente, à tabela de esquadrias (Tabela 5) e ao sombreamento do brise em cada janela (Figura 22).

Figura 21 – Planta baixa

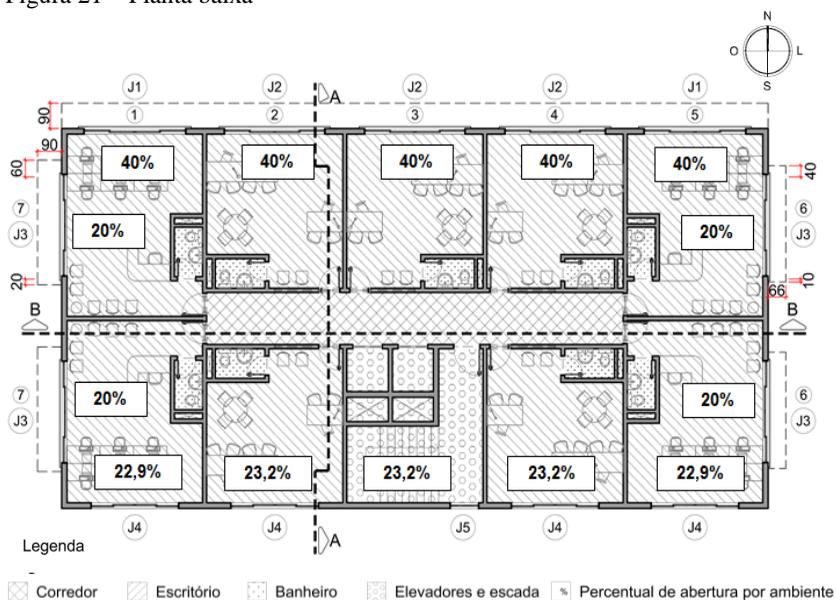


Tabela 5 – Tabela de esquadrias

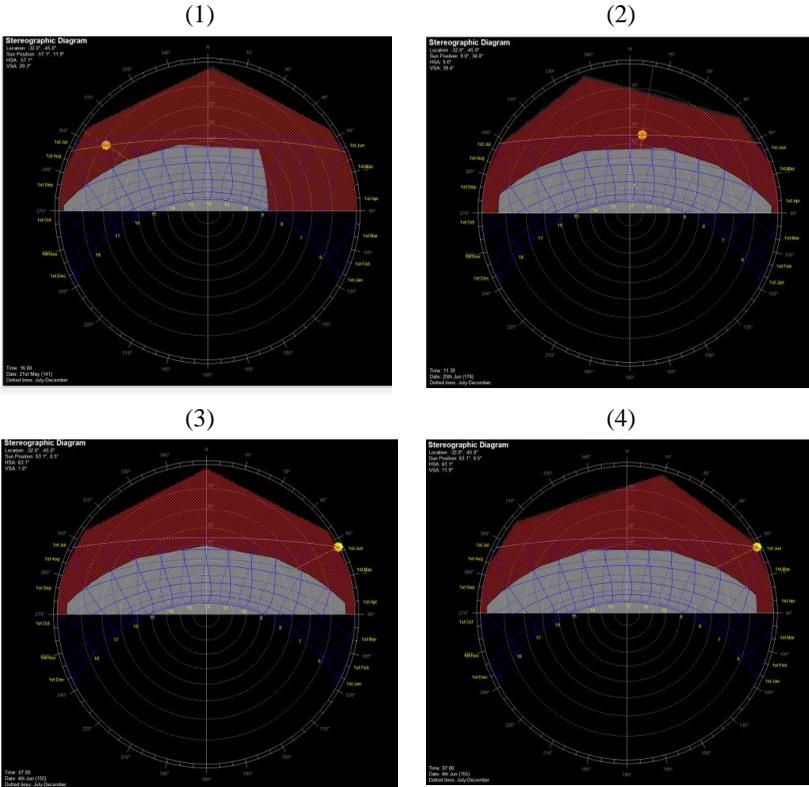
Código	Tipo	Largura (cm)	Altura (cm)	Parapeito (cm)	Material	Quantidade (por andar)
J1	Janela de correr 4 folhas	381,5	150	60	Alumínio	2
J2	Janela de correr 4 folhas	376,4	150	60	Alumínio	3
J3	Janela de correr 4 folhas	363,2	100	110	Alumínio	4
J4	Janela de correr 4 folhas	328	100	110	Alumínio	4
J5	Janela basculante	108	100	140	Alumínio	1

Figura 22 – Sombreamento dos brises gerado no programa *Solar Tool* v.200

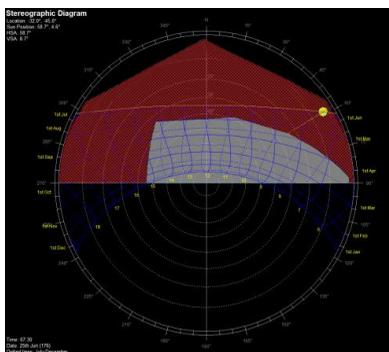
Legenda (1-7):

- 100% de sombreamento
- Sombreamento parcial (20%-99%)

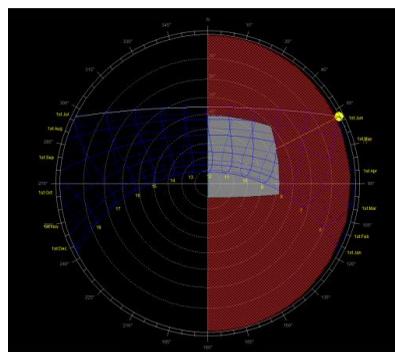
(nº) Indicação das aberturas (números 1 a 7) na Figura 21



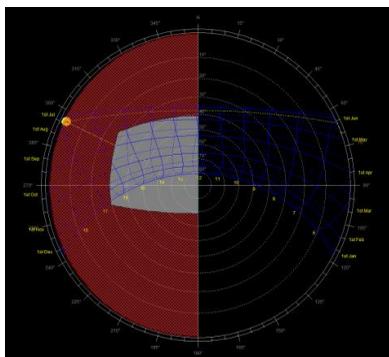
(5)



(6)



(7)

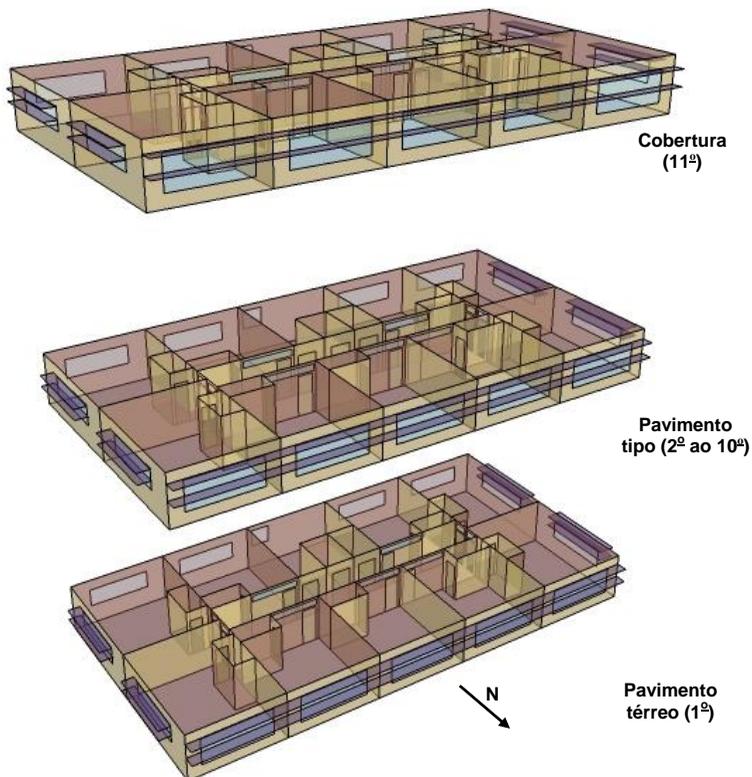


Ressalta-se que o sombreamento apresentado na Figura 22 indica a ocorrência de sombreamento de 100% nos horários com maior incidência de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C. No restante do período, o sombreamento parcial varia entre 20% (mais próximo a borda) e 99% (mais próximo ao sombreamento de 100%), de acordo com a orientação solar em análise. No mascaramento do brise 7 com orientação solar oeste (e ângulo alfa de 60°), por exemplo, há sombreamento de 100% entre 12h e 16h (horário com maior incidência de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C), enquanto no restante do período nessa orientação solar (entre 16h e 18h) há sombreamento parcial que varia de 20% a 99%. No mascaramento das janelas com o brise orientado a norte (números 1 a 5 e ângulo alfa de 50°), o sombreamento de 100% é alterado em função da posição das janelas. Nas janelas 2, 3 e 4, o sombreamento de 100% é similar a um

brise horizontal infinito. Para as janelas 1 e 5, o sombreamento de 100% é predominante, respectivamente, na orientação oeste e leste. No restante do período nessa orientação solar (norte) para as janelas 1 a 5, o sombreamento é parcial e varia entre 20% e 99%.

A edificação em 3D modelada no programa de simulação é apresentada na Figura 23. Na simulação, a edificação está dividida em pavimento (andar) térreo, intermediário (tipo) e superior (cobertura). O pavimento tipo foi inserido uma única vez, em uma altura média entre o pavimento térreo e a cobertura, representando, assim, uma condição média para os coeficientes de convecção e pressão externa nas fachadas e também reduzindo o tempo necessário da simulação. Para a representatividade das cargas instaladas nos pavimentos tipo, inseriu-se o fator de multiplicação 9 no programa *EnergyPlus* para o pavimento intermediário, ou seja, as cargas internas do pavimento tipo inserido no programa foram multiplicadas nove vezes para representar as cargas dos pavimentos tipo. O arquivo climático utilizado para as simulações foi o correspondente à cidade de Florianópolis, SC, no formato *Test Reference Year* (TRY) (LABEEE, 2014).

Figura 23 – Edificação em 3D utilizada para simulação



Com relação à simulação da tipologia comercial, foram adotadas as seguintes considerações:

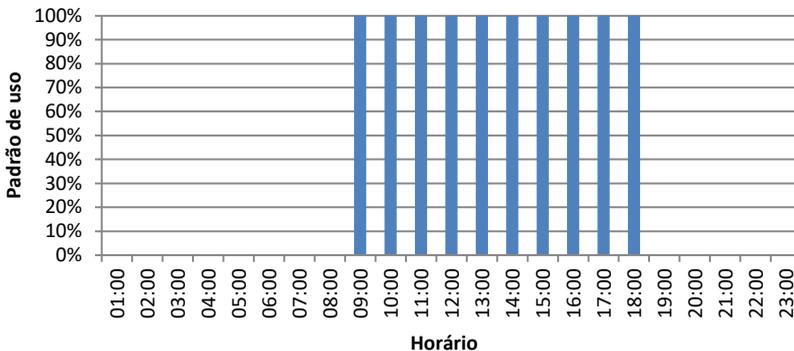
- Todos os ambientes da edificação devem ser modelados;
- O zoneamento deve distinguir os ambientes condicionados dos não condicionados;
- O zoneamento dos diferentes ambientes internos deve considerar as medidas entre os eixos das paredes;
- Para a modelagem da ventilação natural, somente devem ser consideradas as portas de acesso aos escritórios e as janelas externas e internas desses ambientes;

- Não deve ser considerado o entorno; e
- Para simplificação, no zoneamento da escada não deve ser considerado o duto de ventilação vertical.

3.1.2 Padrão de uso, ocupação e cargas internas

O padrão de uso da edificação com relação à ocupação e a equipamentos foi estipulado para ocorrer durante os dias da semana (segunda a sexta-feira) somente nos ambientes de escritório, das 8h às 18h, conforme exhibe a Figura 24. O padrão de uso da edificação relacionado à iluminação foi estimado para ocorrer de segunda a sexta-feira nos ambientes de escritório e circulação (corredores, elevador, escada). Salienta-se que a definição de uso na hora 9, por exemplo, significa que a edificação está em uso desde o início da hora 8 até o início da hora 9, enquanto na hora 18 a edificação está em uso até este horário.

Figura 24 – Padrão de uso: ocupação, equipamentos e iluminação



O valor da carga de iluminação foi de $6,4 \text{ W/m}^2$, sendo retirado do estudo de Santana (2006). O valor de atividade metabólica de 117 W/pessoa foi obtido através de recomendações do Manual *InputOutput* (2013c) do programa *EnergyPlus*. A carga interna de ocupação foi de $7 \text{ m}^2/\text{pessoa}$, tendo sido baseada no código de obras do município de Florianópolis, SC (2000), local onde a edificação foi simulada. Para a carga interna de equipamentos, estimou-se o valor de 150 W/pessoa . Esse valor corresponde à potência de um computador em uma estação de trabalho. Essas cargas foram adicionadas ao padrão de

uso da edificação e apresentadas na Figura 24. Ressalta-se que não foram considerados os elevadores como carga interna de equipamentos, visto que são somente analisados os ambientes de escritórios. Na Tabela 6 são apresentadas as cargas internas consideradas.

Tabela 6 – Cargas internas

Cargas internas	Valor
Ocupação (m ² /pessoa)	7
Atividade (W/pessoa)	117
Equipamentos (W/pessoa)	150
Iluminação (W/m ²)	6,4

Fonte: Florianópolis (2000), Manual *InputOutput* (2013c) e Santana (2006).

A Tabela 7 apresenta as propriedades dos componentes construtivos das paredes, do piso, da cobertura e da porta; e a Tabela 8, a sua composição. Na composição das paredes externas e internas da Tabela 8, que consiste em argamassa e tijolo de 6 furos, foi necessário fazer um cálculo da espessura e da densidade equivalente para inserir no programa *EnergyPlus*. Esse cálculo está apresentado no Apêndice A. A fim de otimizar as características da edificação e, conseqüentemente, reduzir o consumo de energia com resfriamento, foi alterado o valor de absorvância solar e visível da superfície da argamassa de reboco das paredes externas e internas de 0,65 para 0,2, e da superfície da cobertura (telha de fibrocimento) de 0,8 para 0,2. O valor de 0,2 equivale a superfície pintada de branco.

Tabela 7 – Descrição das propriedades dos materiais

Propriedade/ Material	Argamassa de reboco (parede interna, piso)	Tijolo cerâmico (paredes interna e externa)	Laje de concreto (entre pavimentos e cobertura)	Piso cerâmico	Madeira	Argamassa de reboco (parede externa)	Telha de fibrocimento
Rugosidade	rugoso	rugoso	rugoso	rugoso	liso	rugoso	rugoso
Condutividade (W/m.K)	1,15	0,90	1,75	0,90	0,15	1,15	0,95
Densidade (kg/m ³)	2.000	1.600	2.200	1.600	614	2.500	1.900
Calor específico (J/kg.K)	1.000	920	1.000	920	2300	1000	840
Absortância térmica (emissividade)	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
Absortância solar	0,20	0,70	0,80	0,20	0,40	0,20	0,20
Absortância visível	0,20	0,70	0,80	0,20	0,40	0,20	0,20

Fonte: Adaptado de: Santana (2006).

Tabela 8 – Composição dos materiais

Elemento	Material	Espessura (m)	Espessura total (m)
Paredes internas ¹⁰	argamassa de reboco (parede interna, piso)	0,025	0,094
	tijolo cerâmico interno	0,022	
	ar ($R = 0,16 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$)	-	
	tijolo cerâmico interno	0,022	
	argamassa de reboco (parede interna, piso)	0,025	
Paredes externas ¹¹	argamassa de reboco (parede externa)	0,025	0,182
	tijolo cerâmico externo	0,066	
	ar ($R = 0,16 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$)	-	
	tijolo cerâmico externo	0,066	
	argamassa de reboco (parede externa)	0,025	
Piso (térreo)/laje entre pisos	laje de concreto	0,15	0,185
	argamassa de reboco (parede interna, piso)	0,025	
	piso cerâmico	0,010	
Cobertura	laje de concreto (cobertura)	0,08	0,158
	camada de ar	$R = 0,15$	
	telha de fibrocimento	0,007	
Porta	madeira	0,030	0,030

Fonte: Adaptado de: Santana (2006).

A composição do vidro e suas propriedades (Tabela 9) teve como base o banco de dados (*Datasets*) do programa *EnergyPlus*. O vidro utilizado foi simples, com espessura de 6 mm.

¹⁰ Composições dos materiais e espessura total da parede interna apresentados na Tabela 8 correspondem à argamassa de reboco + tijolo cerâmico com 6 furos + argamassa de reboco com espessura total de 0,15 m. O memorial de cálculo está apresentado no Apêndice A.

¹¹ Composições dos materiais e espessura total da parede externa apresentados na Tabela 8 correspondem à argamassa de reboco + tijolo cerâmico com 6 furos + argamassa de reboco com espessura total de 0,20 m. O memorial de cálculo está apresentado no Apêndice A.

Tabela 9 – Propriedades do vidro 6 mm

Material		Vidro simples
Espessura (m)		0,006
Transmitância	Solar	0,775
	Visível	0,881
Refletância solar	Frontal	0,071
	Posterior	0,071
Refletância visível	Frontal	0,080
	Posterior	0,080
Emissividade (em ambas as faces)		0,840
Condutividade (W/m.K)		0,900

Fonte: *EnergyPlus/DataSets* – v.8.1 (2013a).

Em relação ao sistema de ar-condicionado, optou-se por utilizar um aparelho tipo *split* em cada ambiente de escritório, operando durante o horário de uso da edificação (das 8h às 18h). As características detalhadas do sistema de ar-condicionado são apresentadas na seção 3.2.3, que trata dos dados utilizados para a simulação do sistema de ar-condicionado.

3.2 Simulação com ventilação híbrida

Na estratégia de ventilação híbrida, as aberturas (utilizadas para ventilação natural) e o sistema de ar-condicionado foram automatizados com funcionamento alternado a fim de maximizar o conforto térmico e evitar o consumo significativo de energia.

Para simular a edificação com ventilação híbrida, foram necessários os seguintes dados: as características da edificação, os horários em que o sistema de ar-condicionado e a ventilação natural funcionam, a temperatura utilizada no sistema de ar-condicionado e na ventilação natural, e as características do sistema de ar-condicionado e de ventilação natural.

As características da edificação incluem a tipologia, o padrão de uso e ocupação, e as cargas internas. Essas características foram apresentadas na seção 3.1.

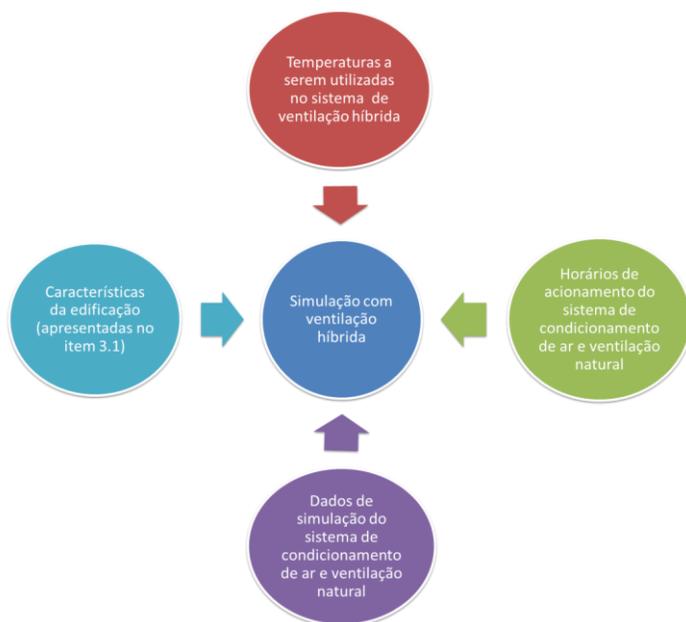
A fim de determinar o horário de operação do sistema de ar-condicionado e da ventilação natural, o programa *EnergyPlus* inclui o

gerenciador *AvailabilityManager:HybridVentilation*. Esse gerenciador previne a operação simultânea do sistema de ar-condicionado e da ventilação natural. O funcionamento desse gerenciador foi explicitado na seção 2.3 da revisão de literatura, em que foi apresentado o programa *EnergyPlus*.

Para definir a temperatura utilizada no sistema de ventilação híbrida, foi necessário definir a temperatura de aquecimento (T_{aq}) e resfriamento (T_{resf}) e incluir esses valores no gerenciador *AvailabilityManager:HybridVentilation*. Além disso, para simular a edificação com a ventilação híbrida no programa *EnergyPlus*, foram necessários os dados da simulação com o sistema de ar-condicionado e com a ventilação natural.

Após a definição desses dados, foi possível simular a edificação com ventilação híbrida e comparar os resultados com a simulação do sistema de ar-condicionado para verificar a economia de energia. A Figura 25 apresenta um esquema dessas etapas.

Figura 25 – Esquema das etapas seguidas



3.2.1 Horários de utilização do sistema de ar-condicionado e da ventilação natural

Para a modelagem do sistema de ventilação híbrida, o programa de simulação *EnergyPlus* inclui o *AvailabilityManager:HybridVentilation*. O uso desse gerenciador impede que a ventilação mecânica e a natural ocorram ao mesmo tempo, bem como fornece ao usuário a oportunidade de testar formas de controle (ENERGYPLUS, 2014; ZHAI et al., 2010).

Para a utilização do gerenciador *Availability Manager:Hybrid Ventilation*, foi necessário escolher um dos três tipos de controle disponíveis: temperatura, umidade ou entalpia. No presente estudo foi utilizado o controle de temperatura porque em grande parte dos estudos da revisão de literatura – tanto naqueles com simulação (DALY, 2002; EMMERICH; CRUM, 2005; EZZELDIN; REES, 2013; JI et al., 2009; KARAVA et al. 2012; MARCONDES et al., 2010; OLSEN; CHEN, 2003; RUPP; GHISI, 2013) quanto naqueles in loco (BRAGER et al., 2000; BRAGER; BAKER, 2008; THOMAS; THOMAS, 2010; THOMAS; VANDERBERG, 2007) – a forma principal de controle se baseou nos dados de temperatura. O controle por entalpia não foi utilizado porque não há definição suficiente nos métodos de conforto térmico apresentados na revisão de literatura com relação aos valores de entalpia a serem empregados. O controle por umidade não foi utilizado porque foi verificado nos estudos apresentados na revisão de literatura (seção 2.1) que a umidade é um tipo de controle que serve para complementar a temperatura estipulada e não o principal (ex.: temperatura operativa entre 20°C e 25°C com umidade relativa de 50%).

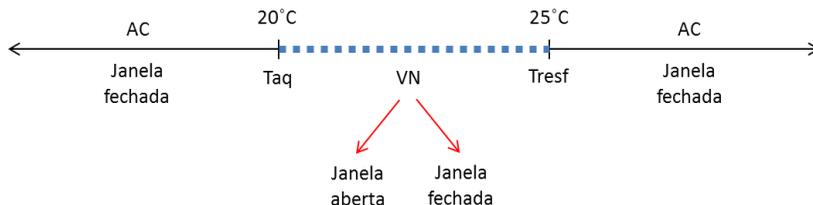
O controle do *AvailabilityManager:HybridVentilation* foi utilizado durante o horário de ocupação da edificação (segunda a sexta-feira das 8h às 18h) e no *timestep* estipulado. O valor de *timestep* estipulado foi de 60 segundos. Isso significa que foi utilizado um passo de um minuto para os cálculos de transferência de calor. Conforme simulações feitas anteriormente, tal valor foi adotado porque somente com esse valor de *timestep* foi possível verificar com exatidão o momento em que foram acionados o sistema de ar-condicionado ou a ventilação natural.

3.2.2 Determinação das temperaturas para o sistema de ventilação híbrida

A faixa de temperatura utilizada no sistema de ventilação híbrida foi definida de forma que estivesse dentro dos critérios de conforto térmico apresentados na revisão de literatura. A faixa de temperatura escolhida foi anual, devido à limitação do gerenciador de controle para ventilação híbrida no *EnergyPlus*, em que somente é possível adicionar uma faixa de temperatura.

Conforme a Figura 26, escolheu-se a seguinte faixa de temperatura: quando a temperatura do ar do ambiente interno (escritório) esteve entre 20°C e 25°C, a ventilação natural foi utilizada; fora dessa faixa, o sistema de ar-condicionado foi acionado.

Figura 26 – Temperaturas utilizadas no sistema de ventilação híbrida



Nota: AC = acionamento do sistema de ar-condicionado, VN = ventilação natural permitida em que as janelas podem ser abertas ou fechadas, Taq = temperatura de aquecimento e Tresf = temperatura de resfriamento.

Para o acionamento do sistema de ar-condicionado, foram consideradas duas opções: 1) termostato para resfriamento na temperatura de 25°C; e 2) termostato para resfriamento e aquecimento na temperatura de, respectivamente, 25°C e 20°C. A primeira opção foi levantada porque se verificou nos estudos realizados por Moreira (2005), Santana (2006) e Coelho (2006) que o sistema de ar-condicionado não é utilizado na função de aquecimento em edifícios comerciais em Florianópolis, SC. Além disso, investigou-se como funciona o gerenciador *Availability Manager:HybridVentilation* quando não há aquecimento. A segunda opção foi levantada para verificar como funciona o gerenciador *AvailabilityManager:HybridVentilation* quando há aquecimento e compará-la com a primeira. Ressalta-se que essas

temperaturas, 20°C e 25°C, foram, respectivamente, as temperaturas de aquecimento (Taq) e de resfriamento (Tresf) utilizadas no gerenciador *AvailabilityManager:HybridVentilation*.

Para a modelagem do sistema de ar-condicionado, foi utilizado o modelo *split*. O sistema de ar-condicionado tipo *split* foi modelado no programa *EnergyPlus* utilizando os objetos do *HVACTemplate*. As características do sistema de ar-condicionado estão apresentadas na seção seguinte (3.2.3). Os resultados dessa simulação serviram para verificar a economia de energia do sistema de ar-condicionado a partir da utilização da ventilação híbrida. Por esse motivo, antes de simular a edificação com ventilação híbrida, foi simulada a edificação com o sistema de ar-condicionado.

Para a modelagem da ventilação natural, foi utilizado o módulo *AirflowNetwork* no controle por temperatura do programa *EnergyPlus*. Nesse módulo, um dos dados fundamentais é a temperatura mantida no ambiente interno. Para isso, foi necessário estabelecer uma temperatura, e não uma faixa (apresentada na Figura 26). Para solucionar tal limitação, foi preciso simular a edificação operando com ventilação natural. As características da simulação com ventilação natural são apresentadas na seção 3.2.4.

3.2.3 Simulação com sistema de ar-condicionado

O sistema de ar-condicionado adotado foi do tipo *split* de janela (conhecido também como *split hi-wall*), que funciona com um compressor na parte externa da edificação. O sistema foi modelado no programa *EnergyPlus* por meio dos seguintes objetos: *HVACTemplate:Thermostat* e *HVACTemplateZone:PTHP*. Esses objetos foram retirados do Manual *InputOutput* do *EnergyPlus* (ENERGYPLUS, 2013c).

As vazões de ar e as capacidades de resfriamento e aquecimento foram autodimensionadas pelo programa, baseando-se na temperatura de *setpoint* do sistema de ar-condicionado. Para realizar esse autodimensionamento, o *EnergyPlus* requer o dia de projeto para o inverno e o dia de projeto para o verão. Os valores são apresentados na Tabela 10. Os dias de projeto para o verão e o inverno foram retirados do trabalho de Rupp (2011). Segundo Rupp (2011), esses valores foram gerados estatisticamente, a partir do arquivo climático de Florianópolis,

SC. Os valores referentes ao grau de limpidez do céu (sky clearness) podem variar entre 0 (zero), céu totalmente nublado; e 1 (um), céu totalmente claro. Os indicadores de chuva e de neve podem variar entre 0 (zero), indicando que não há chuva/neve, e 1 (um), indicando que há chuva/neve.

Tabela 10 – Dias de projeto para o inverno e o verão

Campo	Inverno	Verão
Temperatura máxima de bulbo seco (°C)	9,4	31,0
Amplitude térmica diária (delta C)	0	6,8
Condições de umidade na máxima de bulbo seco (varies)	9,4	25,2
Pressão barométrica (Pa)	101265	101265
Velocidade do vento (m/s)	1,8	4,1
Direção do vento (graus)	300	20
Grau de limpidez do céu	0	1
Indicador de chuva	0	0
Indicador de neve	0	0
Dia do mês	21	21
Mês	7	2
Tipo de dia	Quarta-feira	Quarta-feira
Tipo de indicador de umidade	Bulbo úmido	Bulbo úmido

Fonte: Rupp (2011).

A taxa de renovação de ar foi fixada em 27 m³/h/pessoa (0,0075 m³/s) para o período de simulação. Esse valor foi definido de acordo com a Resolução nº 9, de 16 de janeiro de 2003, da Agência Nacional de Vigilância Sanitária (Anvisa).

O coeficiente de performance (COP) do sistema de ar-condicionado foi de 3,2, sendo o valor necessário para a classificação A, segundo o RTQ-C (2010). Nesse regulamento considera-se que o COP do sistema de ar-condicionado é composto de ventilador e compressor. Todavia, no *EnergyPlus* é requerido o COP somente do compressor. Portanto, estimou-se em 90% a contribuição do compressor no COP do sistema de ar-condicionado, o que resultou em um valor de 3,55 para o COP do compressor.

3.2.4 Simulação com ventilação natural

Para a modelagem da ventilação natural, no programa *EnergyPlus* foi utilizado o módulo *AirflowNetwork*. Considerou-se a possibilidade de ventilação natural em cada ambiente de escritório, com a abertura das janelas externas e internas (localizadas acima da porta de acesso ao escritório) durante o horário de ocupação (8h às 18h, de segunda a sexta-feira). As portas de acesso aos ambientes de escritório permaneceram fechadas e a ventilação natural ocorreu pelas frestas.

Para simular a ventilação natural no *EnergyPlus*, foi necessário adotar um tipo de controle da ventilação natural de cada abertura das zonas térmicas. Para as janelas externas e internas, foi utilizado o controle por temperatura. No controle por temperatura as janelas foram abertas se: 1) a temperatura da zona térmica fosse maior que a temperatura externa; 2) a temperatura da zona fosse maior que a temperatura da *schedule* de temperatura da zona; e 3) o horário (*schedule*) da *Venting Availability Schedule* permitisse a ventilação na edificação. Para as portas internas, foi utilizado o controle *Constant*, no qual foi especificado um horário de abertura (*Venting Availability Schedule*). Na edificação simulada, as portas internas deveriam estar fechadas e a ventilação natural ocorrer pelas frestas.

Não foram adotados os controles ASHRAE 55 adaptativo e CEN15251 adaptativo porque não há definição suficiente de dados para edificações comerciais em Florianópolis com relação à vestimenta das pessoas e de velocidade do ar no ambiente interno. O controle por entalpia não foi utilizado neste estudo porque se verificou nos métodos de conforto térmico que não há definição suficiente de dados relacionados aos valores de entalpia a serem empregados.

A *Venting Availability Schedule* representa o horário em que as janelas ou portas podem ser abertas na edificação. Na edificação simulada, a *Venting Availability Schedule* ocorreu durante a ocupação, ou seja, de segunda à sexta-feira, das 8h às 18h.

No controle de ventilação natural por temperatura foi necessário estabelecer uma temperatura para ocorrer ventilação natural. A fim de verificar se a faixa de temperatura do ar entre 20°C e 25°C estava sendo respeitada, foram simuladas as seguintes temperaturas com a edificação operando com ventilação natural durante a ocupação: 20°C e 22°C. A primeira foi baseada no estudo de Sorgato (2009), enquanto a segunda, no de Versage (2009). Foi utilizada a temperatura que possui o menor

número de graus-hora de resfriamento para 25°C, e o menor número de graus-hora de aquecimento para 20°C. Esses parâmetros foram analisados durante a ocupação da edificação no período de um ano.

Relativamente aos tipos de aberturas, o modelo da porta e das janelas internas adotadas foi pivotante, tendo a janela externa deslizamento horizontal para possibilitar a inserção dos brises. Considerou-se que as janelas são de esquadria metálica e as portas, de madeira. As portas possuem largura de 80 cm e altura de 2,10 m, enquanto a dimensão das janelas variam conforme o ambiente onde estavam localizadas. Na Tabela 11 encontram-se os parâmetros de simulação utilizados para a edificação ventilada naturalmente.

Tabela 11 – Número de frações de aberturas e detalhes das aberturas

Abertura	Parâmetros																	
	Coefficiente (C) do fluxo de ar quando a abertura está fechada (kg/s.m)	Expoente (n) do fluxo de ar quando a abertura está fechada	Número de frações de abertura	Fator de abertura 1	Coefficiente de descarga para o fator de abertura 1	Fator de largura para o fator de abertura 1	Fator de altura para o fator de abertura 1	Fator de altura inicial para o fator de abertura 1	Fator de abertura 2	Coefficiente de descarga para o fator de abertura 2	Fator de largura para o fator de abertura 2	Fator de altura para o fator de abertura 2	Fator de altura inicial para o fator de abertura 2	Fator de abertura 3	Coefficiente de descarga para o fator de abertura 3	Fator de largura para o fator de abertura 3	Fator de altura para o fator de abertura 3	Fator de altura inicial para o fator de abertura 3
Janelas externas	0,0001	0,66	3	0	0,0010	0	1	0	0,5	0,6	1	1	0	1	0,6	1	1	0
Janelas internas	0,0001	0,66	2	0	0,00041	0	1	0	1	0,65	0,5	1	0	-	-	-	-	-
Portas	0,0024	0,59	2	0	0,00187	0	1	0	1	0,65	0,5	1	0	-	-	-	-	-

Fonte: Adaptado de: Liddament (1986).

Na Tabela 11, os dois primeiros parâmetros são relacionados ao fechamento das aberturas, o que facilita a ventilação natural pelas frestas. O número de frações de abertura expõe a quantidade de frações de aberturas que as janelas e as portas têm. Nas janelas internas e nas portas o valor é de 2. Isso significa que as aberturas podem estar abertas ou fechadas. O valor 3, utilizado nas janelas externas, significa que há três frações de abertura: o terceiro valor do fator de abertura indica que as janelas estão abertas; o segundo, que estão parcialmente abertas; e o primeiro, que estão fechadas. O coeficiente de descarga para o fator de abertura é relativo à fração eficaz da ventilação natural das janelas e das portas. Nas janelas externas, por exemplo, o coeficiente de descarga de 0,6 significa que 60% da área da janela é aberta. O fator de largura para o fator de abertura é a razão da largura da abertura pela largura da janela ou da porta; o fator de altura para o fator de abertura é a razão da altura da abertura pela altura da janela ou da porta; e o fator de altura inicial é a razão da altura do piso até a parte inferior da janela pela altura da janela ou da porta.

3.3 Casos analisados

A fim de avaliar o potencial de economia de energia elétrica com a ventilação híbrida, é necessário comparar os resultados da simulação da edificação com ventilação híbrida com os resultados da simulação com o sistema de ar-condicionado.

Para a edificação com sistema de ar-condicionado, foram considerados os seguintes cenários: 1) utilização de *setpoint* para resfriamento em 23°C na edificação; 2) utilização de *setpoint* para resfriamento em 25°C na edificação; e 3) utilização de *setpoint* para resfriamento em 25°C e aquecimento em 20°C na edificação. O primeiro parâmetro serviu como um caso referência operado com sistema de ar-condicionado. As temperaturas utilizadas no segundo e no terceiro parâmetros serviram para verificar o potencial de economia de energia elétrica com a utilização de ventilação híbrida.

Foram comparados os seguintes casos:

- Caso referência 23: sistema de ar-condicionado com temperatura de *setpoint* para resfriamento em 23°C (sem aquecimento). Com a temperatura do ar interno abaixo do *setpoint* estabelecido (23°C), houve somente o acionamento dos ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado (Figura 27);
- Caso referência 25: sistema de ar-condicionado com temperatura de *setpoint* para resfriamento em 25°C (sem aquecimento). Com a temperatura do ar interno abaixo do *setpoint* estabelecido (25°C), houve somente o acionamento dos ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado. Basicamente, é o caso referência 23, mas com a temperatura de *setpoint* para resfriamento em 25°C (Figura 28);
- Caso híbrida 25: sistema de ar-condicionado com a temperatura de *setpoint* para resfriamento em 25°C (sem aquecimento). Entre a temperatura do ar de 20°C e 25°C foi permitido o acionamento de ventilação natural. Com a temperatura do ar interno abaixo de 20°C, houve somente o acionamento dos ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado. Basicamente, é o caso referência 25 com ventilação híbrida (Figura 29);
- Caso referência 20-25: sistema de ar-condicionado com temperatura de *setpoint* para aquecimento em 20°C e resfriamento em 25°C. Com a temperatura do ar interno acima de 20°C e abaixo de 25°C (*setpoint* estabelecido), houve somente o acionamento dos ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado (Figura 30); e
- Caso híbrida 20-25: sistema de ar-condicionado com a temperatura de *setpoint* para resfriamento em 25°C e aquecimento em 20°C. Entre a temperatura do ar interno entre 20°C e 25°C foi permitido o acionamento de ventilação natural. Em resumo, é o caso referência 20-25 com ventilação híbrida (Figura 31).

Legenda (Figuras 27 a 31):

AC- *fan*= sistema de ar-condicionado na função de ventiladores (*fans*).

AC- Resf: sistema de ar-condicionado na função de resfriamento.

AC- Aq: sistema de ar-condicionado na função de aquecimento.

Tresf= temperatura de resfriamento.

Taq= temperatura de aquecimento.

VN= permitido o acionamento de ventilação natural em que a janela pode ser aberta ou fechada.

Figura 27 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso referência 23

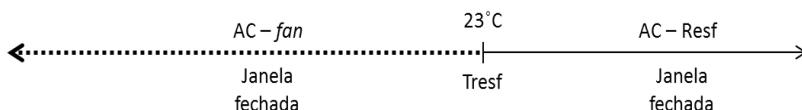


Figura 28 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso referência 25

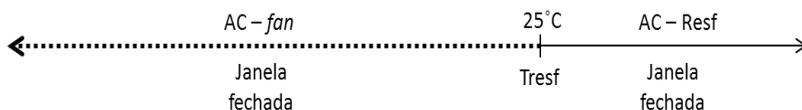


Figura 29 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso híbrida 25

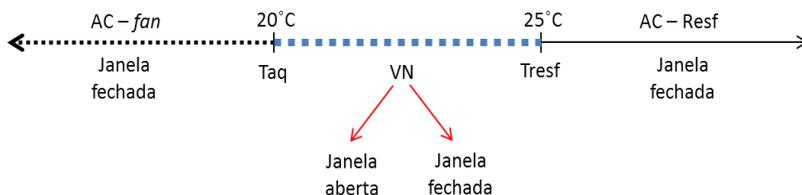


Figura 30 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso referência 20-25

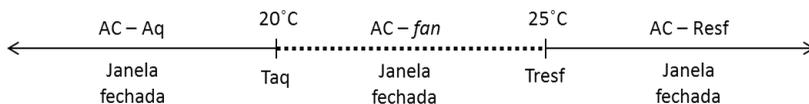
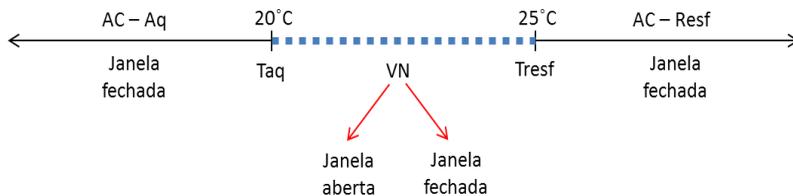


Figura 31 – Esquema de funcionamento do sistema para o Caso híbrida 20-25



Os sistemas em todos os casos descritos funcionaram durante o horário de ocupação da edificação (segunda a sexta-feira, das 8h às 18h) e somente nos ambientes de escritório. Em todos os casos, quando o sistema de ar-condicionado foi acionado (na função de resfriamento, aquecimento ou ventiladores), as janelas permaneceram fechadas. Nos casos com ventilação híbrida, quando foi permitido o acionamento de ventilação natural, as janelas puderam ser abertas ou fechadas em função da temperatura (do ar) especificada no módulo *AirflowNetwork* (controle por temperatura). Fora do período de ocupação, em todos os casos apresentados, as janelas permaneceram fechadas e houve infiltração de ar pelas frestas das janelas (uma troca de ar por hora nos casos em que somente houve o acionamento do sistema de ar-condicionado e conforme o cálculo feito pelo módulo *AirflowNetwork* nos casos com ventilação híbrida). A seguir são apresentados os aspectos analisados para verificar a economia de energia elétrica com a utilização de ventilação híbrida.

3.4 Aspectos analisados

Para avaliar o potencial de economia de energia elétrica com a utilização de ventilação híbrida em edificações comerciais, para o clima de Florianópolis, SC, foi necessário analisar:

1. A temperatura de controle utilizada na edificação com ventilação híbrida quando operada com ventilação natural;
2. O consumo de energia elétrica total e com sistema de ar-condicionado na edificação, além do consumo com sistema de ar-condicionado nos ambientes de escritório (zonas);

3. A temperatura de controle utilizada no sistema de ventilação híbrida a partir da avaliação de desconforto térmico; e
4. Os períodos em que foram utilizados o sistema de ar-condicionado ou a ventilação natural nos ambientes de escritório para o caso com ventilação híbrida.

3.4.1 Análise da temperatura de controle na ventilação natural

A análise da temperatura de controle utilizada na edificação com ventilação híbrida quando operada com ventilação natural está explicitada na seção 3.2.4, que mostra as temperaturas de controle (20°C ou 22°C) testadas na edificação ocupada operada com ventilação natural e o que foi analisado (quantidade de graus-hora para aquecimento em 20°C e para resfriamento em 25°C).

Foram requisitados no programa *EnergyPlus* os dados horários de temperatura do ar nos ambientes de escritório (zona) durante o período de ocupação. A partir desses dados, foi calculada a quantidade de graus-hora para resfriamento e aquecimento na temperatura-base de, respectivamente, 25°C e 20°C. O parâmetro “graus-hora” é a somatória da diferença de temperatura horária, quando essa se encontra superior à temperatura-base, no caso de resfriamento; ou inferior à temperatura-base, para graus-hora de aquecimento.

O período de ocupação da edificação foi de segunda a sexta-feira, das 8h às 18h, durante todo o ano, totalizando 2.600 horas. Além disso, a quantidade de graus-hora na edificação foi uma média ponderada entre todas as zonas (ambientes de escritório) em que foi prevista a ocupação.

3.4.2 Análise do consumo de energia elétrica

Foi analisado o consumo de energia elétrica total e com o sistema de ar-condicionado na edificação. O consumo de energia elétrica total na edificação incluiu os gastos com o sistema de ar-condicionado, equipamentos e iluminação durante o período de ocupação. O consumo de energia elétrica no sistema de ar-condicionado incluiu resfriamento, ventiladores (*fans*) e aquecimento (quando houvesse).

O consumo com iluminação ocorreu em todos os ambientes da edificação (corredores, banheiros, elevadores, escada e ambientes de escritório), enquanto o consumo com sistema de ar-condicionado e equipamentos aconteceu nos ambientes de escritório.

Com relação ao consumo de energia elétrica total, foi feita uma análise anual a partir da comparação de todos os casos. Quanto ao consumo com sistema de ar-condicionado, foi feita uma análise anual a partir da comparação de todos os casos e verificado o que mais influencia o consumo de energia no sistema de ar-condicionado (resfriamento, aquecimento ou ventiladores). A partir dessa avaliação, foram selecionados os casos mais relevantes e feita uma análise mensal.

Para a obtenção desses dados, na simulação com o programa *EnergyPlus*, foi solicitado um relatório que apresentasse o consumo anual e mensal de eletricidade (em kWh/m²) e englobasse o consumo em iluminação artificial, equipamentos e sistema de ar-condicionado (resfriamento, ventiladores e aquecimento) de toda a edificação.

Para a conversão do consumo de kWh para kWh/m², considerou-se, para a carga de iluminação, a área total da edificação, que incluiu corredores, banheiros, elevadores e escada (945,89 m²) e ambientes de escritório (2.944,91 m²), com área total de 3.890,91 m²; e, para a carga com equipamentos e sistema de ar-condicionado, somente os ambientes de escritório, com área total de 2.944,81 m². Destaca-se que há dois tipos de ambientes de escritório: os localizados na esquina (de canto), com duas janelas externas e área de 32,99 m²; e os situados em uma das fachadas da edificação, com uma janela externa e área de 27,15 m².

A partir da análise do que é mais relevante com relação ao consumo de energia elétrica no sistema de ar-condicionado na edificação (resfriamento, aquecimento ou ventiladores) e da seleção dos casos mais relevantes, foram verificados os ambientes de escritório. Os ambientes de escritórios foram avaliados para verificar com maior detalhe a influência dos andares (térreo, intermediário e superior) e da orientação solar (norte, sul, leste, oeste).

Para a obtenção desses dados, na simulação com o programa *EnergyPlus*, foi solicitado um relatório que apresentasse o consumo do sistema de ar-condicionado para aquecimento, resfriamento ou ventiladores (em kWh/m²) anual para cada ambiente de escritório (zona).

3.4.3 Análise de desconforto térmico

A partir da seleção dos casos mais relevantes na seção anterior (3.4.2), foi verificada a temperatura de controle (20°C para aquecimento e 25°C para resfriamento) utilizada no sistema de ar-condicionado e na ventilação híbrida por meio da análise de desconforto térmico. A análise de desconforto térmico consistiu em verificar o percentual de horas ocupadas em que a temperatura do ar e operativa esteve abaixo de 20°C e acima de 25°C. A temperatura do ar foi analisada porque é a utilizada no controle do sistema de ventilação híbrida (conforme verificado na seção 2.3, que trata sobre o programa *EnergyPlus*), enquanto que a temperatura operativa é um dos principais parâmetros para a análise de conforto térmico (conforme verificado na seção 2.2, que trata dos métodos de conforto térmico).

Quando o sistema de ar-condicionado foi acionado, houve um percentual de horas não atendidas de acordo com a temperatura de *setpoint* (do ar) estabelecida, calculada na simulação pelo programa *EnergyPlus*. No programa *EnergyPlus*, para esse cálculo foi considerada uma margem (Δt) de +0,2°C ou -0,2°C. Por esse motivo, foi considerado na análise de desconforto térmico o percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar e operativa acima de 25,2°C (25°C + 0,2°C) ou abaixo de 19,8°C (20°C - 0,2°C).

Para a análise da temperatura do ar, conforme cálculo feito no programa *EnergyPlus* mencionado anteriormente, foi também verificado o percentual de horas não atendidas de acordo com a temperatura de *setpoint* estabelecida no sistema de ar-condicionado. Esse valor foi comparado com o percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C ou abaixo de 20°C (este último valor quando prevista a função de aquecimento no sistema de ar-condicionado).

Foi examinado o desconforto térmico na edificação e em cada ambiente de escritório, assim como já feito na análise do consumo de energia elétrica (seção 3.4.2). Ressalta-se que o percentual de horas ocupadas na edificação foi uma média ponderada entre todas as zonas (ambientes de escritório). Para a edificação, foram comparados os casos mais relevantes selecionados na seção anterior (3.4.2) e o caso escolhido na seção 3.4.1. Para os ambientes de escritório foram confrontados os casos mais relevantes selecionados na seção anterior (3.4.2).

Para a obtenção dos dados do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar e operativa acima de 25°C e abaixo de 20°C, na

simulação com o programa *EnergyPlus*, foi solicitado um relatório que apresentasse as temperaturas horárias do ar e operativa em cada ambiente de escritório durante o período de ocupação. A partir do relatório solicitado no *EnergyPlus*, foi calculado o percentual de horas ocupadas em que a temperatura do ar e operativa esteve abaixo de 20°C e acima de 25°C. Ressalta-se que o período de ocupação da edificação foi de segunda a sexta-feira, das 8h às 18h, durante todo o ano, totalizando 2.600 horas.

Com relação aos dados do percentual de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado de acordo com a temperatura de *setpoint* para aquecimento ou resfriamento, no programa *EnergyPlus* foi solicitado um relatório que apresentasse o número de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado conforme a temperatura de *setpoint* para aquecimento (quando houvesse) ou resfriamento durante o período de ocupação. A partir desses dados, foi calculado o percentual de horas não atendidas na função de aquecimento ou resfriamento do sistema de ar-condicionado.

3.4.4 Análise do funcionamento da estratégia de ventilação híbrida

Foi feita uma análise geral e detalhada do funcionamento da estratégia de ventilação híbrida. Em função da grande quantidade de resultados e do número de ambientes de escritório (nove por andar), foram selecionados os resultados mais relevantes para um dos casos com ventilação híbrida (Caso híbrida 25 ou Caso híbrida 20-25). Nos casos em que se utilizou o sistema de ar-condicionado, essa verificação não foi necessária porque, durante a ocupação, as janelas permaneceram fechadas e o sistema de ar-condicionado foi acionado; e, quando não houve ocupação, as janelas continuaram fechadas e o sistema de ar-condicionado foi desligado.

O funcionamento da estratégia de ventilação híbrida consistiu em verificar a porcentagem de minutos ocupados com:

- o acionamento da função de resfriamento (ou aquecimento, quando houvesse) do sistema de ar-condicionado. Nesse momento as janelas permaneceram fechadas;

- a permissão da utilização de ventilação natural (módulo *AirflowNetwork*) entre a temperatura do ar de 20°C e 25°C. Nesse período as janelas puderam ser abertas ou fechadas; e;
- o acionamento de ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado, quando não foi previsto o aquecimento (ex.: utilização de ventiladores abaixo da temperatura do ar de 20°C). Nesse momento as janelas permaneceram fechadas.

No funcionamento da estratégia de ventilação híbrida foi feita uma análise geral que consistia em avaliar o funcionamento da estratégia de ventilação híbrida no ambiente de escritório ocupado durante os meses e o ano. Para a obtenção desses dados, na simulação com o programa *EnergyPlus*, foi solicitado um relatório que apresentasse os dados de minuto em minuto com o ambiente ocupado do 1) fator de abertura; e 2) consumo com o sistema de ar-condicionado. Caso os dados fossem horários, poderia ocorrer que no mesmo horário de ocupação as janelas fossem abertas e o sistema de ar-condicionado, acionado. A partir desses dados, foi feito o cálculo da porcentagem de tempo em que o sistema de ar-condicionado (na função de aquecimento, resfriamento ou ventiladores) ou a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) foi acionada.

O fator de abertura demonstra (quando há ventilação natural) o quanto são abertas as janelas, com o valor variando de “zero” a “um”. Os valores de “ zero” e “um” representam que as janelas estão, respectivamente, fechadas e abertas (conforme coeficiente de descarga especificado). O consumo com o sistema de ar-condicionado é dado em kWh/m² e engloba resfriamento, ventiladores e aquecimento (quando houver).

Também foi feita uma análise detalhada do funcionamento da estratégia de ventilação híbrida que consistia em verificar as temperaturas externas de bulbo seco, temperatura do ar e operativa, fator de abertura e consumo com resfriamento (ou aquecimento, quando houvesse) e ventiladores em três meses: janeiro, junho e novembro no ambiente de escritório. O primeiro mês foi o que possuiu as temperaturas externas mais altas, enquanto que o segundo as mais baixas e o terceiro as medianas. O mês de janeiro representa o período de verão, junho o de inverno e dezembro o de primavera. A partir da

análise desses meses, foram selecionados cinco dias específicos para cada mês.

A fim de verificar quais os cinco dias selecionados para análise nos meses de janeiro, junho e novembro, foram examinados os seguintes resultados horários (obtidos a partir de simulação computacional no programa *EnergyPlus*): 1) temperatura externa de bulbo seco; 2) temperatura operativa no ambiente interno; 3) temperatura do ar no ambiente interno e resultados de minuto em minuto com o ambiente ocupado do a) fator de abertura e b) consumo com o sistema de ar-condicionado. Os dados horários foram organizados em gráficos com todas as horas (com ou sem ocupação) a fim de mostrar a variação desses valores no período de um mês. Os dados dos minutos ocupados do fator de abertura e do consumo com o sistema de ar-condicionado foram organizados conforme a porcentagem diária de minutos em que o sistema de ar-condicionado (na função de aquecimento, resfriamento ou ventiladores) ou a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) foi acionada.

Nos cinco dias específicos selecionados foi feita uma análise da variação de consumo com o sistema de ar-condicionado (na função de aquecimento, resfriamento ou ventiladores) e do fator de abertura. Esses dados foram organizados em um gráfico com todos os minutos (com ou sem ocupação) a fim de mostrar a variação desses valores no período de cinco dias.

O valor das temperaturas em análise foi em graus Celsius ($^{\circ}\text{C}$). O dado da temperatura externa de bulbo seco foi utilizado para comparação com as temperaturas (do ar e operativa) do ambiente (de escritório) interno. O fator de abertura mostrou (quando houvesse ventilação natural) o quanto foram abertas as janelas, variando o valor de “zero” a “um”. Quando o valor do fator de abertura foi de “zero” e “um”, as janelas estavam, respectivamente, fechadas e abertas (conforme coeficiente de descarga especificado). O valor do consumo com o sistema de ar-condicionado nos dados horários e de minuto em minuto foi em Wmin/m^2 e englobou resfriamento, ventiladores e aquecimento (quando houvesse). A unidade Wmin/m^2 foi escolhida a fim de melhor representar a variação do consumo com resfriamento, aquecimento e ventiladores, já que os valores em kWh/m^2 seriam demasiadamente pequenos.

4 RESULTADOS

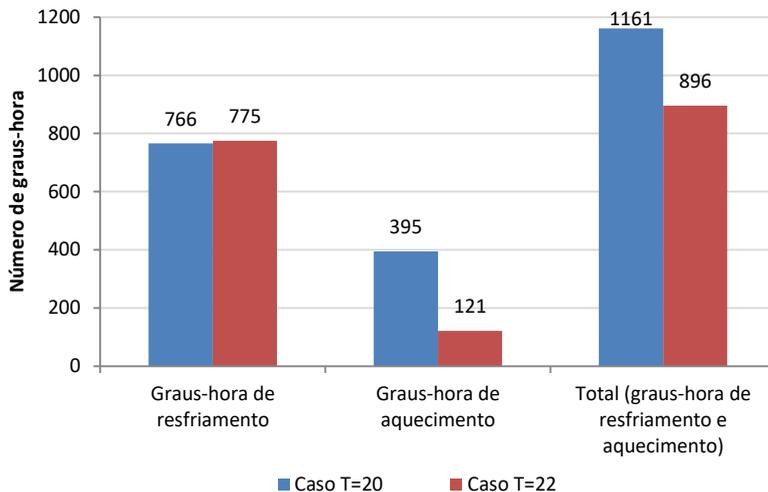
Este capítulo apresenta os resultados deste trabalho. Foram verificados e analisados: 1) a temperatura de controle utilizada na edificação com ventilação híbrida quando esta foi operada com ventilação natural; 2) o consumo de energia elétrica total e com o sistema de ar-condicionado na edificação e o consumo com o sistema de ar-condicionado nos ambientes de escritório (zonas); 3) a temperatura de controle utilizada no sistema de ventilação híbrida a partir da verificação do percentual de desconforto térmico; e 4) o funcionamento da estratégia de ventilação híbrida.

4.1 Análise da temperatura de controle na ventilação natural

Com o objetivo de verificar qual a temperatura de controle mais adequada a ser utilizada na edificação com ventilação híbrida quando operada com ventilação natural, foi simulada a edificação durante o período de ocupação com ventilação natural à temperatura de controle de 20°C e 22°C e analisada a quantidade de graus-hora para resfriamento e aquecimento à temperatura-base de, respectivamente, 25°C e 20°C. Os resultados estão apresentados na Figura 32.

Ressalta-se que o período de ocupação da edificação foi de segunda a sexta-feira, das 8h às 18h, durante todo o ano, totalizando 2.600 horas. Além disso, a quantidade de graus-hora na edificação é uma média ponderada entre todas as zonas (ambientes de escritório) em que foi prevista a ocupação.

Figura 32 – Graus-hora de aquecimento em 20°C e resfriamento em 25°C para os casos T = 22 e T = 20



Nota: T = temperatura de controle

Observa-se que a diferença do número de graus-hora de resfriamento foi pouco significativa (nove graus-hora) entre as simulações com as diferentes temperaturas de controle (T = 20 e T = 22). No entanto, com relação à quantidade de graus-hora de aquecimento, houve uma diferença com 274 graus-hora a mais para o caso com temperatura de controle a 20°C (T = 20) em comparação ao caso com temperatura de controle a 22°C (T = 22). Essa diferença ocorreu porque, para o caso com T = 20, a temperatura de controle (20°C) foi igual à temperatura-base (20°C) para a avaliação da quantidade de graus-hora para aquecimento. Consequentemente, o ambiente interno com a temperatura de controle em 20°C (T=20) resfriou mais rapidamente do que aquele com a temperatura de controle a 22°C e, portanto, resultou em menos graus-hora de aquecimento para o Caso T = 22.

A partir dos resultados apresentados, optou-se por utilizar a temperatura de controle de 22°C (Caso T = 22) para a simulação com ventilação híbrida na parte em que foi possível acionar a ventilação natural, porque o total do número de graus-hora de aquecimento e resfriamento foi menor em comparação ao caso com a temperatura de controle a 20°C (Caso T = 20).

4.2 Análise do consumo de energia elétrica

Foi verificado o consumo de energia elétrica total na edificação. Além disso, foi examinado o consumo com o sistema de ar-condicionado nos ambientes de escritório a fim de verificar a influência dos andares (térreo, intermediário e superior) e da orientação solar.

4.2.1 Consumo de energia elétrica na edificação

Com o objetivo de verificar a economia de energia elétrica com a utilização de ventilação híbrida na edificação, as Figuras 33 e 34 apresentam, respectivamente, o consumo de energia elétrica total e do sistema de ar-condicionado (resfriamento, ventiladores, aquecimento) anual na edificação para os seguintes casos: referência 23, referência 25, híbrida 25, referência 20-25 e híbrida 20-25.

Ressalta-se que o consumo de energia elétrica total compreendeu o sistema de ar-condicionado, iluminação e equipamentos. O consumo de energia elétrica no sistema de ar-condicionado incluiu ventiladores, resfriamento e aquecimento (quando houvesse). O consumo com iluminação ocorreu nos ambientes de escritório, corredores, banheiros, elevadores e escada, enquanto o consumo com o sistema de ar-condicionado e equipamentos aconteceu nos ambientes de escritório. Além disso, o consumo com aquecimento somente ocorreu no caso referência 20-25 e no caso híbrida 20-25.

Destaca-se que há dois tipos de ambientes de escritório: os localizados nos cantos, com duas janelas externas e área de 32,99 m²; e os situados em uma das fachadas da edificação, com uma janela externa e área de 27,15 m².

Figura 33 – Consumo de energia elétrica total na edificação

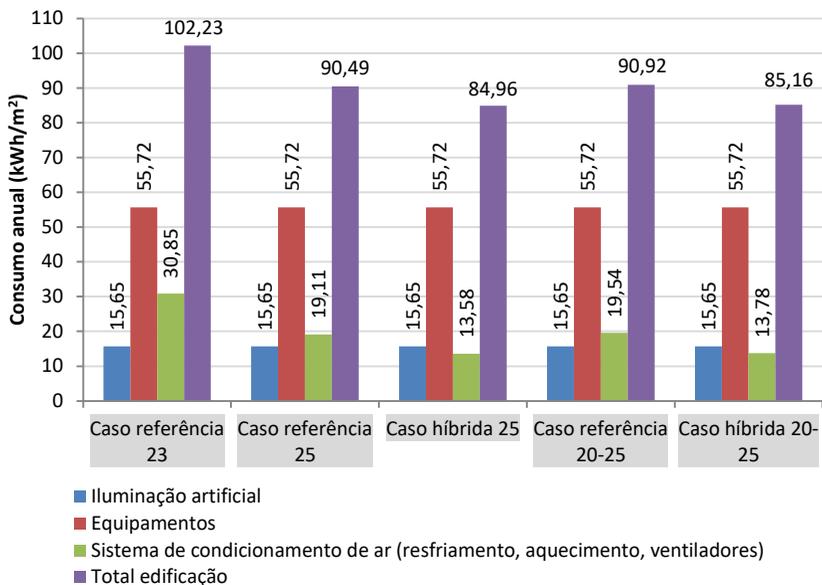
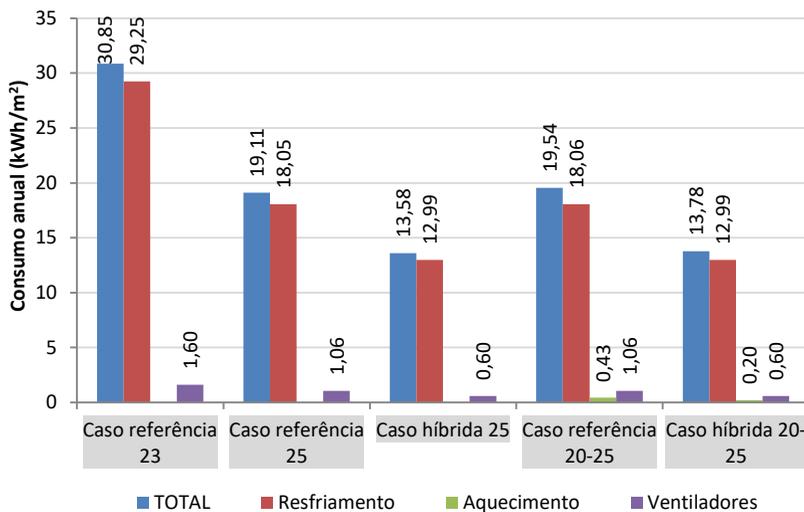


Figura 34 – Consumo anual com o sistema de ar-condicionado



Observa-se que, devido a algumas características da edificação serem otimizadas, o consumo com o sistema de ar-condicionado é pequeno em comparação ao consumo de energia elétrica total (Figura 33). No caso referência 23, por exemplo, o consumo com o sistema de ar-condicionado correspondeu a 30% do consumo total da edificação, enquanto para os casos referência 25 e referência 20-25 a 21%. Para os casos híbrida 25 e híbrida 20-25, o sistema de ar-condicionado correspondeu a 16% do consumo total da edificação. Sendo assim, devido ao pequeno consumo do sistema de ar-condicionado em relação ao total da edificação, o valor da redução do consumo anual de energia elétrica total com a utilização de ventilação híbrida na edificação foi pequeno em comparação com o sistema de ar-condicionado. Houve, por exemplo, a redução do consumo total de energia elétrica na edificação de 17% entre o caso referência 23 e o caso híbrida 25, e de 6% entre o caso referência 25 e o híbrida 25. Ao comparar o consumo do sistema de ar-condicionado entre o caso referência 25 e o híbrida 25, e do o caso referência 20-25 com o caso híbrida 20-25, a redução do consumo de energia foi de 29% para ambas as comparações realizadas, conforme apresentado na Figura 34.

Com base na análise dos resultados da Figura 34, a economia de energia com o sistema de ar-condicionado entre os casos em que foi mudado o *setpoint* da temperatura de resfriamento de 23°C (caso referência 23) para 25°C (caso referência 25) foi de 38%. Ao utilizar a ventilação híbrida na edificação, a redução do consumo anual de energia elétrica com o sistema de ar-condicionado (aquecimento, resfriamento e ventiladores) foi de até 56% entre os casos referência 23 e híbrida 25.

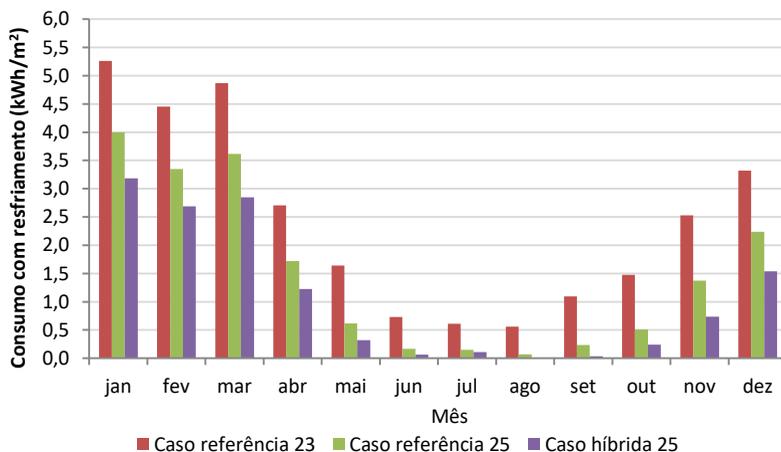
Desta forma, percebe-se que a o uso da ventilação híbrida ocasiona uma economia de energia significativa sendo, desta forma, uma opção para a redução do gasto energético de uma edificação comercial, em especial uma projetada de forma a facilitar a utilização de ventilação natural nos ambientes, como é o caso da edificação deste trabalho.

O consumo com resfriamento nos casos analisados foi semelhante, com percentuais próximos a 95% do total. No caso do consumo com ventiladores, os valores variaram entre 4,6% e 5,8%. Com relação ao consumo com aquecimento, presente somente nos casos referência 20-25 e híbrida 20-25, o consumo correspondeu a, respectivamente, 2,2% e 1,4% do total do sistema de ar-condicionado, o que evidencia que o principal gasto energético do sistema de climatização da edificação é ocasionado pelo resfriamento, sendo o

aquecimento e ventiladores pouco necessários na climatização. Porém, ressalta-se que essa análise é válida para o clima em questão.

Como o consumo com ventiladores (para todos os casos) e aquecimento (somente nos casos referência 20-25 e híbrida 20-25) correspondeu a valores percentuais pequenos, 5,8% e 2,2%, respectivamente, em relação ao sistema de ar-condicionado, foi analisado somente o consumo com resfriamento dos casos referência 23, referência 25 e híbrida 25. A fim de analisar com maior detalhe a edificação, a Figura 35 apresenta o consumo mensal com resfriamento para os casos referência 23, referência 25 e híbrida 25.

Figura 35 – Consumo mensal com resfriamento na edificação



Constata-se que o maior consumo com resfriamento ocorreu no mês de janeiro, seguido de março e fevereiro. Nesses meses há as maiores temperaturas externas de bulbo seco, conforme verificado na seção 2.4, que trata do contexto climático de Florianópolis. Nos meses de junho a setembro, que possuem baixa temperatura externa de bulbo seco, o consumo com resfriamento foi menor, sendo semelhante nos meses de junho a agosto. Além disso, observa-se que no caso híbrida 25, durante os meses de agosto e setembro, não houve consumo com resfriamento, ao contrário dos casos referência 23 e referência 25.

Com a mudança de *setpoint* da temperatura de resfriamento de 23°C (caso referência 23) para 25°C (caso referência 25) nos meses com maior consumo (janeiro, fevereiro e março), houve uma elevada alteração no consumo com resfriamento no sistema de ar-condicionado.

Ao comparar, por exemplo, o consumo com resfriamento no sistema de ar-condicionado nos meses de janeiro, fevereiro e março entre o caso referência 25 e o caso referência 23, a economia de energia foi de 25%.

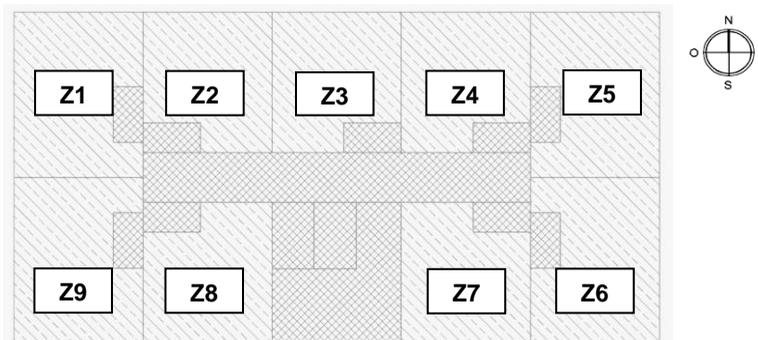
Ao confrontar os casos referência 25 e híbrida 25, a economia com resfriamento nos meses com maior consumo (janeiro, fevereiro e março) com a utilização da ventilação híbrida foi de 21%. Se for comparado o caso referência 23 e híbrida 25, a economia com resfriamento para os meses de janeiro foi de 39% e para fevereiro e março foi de 41%, evidenciando, desta forma, a importância do uso da estratégia de ventilação híbrida na redução do consumo de energia elétrica na edificação.

4.2.2 Consumo de energia elétrica com o sistema de ar-condicionado nos ambientes de escritório

Conforme constatado na seção anterior (4.2.1), o consumo com resfriamento foi o mais relevante em comparação ao aquecimento e a ventiladores. Por esse motivo e com o objetivo de analisar com maior detalhe a influência dos andares e da orientação solar, foi verificado o consumo com resfriamento do sistema de ar-condicionado em cada ambiente de escritório (zonas Z1 a Z9).

As Figuras 37, 38 e 39 apresentam o consumo com resfriamento anual nas zonas localizadas, respectivamente, no andar térreo, intermediário e superior. As zonas estão numeradas de 1 a 9 e abaixo do nome encontra-se, entre parênteses, a orientação solar. A fim de facilitar a leitura dos resultados, nas Figuras 37, 38 e 39 as zonas estão agrupadas conforme a semelhança de orientação solar, e na Figura 36 estão apresentadas a localização e a orientação dos ambientes.

Figura 36 – Localização de cada ambiente de escritório (zonas)

**Legenda (Figuras 37 a 39):**

Z + n°= zona/ ambiente de escritório

N= ambiente orientado a norte

S= ambiente orientado a sul

L= ambiente orientado a leste

O= ambiente orientado a oeste

S-O: ambiente de esquina orientado a sul-oeste

S-L= ambiente de esquina orientado a sul-leste

N-O= ambiente de esquina orientado a norte-oeste

N-L= ambiente de esquina orientado a norte-leste

Figura 37 – Consumo anual com resfriamento nas zonas do andar térreo

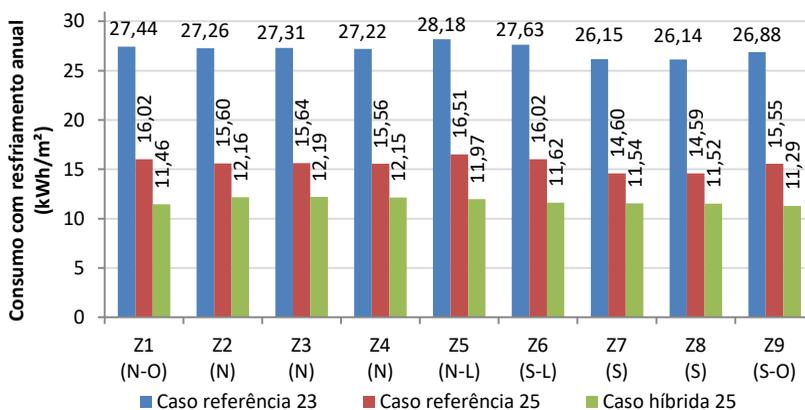


Figura 38 – Consumo anual com resfriamento nas zonas do andar intermediário

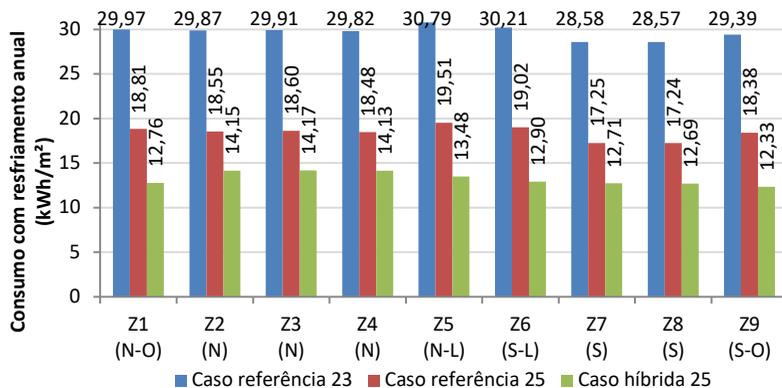
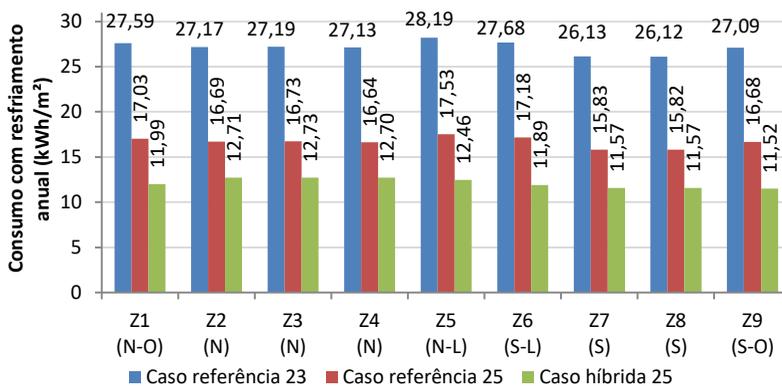


Figura 39 – Consumo anual com resfriamento nas zonas do andar superior



Nota-se que, em função do dimensionamento dos brises localizados nas fachadas norte, leste e oeste, o consumo com resfriamento em todas as zonas por andar (térreo, intermediário e superior) foi semelhante para todos os casos analisados (Figuras 37 a 39). A diferença do valor de consumo com resfriamento entre as zonas por andar, por exemplo, foi entre 1 kWh/m² e 2 kWh/m². Isso demonstra que os brises foram corretamente dimensionados, o que ocasionou uma melhor performance térmica da edificação, ou seja, reduziu a carga térmica da mesma, tornando-a mais eficiente no consumo de energia elétrica com resfriamento.

Devido à pouca diferença de consumo com resfriamento entre as zonas por andar, o valor de economia de energia elétrica nessas zonas em cada caso foi semelhante. Ao alterar a temperatura de *setpoint* de resfriamento de 23°C (caso referência 23) para 25°C (caso referência 25), a economia de energia com resfriamento foi em média de 43% nas zonas do andar térreo e de 39% nos andares intermediário e superior. Ao utilizar a ventilação híbrida, a redução do consumo de energia com resfriamento entre o caso referência 25 e o híbrida 25 para os ambientes do andar térreo foi em média de 24%, enquanto para os do andar intermediário e superior foi em média de 28%. Ao comparar o caso referência 23 e o caso híbrida 25, houve pouca diferença na redução do consumo de energia com resfriamento para cada ambiente de escritório entre os andares térreo, intermediário e superior (valor de 1%) com valor médio de 56%.

Observa-se que em todos os casos analisados o maior valor do consumo com resfriamento nas zonas ocorreu no andar intermediário. A variação do consumo com resfriamento entre os andares para todas as zonas, independentemente da orientação solar e do número de aberturas externas (uma ou duas), foi semelhante, conforme exposto nas Figuras 40 e 41, para, respectivamente, as zonas Z1 (de canto, orientada a norte-oeste e com duas aberturas externas) e Z8 (orientada a sul e com uma abertura externa).

Figura 40 – Consumo com resfriamento na zona Z1 (N-O) para os andares térreo, intermediário e superior

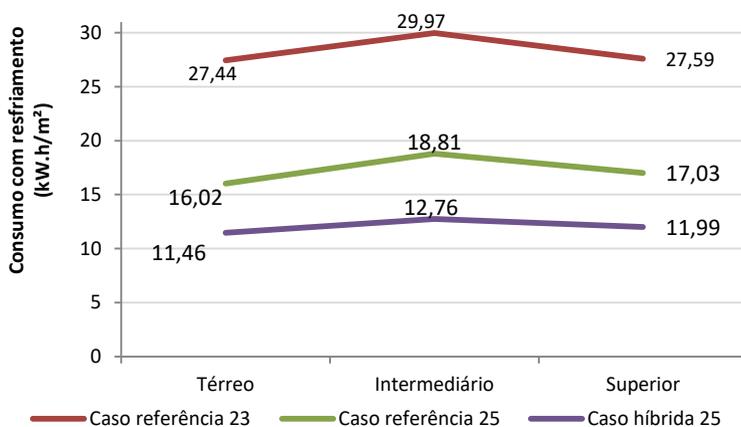
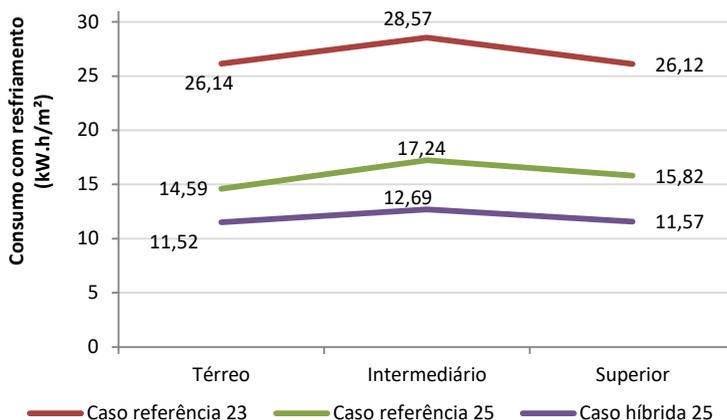


Figura 41 – Consumo com resfriamento na zona Z8 (S) para os andares térreo, intermediário e superior



Houve maior variação do consumo com resfriamento entre os andares nos casos referência 23 e referência 25 (Figuras 40 e 41), casos em que os ambientes de escritório da edificação funcionaram exclusivamente com o sistema de ar-condicionado. No caso híbrida 25, como as janelas puderam ser abertas, a entrada de ar externo auxiliou o resfriamento desses ambientes. Consequentemente, houve a diminuição do consumo com resfriamento no sistema de ar-condicionado nesses ambientes e uma menor diferença no consumo com resfriamento entre os andares.

Observa-se que o maior consumo com resfriamento para os casos analisados (referência 23, referência 25 e híbrida 25) foi no andar intermediário. Nesses casos, o valor de consumo com resfriamento nos andares térreo e superior foi semelhante. Na zona Z1 do caso referência 23, por exemplo, a diferença de consumo com resfriamento entre o andar superior e térreo foi de 0,15 kWh/m². Na zona Z1 dos casos referência 25 e híbrida 25, a diferença de consumo com resfriamento entre os andares superior e térreo foi de, respectivamente, 1,01 kWh/m² e 0,53 kWh/m².

Constata-se nos casos referência 25 e híbrida 25 que o menor valor de consumo com resfriamento em todas as zonas ocorreu no andar superior. No caso referência 23, o menor consumo com resfriamento nas zonas Z1, Z5, Z6 e Z9 (de canto e que possuem duas aberturas externas) ocorreu no andar térreo, enquanto no restante das zonas (que tem somente uma abertura externa) foi no andar superior.

O maior consumo com resfriamento no andar intermediário demonstrou que nas superfícies do piso e teto desse andar houve menor perda de calor por condução em comparação com a dos andares térreo e superior. Na superfície do piso no andar térreo e da cobertura (teto) no andar superior houve maior perda de calor por condução em função do contato, respectivamente, com o solo e a cobertura. Com uma maior perda de calor na superfície por condução nos andares citados, houve uma diminuição da temperatura interna (do ar e operativa) e, conseqüentemente, um menor consumo com o sistema de ar-condicionado.

A fim de verificar a perda de calor por condução nas superfícies internas do piso e do teto dos andares térreo, intermediário e superior, foi simulada a perda de calor por condução anual¹² no período de ocupação para a zona Z1 nos casos referência 23, referência 25 e híbrida 25, sendo apresentados os resultados na Figura 42. A perda de calor por condução para cada andar (térreo, intermediário e superior) foi calculada a partir da soma dos valores da perda de calor por condução nas superfícies internas do piso e do teto localizadas no respectivo andar. Com o propósito de examinar com maior detalhe a perda de calor nas superfícies citadas (piso e teto), a Tabela 12 apresenta a perda de calor por condução nessas superfícies em cada andar para os mesmos casos analisados na Figura 42.

¹² Segundo o Manual *InputOutput* do programa *EnergyPlus* (2013c), o valor de perda de calor por condução na superfície interna anual é da superfície interna para o exterior, é representado por uma média no período de tempo analisado e possui o sinal de positivo.

Figura 42 – Perda de calor por condução nas superfícies do piso e do teto para os andares térreo e intermediário e do teto para o andar superior

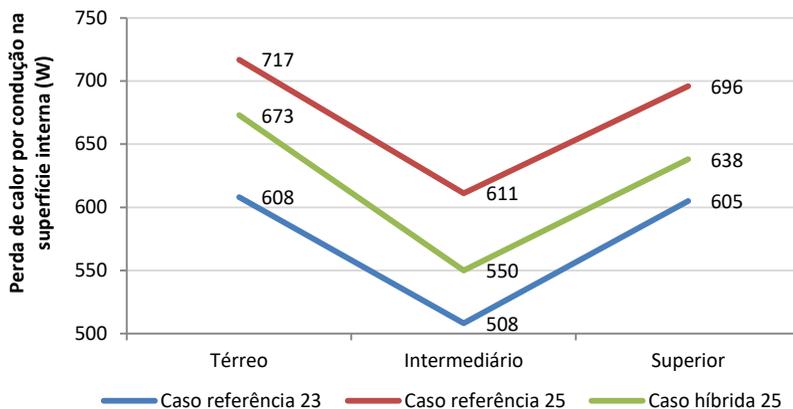


Tabela 12 – Perda de calor por condução na superfície interna (W)

Caso	Térreo		Intermediário		Superior	
	Piso	Teto	Piso	Teto	Piso	Teto
Referência 23	490	118	291	217	208	397
Referência 25	574	143	345	266	239	457
Híbrida 25	560	113	314	236	210	428

Ao simular a perda de calor por condução anual no período de ocupação para a zona Z1 na superfície interna do piso e do teto dos andares térreo, intermediário e superior para os casos referência 23, referência 25 e híbrida 25 (Figura 42), constata-se que a menor perda de calor (por condução) ocorreu no andar intermediário. No caso referência 25, por exemplo, o valor da perda de calor por condução nas superfícies citadas para os andares térreo, intermediário e superior foi de, respectivamente, 673 W, 550 W e 638 W. Verifica-se com esses resultados que o maior consumo com resfriamento coincidiu com o menor valor de perda de calor na superfície por condução (638 W), enquanto o menor consumo com resfriamento coincidiu com o maior valor de perda por condução (673 W).

Ao verificar os valores da Tabela 12, constata-se que no andar térreo houve maior perda de calor por condução na superfície interna do piso pelo contato direto com o solo. No andar superior houve maior perda de calor por condução na superfície interna do teto (superfície da laje orientada para o ambiente interno) pelo contato direto com o

ambiente externo a partir da cobertura. No andar intermediário, a perda de calor nas superfícies analisadas (piso e teto) foi semelhante (com a diferença máxima de 86 W).

Também foram simulados os valores da perda de calor por condução nas superfícies (internas) das paredes externas da zona Z1 nos andares térreo, intermediário e superior. No entanto, a variação desses valores entre os andares é pequena e não é suficiente para determinar a causa da mudança de consumo com resfriamento entre os andares.

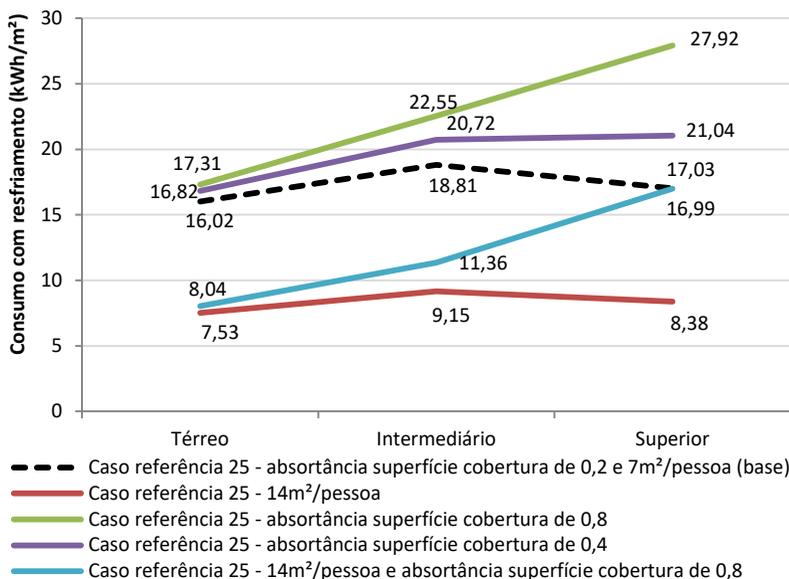
A fim de verificar o motivo da variação dos valores de perda de calor por condução nas superfícies citadas na Figura 42 e na Tabela 12, foi simulado como exemplo para o caso referência 25 o consumo com resfriamento anual na zona Z1 para os andares térreo, intermediário e superior com os seguintes parâmetros:

- Caso referência 25: caso-base (o que está em análise neste trabalho) com valor de absorptância¹³ da superfície de cobertura de 0,2 e ocupação de 7 m²/pessoa;
- Caso referência 25: mudança do valor de ocupação de 7 m²/pessoa para 14 m²/pessoa;
- Caso referência 25: mudança do valor de absorptância da superfície de cobertura de 0,2 para 0,8;
- Caso referência 25: mudança do valor de absorptância da superfície de cobertura de 0,2 para 0,4; e
- Caso referência 25: combinação da mudança do valor de absorptância na superfície de cobertura (0,2 para 0,8) e de ocupação (7 m²/pessoa para 14 m²/pessoa).

Os resultados referentes ao consumo com resfriamento nos parâmetros acima estão apresentados na Figura 43.

¹³ A absorptância se refere à solar e à visível.

Figura 43 – Consumo com resfriamento na zona Z1 para os andares térreo, intermediário e superior no caso referência 25 com diferentes parâmetros



Observa-se que a variação desses valores entre os andares térreo, intermediário e superior no caso referência 25 (base) – absorptância da cobertura de 0,2 e 7 m²/pessoa – foi semelhante ao caso em que foi somente diminuída a carga interna com pessoas (7 m²/pessoa para 14 m²/pessoa). Nota-se que, ao aumentar gradativamente a absorptância da superfície de cobertura (de 0,2, 0,4 até 0,8), o consumo com resfriamento entre os andares aumentou no andar superior e foi maior nesse andar em comparação aos andares térreo e intermediário.

Portanto, o motivo para o consumo com resfriamento ser maior no andar intermediário do caso em análise deste trabalho (caso referência 25-base) foi a baixa absorptância na superfície de cobertura, visto que a diminuição da carga interna com pessoas e, conseqüentemente, com equipamentos não influenciou na alteração do consumo com resfriamento entre os andares. Ressalta-se que, nos casos referência 23 e híbrida 25, ao alterar os parâmetros com relação à carga interna e absorptância na superfície de cobertura (o mesmo apresentado na Figura 43), a variação do consumo com resfriamento entre os andares foi semelhante ao caso apresentado (caso referência 25).

Além disso, ao verificar a perda de calor por condução anual na superfície interna do piso e do teto dos andares térreo, intermediário e superior durante o período de ocupação para a zona Z1 nos casos citados na Figura 43, nota-se que no andar em que houve a menor perda de calor por condução também houve maior consumo com resfriamento, assim como ocorreu nos casos citados na Figura 42.

4.3 Análise de desconforto térmico

Com o objetivo de verificar as temperaturas de controle utilizadas no sistema de ar-condicionado e na ventilação híbrida, foi analisado o desconforto térmico por meio do percentual de horas ocupadas (das 8h às 18h, de segunda a sexta-feira) em que a temperaturas do ar e operativa estiveram acima de 25°C ou abaixo de 20°C. No sistema de ar-condicionado foi também examinado o percentual de horas não atendidas de acordo com a temperatura de *setpoint* (do ar) estabelecida. Para tal apresentam-se resultados com dois enfoques: análise da edificação e análise dos ambientes de escritório.

Ressalta-se que para a verificação das temperaturas de controle, foi considerada uma tolerância (Δt) de +0,2°C (25°C + 0,2°C) ou -0,2°C (20°C - 0,2°C), pois no cálculo do percentual de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado no *EnergyPlus* foi utilizada essa margem.

Tanto para a edificação como para os ambientes de escritório (zonas), foram examinados os casos mais relevantes observados na análise do consumo de energia elétrica (seção 4.2) e da temperatura de controle na ventilação natural (seção 4.1). Na edificação foram analisados e comparados os casos T = 22, referência 25 e híbrida 25. Em cada ambiente de escritório foram avaliados e comparados os casos híbrida 25 e referência 25. As temperaturas de controle para os casos citados foram as seguintes:

- No caso T = 22, em que houve somente a utilização de ventilação natural, a temperatura de controle foi de 22°C. Conforme verificado na seção 4.1 (que trata da análise da temperatura de controle na ventilação natural), com essa temperatura de controle houve o

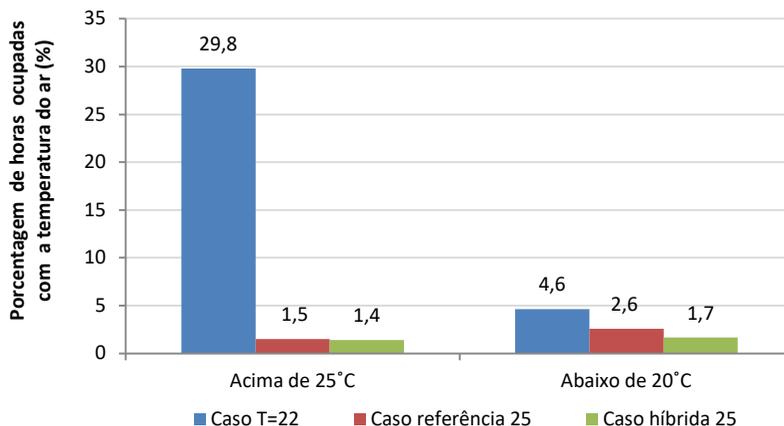
menor percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C e abaixo de 20°C;

- No caso referência 25, o sistema de ar-condicionado funcionou somente com a função de resfriamento (sem aquecimento) na temperatura de *setpoint* de 25°C. Com a temperatura do ar interna abaixo do *setpoint* (25°C), houve somente o acionamento dos ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado; e
- No caso híbrida 25, o sistema de ar-condicionado funcionou somente com a função de resfriamento (sem aquecimento) na temperatura de *setpoint* de 25°C. Entre a temperatura do ar de 20°C e 25°C foi permitido o acionamento de ventilação natural. A temperatura de controle para a ventilação natural foi de 22°C (a mesma do caso T = 22). Abaixo da temperatura do ar de 20°C, houve somente o acionamento dos ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado.

4.3.1 Análise da edificação

A fim de analisar o desconforto térmico na edificação, a Figura 44 apresenta o percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C e abaixo de 20°C na edificação para o caso T = 22, referência 25 e híbrida 25. Ressalta-se que o caso T = 22 foi operado somente com ventilação natural à temperatura de controle de 22°C, sendo utilizado como base para a simulação com ventilação híbrida na parte em que foi possível acionar a ventilação natural (seção 4.1). Destaca-se que o percentual de horas ocupadas na edificação corresponde à média ponderada entre todas as zonas (ambientes de escritório).

Figura 44 – Percentual de horas ocupadas em que a temperatura do ar está acima de 25°C e abaixo de 20°C na edificação

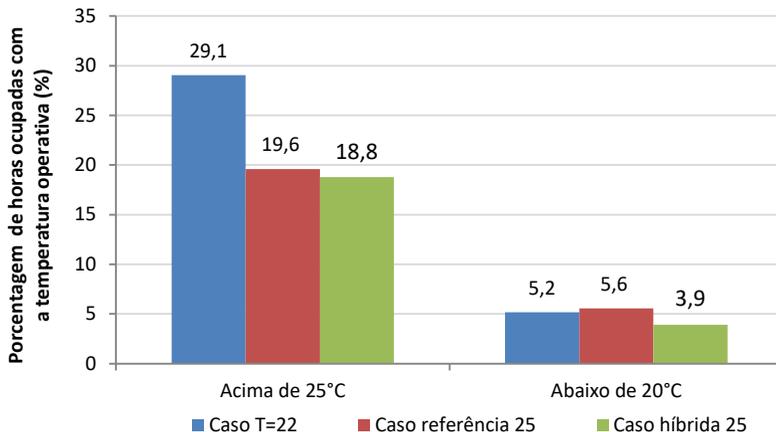


Em ambos os casos, ao analisar o percentual de horas ocupadas com temperatura do ar acima de 25°C e abaixo de 20°C, observou-se a partir utilização da ventilação híbrida (caso híbrida 25) que esses valores são menores em comparação aos casos T=22 e referência 25. Nota-se que a partir da utilização de ventilação híbrida (caso híbrida 25) é possível ter o percentual de horas ocupadas acima de 25°C semelhante ao caso com o sistema de ar-condicionado (caso referência 25).

Foi também verificado o percentual do número de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento no *setpoint* de 25°C) nos casos referência 25 e híbrida 25 e constatou-se que esse valor foi igual ao percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C.

A Figura 45 apresenta o percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C e abaixo de 20°C para os casos T = 22, referência 25 e híbrida 25.

Figura 45 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C e abaixo de 20°C na edificação.



De forma análoga ao gráfico relacionado a temperatura do ar (Figura 44), o valor do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C e abaixo de 20°C foi menor para o caso com ventilação híbrida (caso híbrida 25).

Ao comparar os resultados de temperatura do ar e operativa das Figuras 44 e 45, os maiores valores de desconforto térmico foram para a temperatura operativa. Esse fato ocorreu porque o controle de ventilação híbrida no programa *EnergyPlus* funcionou para a temperatura do ar, a mesma em que é acionada o sistema de ar-condicionado.

4.3.2 Análise dos ambientes de escritório

Com o objetivo de analisar a influência dos andares e da orientação solar dos ambientes de escritório (zonas) na edificação com relação à temperatura de controle utilizada no sistema de ar-condicionado e na ventilação híbrida, esta seção apresenta os resultados para cada zona nos casos híbrida 25 e referência 25.

4.3.2.1 Análise dos ambientes no caso com ventilação híbrida

As Tabelas 13, 14 e 15 apresentam os resultados relacionados ao percentual de horas ocupadas acima das temperaturas operativa e do ar de 25°C no caso híbrida 25 nos ambientes de escritório (zonas) para, respectivamente, os andares térreo, intermediário e superior. Ressalta-se que, conforme verificado na edificação, o percentual de horas ocupadas acima da temperatura do ar de 25°C foi igual ao percentual do número de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento no *setpoint* de 25°C). Para facilitar a leitura dos resultados, nas Tabelas 13, 14 e 15 as zonas foram agrupadas conforme a semelhança de orientação solar, sendo exposta uma legenda de cores com a representação da porcentagem de 0% a 25% (valor próximo ao máximo encontrado).

Legenda

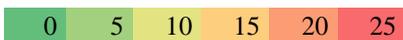


Tabela 13 – Porcentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar térreo para o caso híbrida 25

Porcentagem de horas ocupadas acima de 25°C (%)	Caso híbrida 25- Zona (andar térreo)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	0,6	1,7	1,8	1,8	0,8	1,4	3,0	3,0	0,8
Temperatura operativa	16,2	16,7	16,6	16,7	17,9	17,8	15,6	15,5	16,0

Tabela 14 – Porcentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar intermediário para o caso híbrida 25

Porcentagem de horas ocupadas acima de 25°C (%)	Caso híbrida 25- Zona (andar intermediário)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	0,8	1,2	1,2	1,2	1,2	1,9	2,6	2,4	1,3
Temperatura operativa	20,5	22,0	22,1	22,0	22,2	22,0	20,8	20,7	20,6

Tabela 15 – Porcentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar superior para o caso híbrida 25

Porcentagem de horas ocupadas acima de 25°C (%)	Caso híbrida 25- Zona (andar superior)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	0,6	0,7	0,7	0,7	1,1	1,7	1,5	1,5	1,0
Temperatura operativa	18,1	18,4	18,5	18,4	19,4	19,2	17,2	17,2	18,0

Observa-se que os valores do percentual de horas ocupadas relacionados à temperatura do ar foram bastante baixos em comparação aos da temperatura operativa. Isso ocorreu porque a temperatura de controle para o sistema de ventilação híbrida do *EnergyPlus* estava relacionada à temperatura do ar, a mesma utilizada no sistema de ar-condicionado. Os valores relacionados à temperatura do ar variaram entre 0,6% e 3%, enquanto para a temperatura operativa variou entre 15,5% e 22,2%.

Quanto ao número de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nas zonas por andar (térreo, intermediário e superior), o número de horas foi igual ou semelhante. Nas zonas por andar com diferentes orientações solares, por exemplo, houve uma diferença desses valores entre 1,1% a 2,3%, sendo reflexo do dimensionamento dos brises feito para as fachadas norte, leste e oeste.

A fim de complementar a Tabela 14, que possui os maiores valores da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C, a Tabela 16 apresenta o detalhamento do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nas zonas do andar intermediário. Esse detalhamento mostra a frequência de ocorrência em determinadas faixas de temperatura (por exemplo, frequência de ocorrência dos valores de temperatura operativa entre 24,4°C e 25,6°C). Os valores relacionados ao detalhamento da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C nos andares térreo e superior estão apresentados no Apêndice B.

Ressalta-se que para esses valores, conforme exposto no início da análise de desconforto térmico (seção 4.3), foi considerada uma tolerância de +0,2°C (25°C + 0,2°C) ou -0,2°C (20°C - 0,2°C), pois no cálculo do percentual de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado foi utilizada essa margem. Nesse caso, por exemplo, foi verificada a frequência de ocorrência dos valores de temperatura operativa a partir de 25,2°C.

Como o percentual de horas ocupadas acima da temperatura do ar de 25°C foi pequeno (valor máximo de 3%) e igual ao percentual do número de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado, não foi analisado o detalhamento desses valores. Esses valores estão expostos no Apêndice B.

Legenda

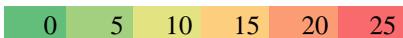


Tabela 16 – Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C para os ambientes de escritório no andar intermediário para o caso híbrida 25

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
25,2°C < x < 25,4°C	3,1	3,8	3,8	3,8	3,3	3,2	3,8	3,9	3,2
25,4°C ≤ x ≤ 25,6°C	2,9	3,7	3,7	3,6	2,7	2,6	3,6	3,7	3,1
25,6°C < x < 26°C	7,6	9,6	10	9,8	8,5	8	9,6	9,5	7,9
26°C ≤ x ≤ 27°C	6,7	4,7	4,4	4,6	7,2	7,5	3,4	3,2	6,1
27°C < x ≤ 28°C	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,5	0,4	0,4	0,3
x > 28°C	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,0	0,0	0,0
TOTAL	20,5	22,0	22,1	22,0	22,2	22,0	20,8	20,7	20,6

Ao analisar a Tabela 16, constata-se que o maior valor em todas as zonas do andar intermediário foi com a temperatura operativa entre 25,6°C e 26°C, correspondendo em média a 41% do valor total. O segundo valor mais alto do percentual de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C foi com a faixa entre 26°C e 27°C para as zonas de canto orientadas a norte-leste (Z5), norte-oeste (Z1), sul-leste (Z6), sul-oeste (Z9) e norte (Z2, Z3 e Z4), e entre 25,1°C e 25,4°C para o restante das zonas.

Os resultados apresentados na Tabela 16 mostram que nas zonas de canto (Z1, Z5, Z6, Z9) e as da fachada norte (Z2, Z3 e Z4) possuem uma maior temperatura operativa interna. Esse fato ocorreu porque nas zonas de canto – em função do maior número de aberturas externas (duas em comparação com uma no restante das zonas) – há mais contato com o ambiente externo e, portanto, a temperatura operativa do ambiente interno foi maior. Além disso – conforme verificado no item 2.4 da revisão de literatura que trata da análise do

clima de Florianópolis – nas zonas com orientação solar norte há uma maior incidência de temperaturas horárias de bulbo seco acima de 25°C em comparação com as orientadas a sul.

Ao verificar os valores do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C (ou número de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado) por andar, apesar da pouca diferença dos valores entre os andares, nota-se que houve três tipos de variações, em função da orientação solar das zonas, apresentadas nas Figuras 46, 48 e 50. Abaixo de cada figura, é destacado em planta baixa (cor cinza escuro) em quais zonas (além da apresentada em cada figura) o mesmo tipo de variação desses valores ocorreu. A seguir é apresentada uma legenda com as hachuras utilizadas na planta baixa.

Legenda planta baixa

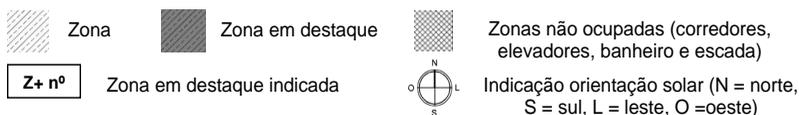


Figura 46 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6

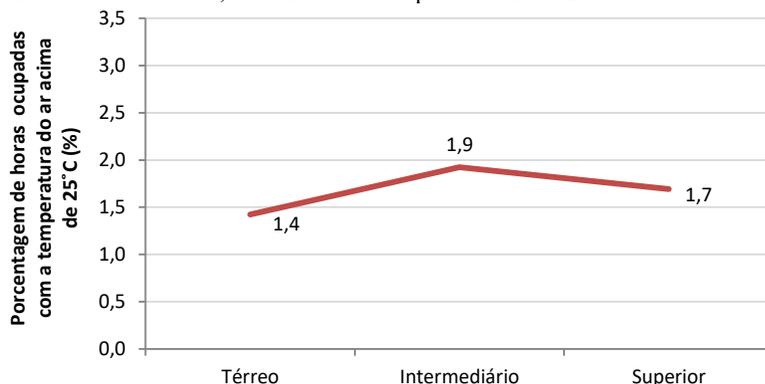


Figura 47 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C

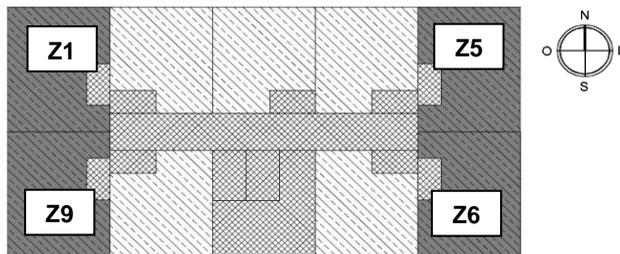


Figura 48 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z7

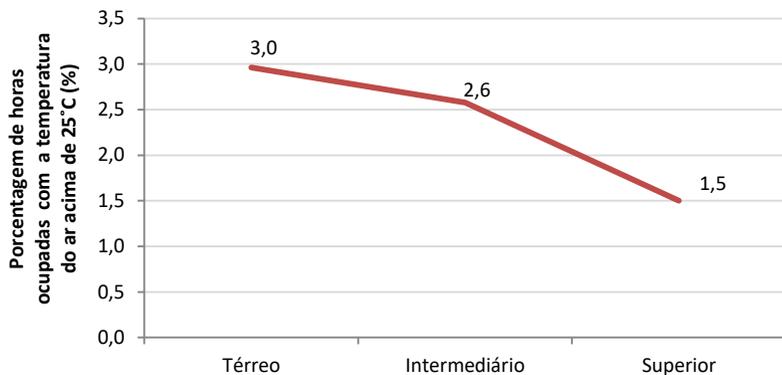


Figura 49 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z7) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C



Figura 50 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z3

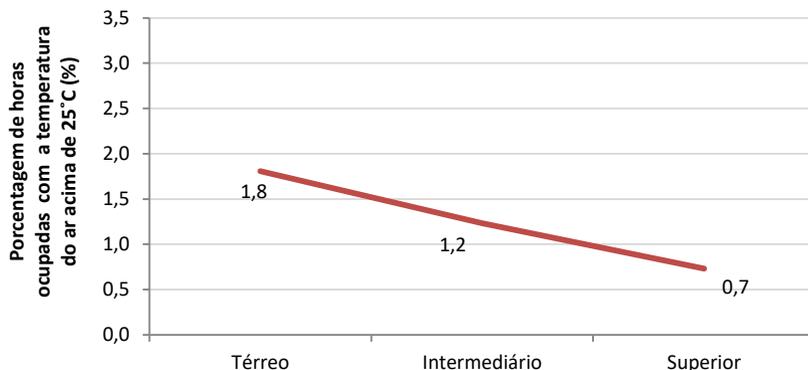
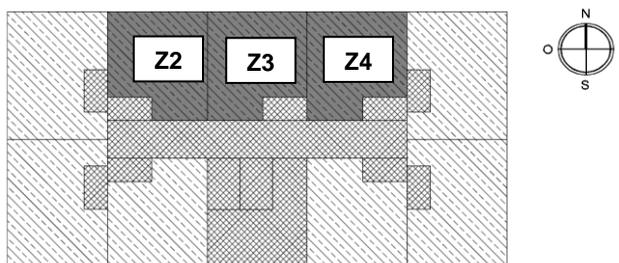


Figura 51 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z3) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C



Constata-se nas zonas de canto (Z1, Z9, Z5 e Z6, com duas aberturas externas) que o maior valor do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C ocorreu no andar intermediário, enquanto o resultado no andar térreo e superior foi semelhante (com a diferença de 0,3% na zona Z1, por exemplo). Nas zonas orientadas a norte (Z2, Z3 e Z4) e sul (Z7 e Z8), que possuem somente uma abertura externa, o maior e o menor valor do percentual de horas ocupadas acima da temperatura do ar de 25°C ocorreram, respectivamente, nos andares térreo e superior.

Nas zonas orientadas a norte e sul se observa que a maior perda de calor por condução na superfície interna de cobertura do andar superior em comparação com as superfícies de piso ou teto do andares térreo e intermediário (verificado na seção 4.2) influenciou para que no

andar superior dessas zonas o valor do percentual de horas ocupadas acima da temperatura do ar 25°C fosse menor.

Verificou-se que o percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C tem a tendência de ser menor quanto mais alto for o pavimento, o que é evidenciado pelas Figuras 48 e 50. Isto se deve à velocidade dos ventos ser maior quanto mais alto em relação ao solo. Desta forma, quanto mais elevado o pavimento em relação ao solo, maior é o benefício do uso da ventilação híbrida.

Nas zonas de canto (Figura 46), o percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C é semelhante no andar térreo e superior. Esse fato mostra que nas zonas de canto a quantidade de aberturas externas com orientação solar distinta teve influência para que o percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C fosse menor no andar térreo em comparação com o restante das zonas.

A Figura 52 apresenta a variação dos valores do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C por andar. Para complementar a Figura 52, a Figura 53 mostra em planta baixa em quais zonas (além da apresentada na Figura 52) o mesmo tipo de variação desses valores ocorreu. Nesse caso, a variação do percentual de horas acima da temperatura operativa de 25°C entre os andares foi semelhante para todas as zonas (ao contrário dos valores com a temperatura do ar acima de 25°C).

Figura 52 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6

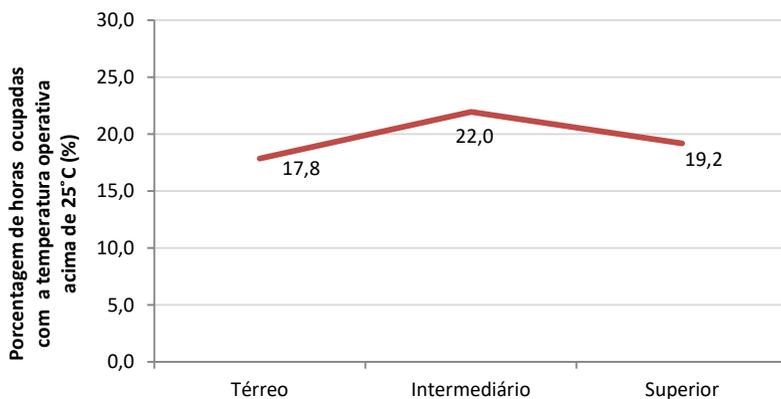
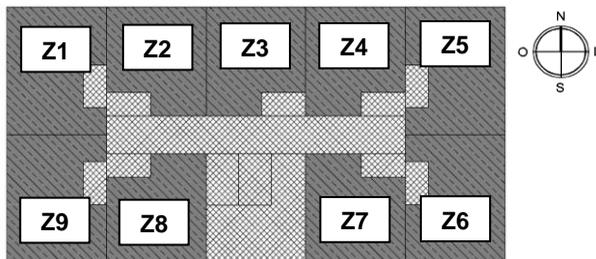


Figura 53 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C



Nota-se que o maior percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C, assim como o maior consumo com resfriamento do sistema de ar-condicionado (verificado na seção 4.2) ocorreram nas zonas do andar intermediário. Nos ambientes dos andares térreo e superior o percentual de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C foi semelhante (diferença de, por exemplo, 1,6% na zona Z1). Os fatos citados mostram que, conforme verificado na seção 4.2, a soma dos valores da perda de calor por condução nas superfícies internas do piso e do teto dos andares superior e térreo foi semelhante; e, ao comparar esses valores com os do andar intermediário, foram maiores. Consequentemente, a temperatura operativa interna ficou maior no andar intermediário.

As Tabelas 17, 18 e 19 apresentam o percentual de horas ocupadas abaixo das temperaturas do ar e operativa de 20°C no caso híbrida 25 para, respectivamente, os andares térreo, intermediário e superior.

Por se tratar de valores baixos – máximo de 4,1% e 8,2% para, respectivamente, as temperaturas do ar e operativa – e por não haver consumo com aquecimento no sistema de ar-condicionado, os valores relacionados ao detalhamento da porcentagem de horas ocupadas abaixo da temperatura do ar e operativa de 20°C nos andares térreo, intermediário e superior para o caso híbrida 25 estão apresentados no Apêndice B.

Legenda

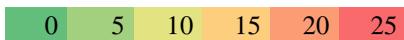


Tabela 17 – Porcentagem de horas ocupadas abaixo das temperaturas do ar e operativa de 20°C para os ambientes de escritório no andar térreo para o caso híbrida 25

Porcentagem de horas ocupadas abaixo de 20°C (%)	Caso híbrida 25- Zona (andar térreo)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	0,5	0,2	0,2	0,2	0,4	0,7	0,3	0,3	0,7
Temperatura operativa	2,2	0,8	0,8	0,8	2,0	2,2	1,6	1,5	2,6

Tabela 18 – Porcentagem de horas ocupadas abaixo das temperaturas do ar e operativa de 20°C para os ambientes de escritório no andar intermediário para o caso híbrida 25

Porcentagem de horas ocupadas abaixo de 20°C (%)	Caso híbrida 25- Zona (andar intermediário)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	1,1	0,6	0,5	0,6	1,0	1,3	1,0	0,9	1,3
Temperatura operativa	2,8	1,5	1,5	1,5	2,5	3,3	2,9	2,7	3,5

Tabela 19 – Porcentagem de horas ocupadas abaixo das temperaturas do ar e operativa de 20°C para os ambientes de escritório no andar superior para o caso híbrida 25

Porcentagem de horas ocupadas abaixo de 20°C (%)	Caso híbrida 25- Zona (andar superior)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	3,8	2,9	2,8	2,9	3,6	4,1	4,0	3,9	4,3
Temperatura operativa	7,8	6,8	6,7	6,9	7,6	7,7	8,0	7,8	8,2

Observa-se que o percentual de horas ocupadas abaixo das temperaturas do ar e operativa de 20°C foi baixo em comparação com o percentual de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C. Somente o andar superior apresentou resultados relacionados ao percentual de horas ocupadas com temperatura do ar abaixo de 20°C maior do que aqueles com a temperatura do ar acima de 25°C (Tabela 15). Confirma-se, com os resultados apresentados, que foi pouco requisitado o consumo com aquecimento no sistema de ar-condicionado e que a alta carga interna com equipamentos e ocupação contribuiu para que a temperatura interna fosse igual ou maior que 20°C em grande parte do período ocupado. Além disso, observa-se que nas zonas do

andar superior a temperatura do ar foi menor que nas dos andares térreo e intermediário.

Assim como ocorreu nos valores relacionados ao percentual de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C, o valor do percentual relacionado à temperatura operativa abaixo de 20°C foi maior que o da temperatura do ar.

Nota-se que a porcentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa abaixo de 20°C nas zonas por andar (térreo, intermediário e superior) foi igual ou semelhante (com diferença máxima de 1,5%). Esse fato demonstra que nos meses mais frios houve pouca incidência de temperaturas externas horárias de bulbo seco acima de 25°C (conforme verificado na seção 2.4, que trata do contexto climático de Florianópolis) e, portanto, a temperatura interna foi influenciada pela perda de calor nas paredes, no piso, no teto e na janela, e pela carga interna com pessoas e equipamentos. Ressalta-se que no caso analisado não foi previsto aquecimento no sistema de ar-condicionado.

Ao comparar os andares, o maior e o menor percentual de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa abaixo de 20°C ocorreram, respectivamente, no andar superior e no térreo. Verifica-se que a variação desses valores em todas as zonas entre os andares teve a mesma tendência, a qual está apresentada nas Figuras 54 e 55.

Figura 54 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z1.

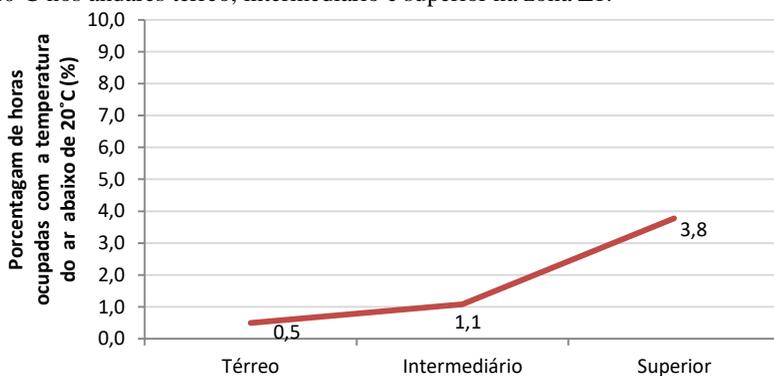
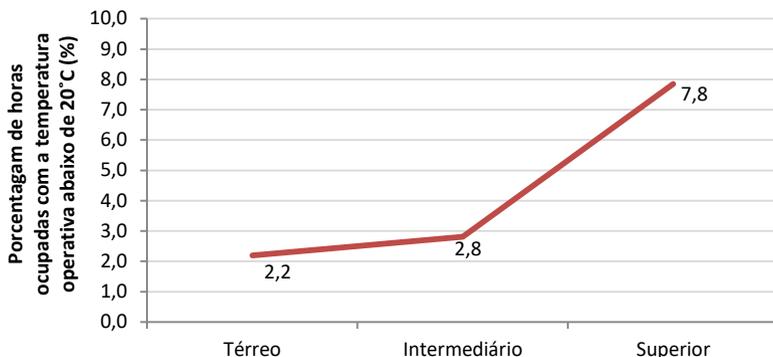


Figura 55 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z1.



Observa-se que a maior percentagem de horas ocupadas abaixo das temperaturas do ar e operativa de 20°C ocorreu no andar superior porque na superfície da cobertura desse andar houve grande perda de calor por condução (conforme verificado na seção 4.2). No andar térreo a percentagem de horas com a temperatura do ar e operativa abaixo de 20°C foi menor porque houve a influência da temperatura do solo. Nos meses mais frios (junho a setembro), por exemplo, como a temperatura do solo em grande parte do período de ocupação foi maior que 20°C, houve o ganho de calor da superfície proveniente do solo para o piso e, portanto, no ambiente do andar térreo as temperaturas do ar e operativa interna foram mais elevadas em comparação com o restante dos andares.

4.3.2.2 Análise dos ambientes no caso com sistema de ar-condicionado

Foram calculados o percentual de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C e abaixo de 20°C nos ambientes do caso com sistema de ar-condicionado (caso referência 25) e detalhada a percentagem desses valores através dos mesmos procedimentos feitos na seção anterior.

Ao analisar os resultados do caso referência 25, nota-se que os valores da percentagem de horas ocupadas para a temperatura do ar e operativa acima de 25°C e abaixo de 20°C, além do detalhamento da percentagem desses valores, foram semelhantes ao ocorrido no caso

híbrida 25. Os resultados referentes ao caso Referência 25 estão apresentados no Apêndice C.

A principal diferença é que os menores e maiores valores percentuais acima da temperatura do ar de 25°C em todas as zonas ocorreram, respectivamente, no andar superior e térreo. Quanto aos ambientes de escritório, observou-se que houve dois tipos de variações para o percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C entre os andares (térreo, intermediário e superior) nas Figuras 56 a 59.

Figura 56 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6

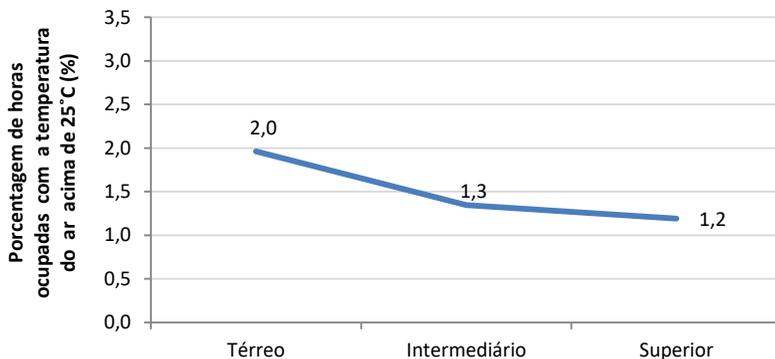


Figura 57 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C

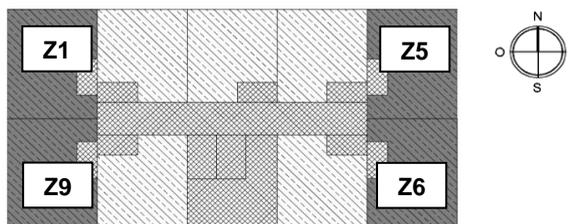


Figura 58 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z7

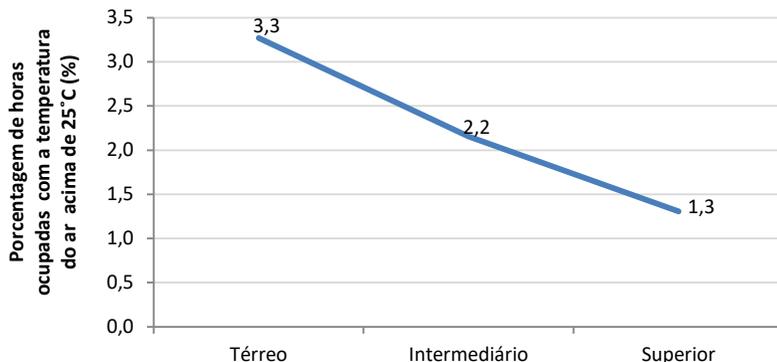


Figura 59 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z7) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C



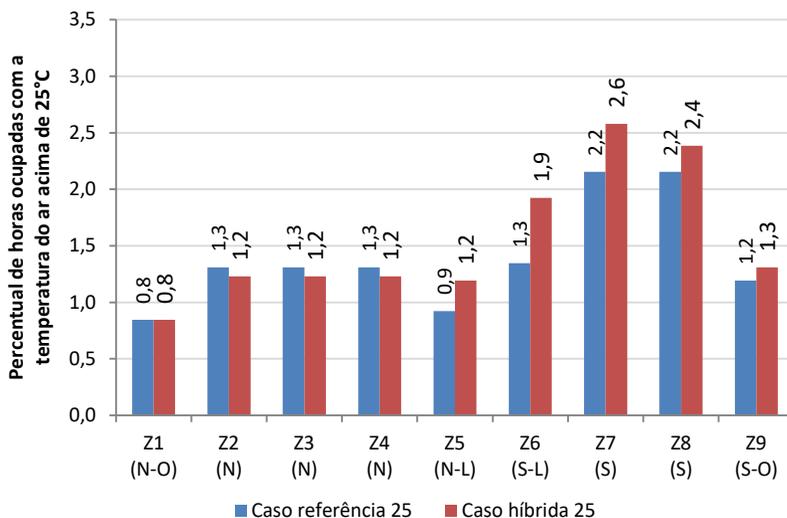
Observa-se que, assim como ocorreu no caso híbrida 25, a quantidade de janelas (duas nas zonas com orientação de canto e uma no restante das zonas) influenciou na variação do percentual de horas ocupadas acima da temperatura do ar de 25°C entre os andares apresentados nas Figuras 56 a 59.

4.3.2.3 Comparação do caso com ar-condicionado e com ventilação híbrida

A fim de comparar o caso com ar-condicionado (caso referência 25) e o caso com ventilação híbrida (caso híbrida 25), foram selecionados os resultados mais relevantes. A Figura 60 apresenta a comparação do percentual de horas ocupadas em que a temperatura do

ar esteve acima de 25°C (ou o percentual de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado) no andar intermediário para o caso referência 25 e o caso híbrida 25. Os resultados para o restante dos andares (térreo e superior) são apresentados no Apêndice D.

Figura 60 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C entre os casos referência 25 e híbrida 25 no andar intermediário



Observa-se que, em ambos os casos nas zonas orientadas a sul, houve um maior percentual de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C. No entanto, a diferença numérica entre as zonas orientadas a sul e o restante foi pequena, com um valor máximo de 0,6%.

Também se nota que somente nas zonas orientadas a norte (Z2, Z3 e Z4) os valores do percentual de horas ocupadas acima da temperatura do ar de 25°C foram menores no caso híbrida 25 que no caso referência 25. Porém, ressalta-se que a diferença desses valores para todas as zonas em ambos os casos foi pequena, com valor máximo de 1,7%.

Ao comparar nesses casos a diferença desses valores entre os andares, foram observadas as seguintes variações apresentadas nas Figuras 61 a 68.

Figura 61 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6

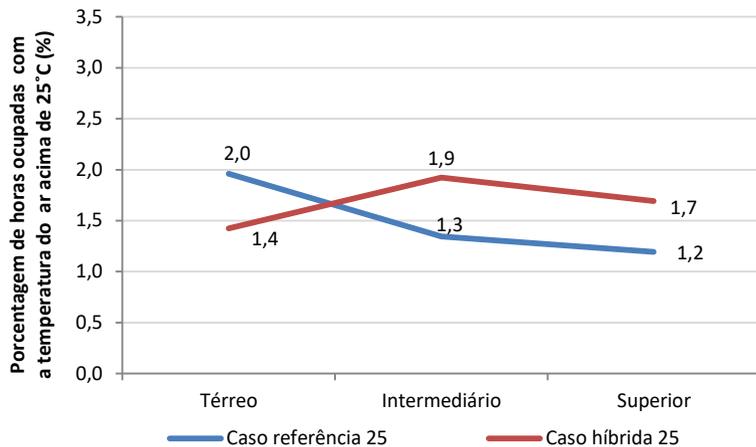


Figura 62 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C

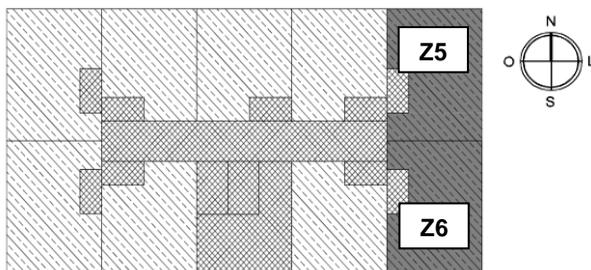


Figura 63 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z9

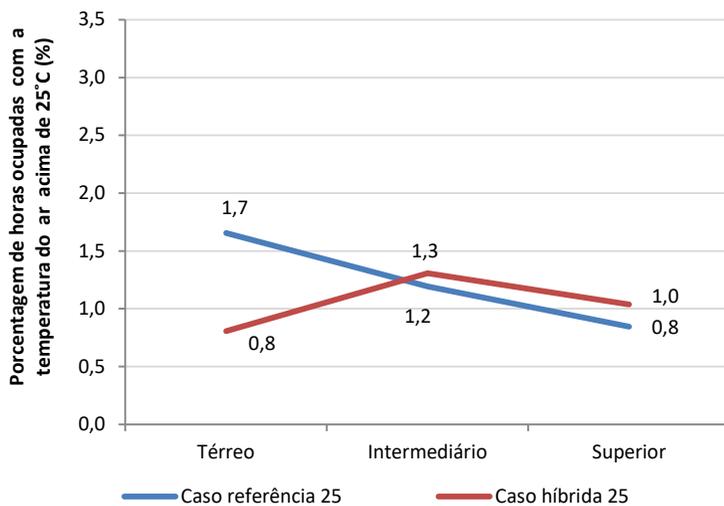


Figura 64 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z9) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C

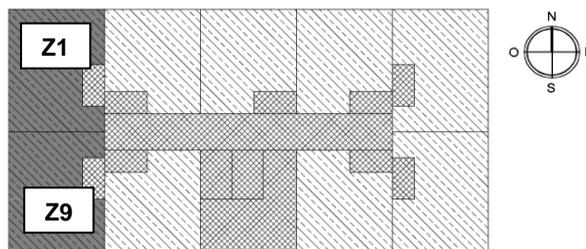


Figura 65 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z7

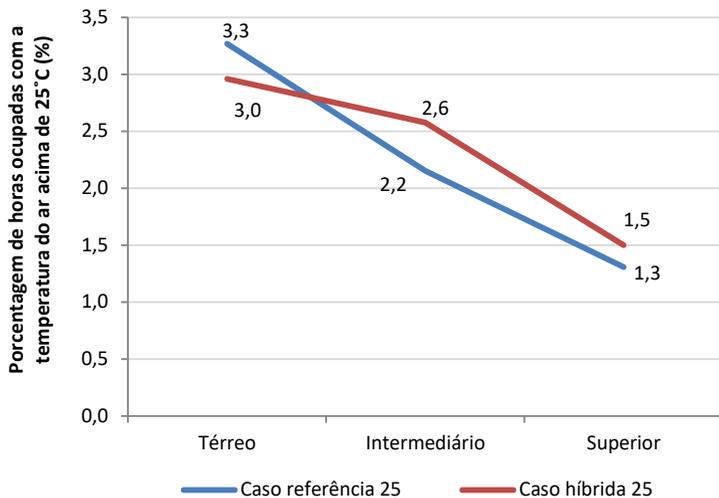


Figura 66 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z7) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C

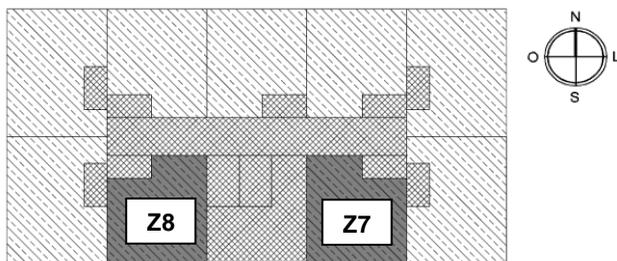


Figura 67 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z4

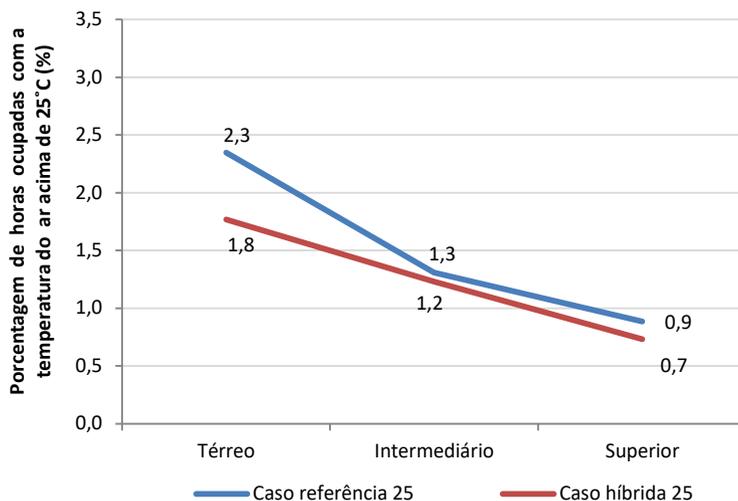
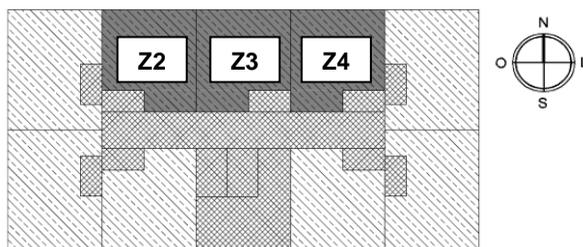


Figura 68 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z4) do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C

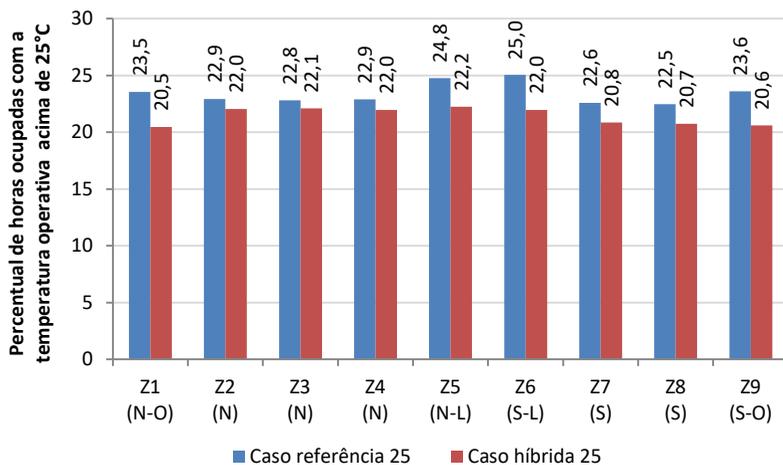


Nota-se, em ambos os casos (referência 25 e híbrida 25) e zonas analisadas (com exceção das zonas de canto do caso híbrida 25), que o menor valor do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C ocorreu no andar superior. Verifica-se que a orientação solar semelhante das zonas analisadas (norte, sul, leste e oeste) influenciou nas diferentes variações do percentual de horas ocupadas acima da temperatura do ar de 25°C entre os andares apresentados nas Figuras 61 a 68.

Observa-se que a possibilidade de abertura das janelas no caso híbrida 25 (ao contrário do caso referência 25 em que as janelas sempre ficam fechadas) foi um dos motivos (além da orientação solar dos ambientes) para que houvesse uma diferença no percentual de horas ocupadas acima de 25°C entre os andares. Nas zonas de canto (com duas aberturas externas em paredes com orientação solar distinta), ao comparar os casos híbrida 25 e referência 25, há uma maior diferença na no percentual de horas ocupadas entre os andares. Com a presença de mais janelas externas nas zonas de canto do caso híbrida 25, ocorre maior circulação de ar nesses ambientes e, portanto, há mais diferença desses valores ao comparar esses ambientes com os do caso referência 25.

A Figura 69 apresenta a comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos ambientes do andar intermediário para o caso referência 25 e o híbrida 25. Os resultados para o restante dos andares (térreo e superior) são apresentados no Apêndice D.

Figura 69 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C entre os casos referência 25 e híbrida 25 no andar intermediário



Constata-se na Figura 69 que o percentual de horas ocupadas relacionado à temperatura operativa foi maior para o caso referência 25 em comparação com o caso híbrida 25. No entanto, a diferença entre

esses valores foi pequena, com valor máximo de 3%. Observa-se, portanto, nos resultados da Figura 69 que o acionamento da ventilação natural (com a abertura de janelas) alternada com o sistema de ar-condicionado em alguns períodos favoreceu a diminuição da temperatura operativa nos ambientes.

Embora tenha havido pouca diferença nos valores relacionados ao percentual de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C nos casos referência 25 e híbrida 25, ao comparar nesses casos a diferença desses valores entre os andares, foram observadas as variações apresentadas nas Figuras 70 a 75.

Figura 70 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z6

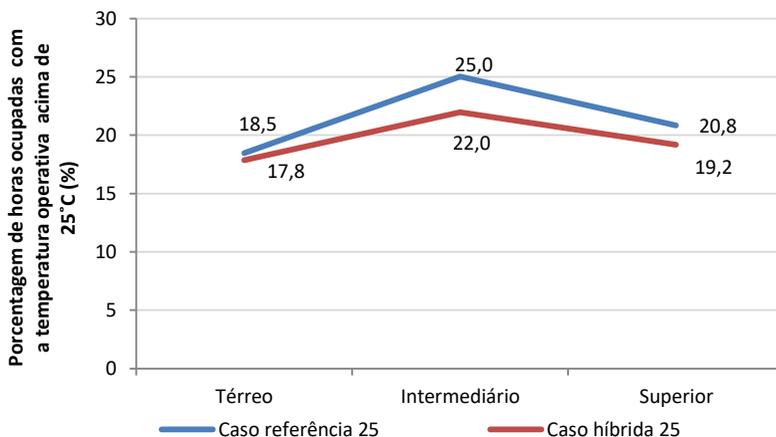


Figura 71 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z6) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C

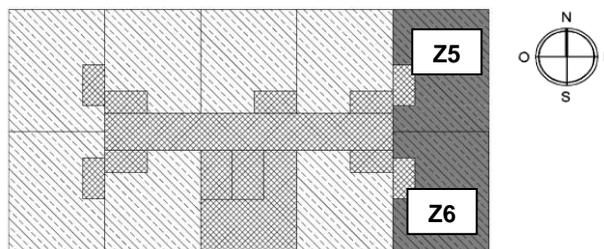


Figura 72 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z9

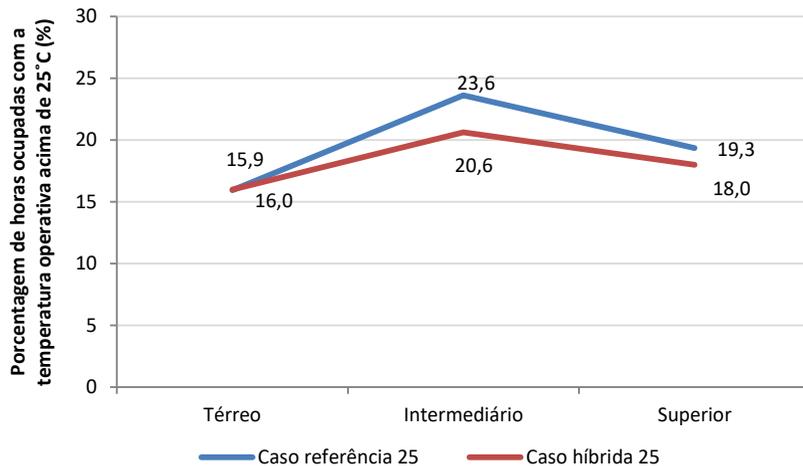


Figura 73 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z9) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C

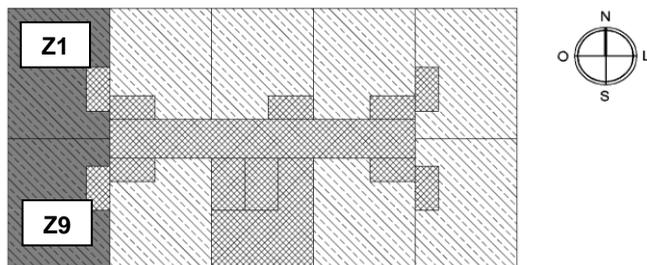


Figura 74 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z7

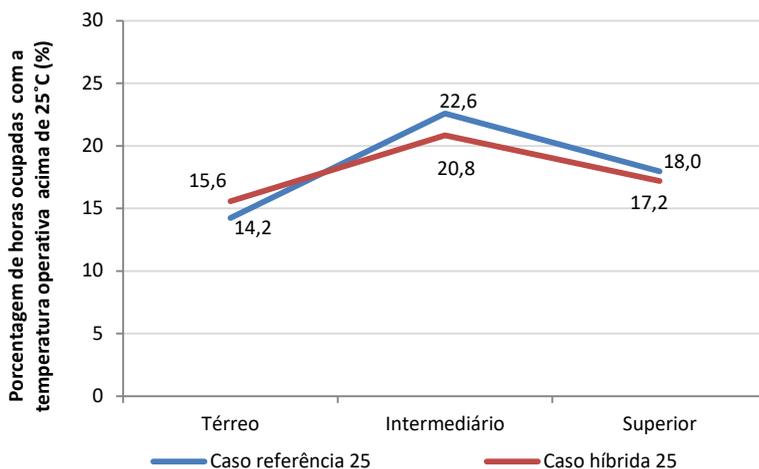
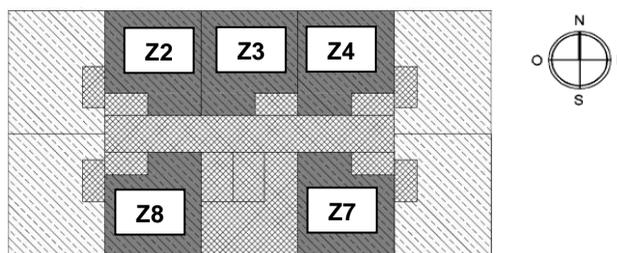


Figura 75 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z7) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C



Observa-se, nas zonas de canto orientadas a oeste em comparação com as orientadas a leste, que no andar térreo houve uma menor diferença nos valores do percentual de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C entre os casos referência 25 e híbrida 25. Nas zonas orientadas a norte e sul somente no andar térreo o percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C foi maior no caso híbrida 25 em comparação com o caso referência 25. No entanto, ressalta-se que a diferença desses valores entre o caso referência 25 e híbrida 25 é pequena, com valor máximo de 1,6%.

Constata-se, nas zonas analisadas do caso híbrida 25 e do caso referência 25, que o maior valor do percentual de horas ocupadas em que a temperatura operativa esteve acima de 25°C, assim como o consumo com resfriamento no sistema de ar-condicionado (seção 4.3), ocorreu no andar intermediário. Também se nota que a orientação solar semelhante nas zonas teve influência nos resultados apresentados nas Figuras 70 a 75, assim como nos valores relacionados à temperatura do ar.

As Figuras 76 e 77 apresentam a comparação do percentual de horas ocupadas para, respectivamente, a temperatura do ar e operativa abaixo de 20°C no andar intermediário para o caso referência 25 e o caso híbrida 25. Para o restante dos andares (térreo e superior), os resultados estão apresentados no Apêndice D.

Figura 76 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C entre os casos referência 25 e híbrida 25

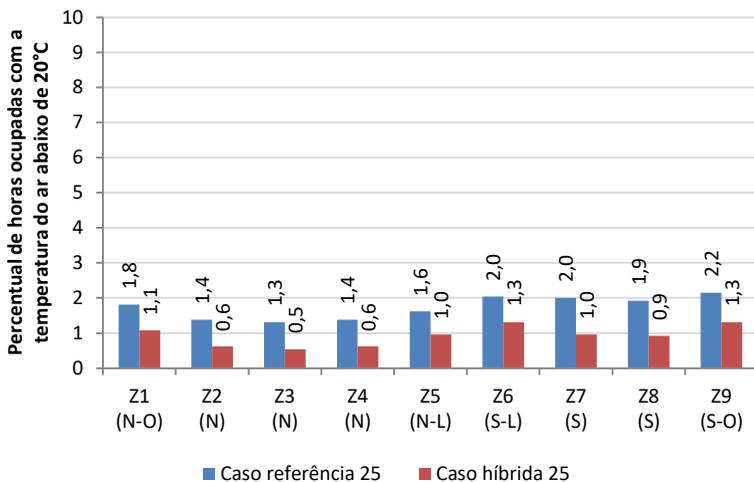
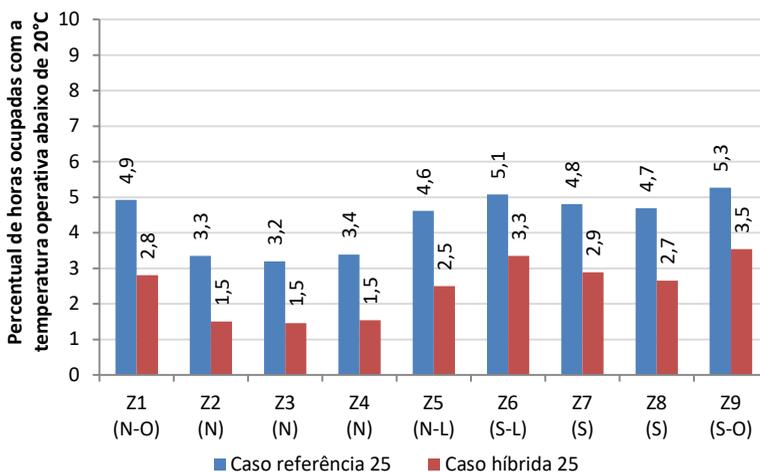


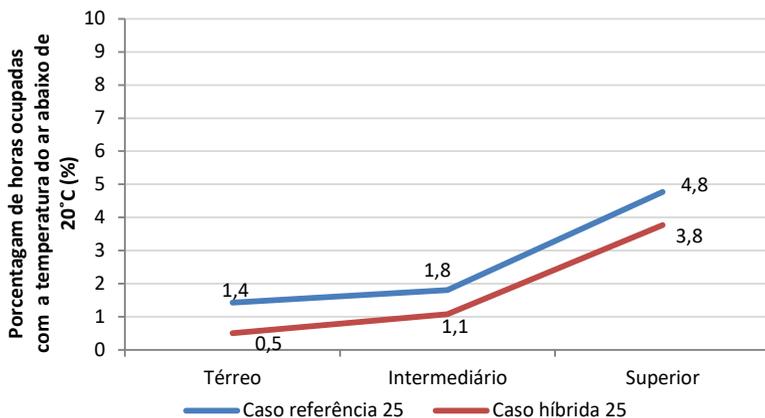
Figura 77 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C entre os casos referência 25 e híbrida 25



Nota-se que o percentual de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa abaixo de 20°C foi maior para o caso referência 25 em comparação com o caso híbrida 25. Esse fato demonstra que a abertura de janelas alternada com o acionamento do sistema de ar-condicionado no caso híbrida 25 contribuiu para o aumento da temperatura interna do ar e operativa no período de inverno.

A Figura 78 apresenta a comparação dos valores relacionados ao percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C entre os andares nos casos referência 25 e híbrida 25 na zona Z1. A mesma variação desses valores, apresentados na Figura 78, ocorreu no restante das zonas nos casos citados.

Figura 78 – Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C nos andares (térreo, intermediário e superior) entre os casos referência 25 e híbrida 25 na zona Z1



Constata-se, em ambos os casos, que o maior e o menor percentual de horas ocupadas abaixo da temperatura do ar abaixo de 20°C ocorreram, respectivamente, no andar térreo e no superior, conforme verificado nas seções 4.3.2.1 e 4.3.2.2, que tratam da análise desses valores nos ambientes de escritório para cada caso.

Ao comparar os valores relacionados ao percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C entre os andares nos casos referência 25 e híbrida 25, constata-se que a importância na quantidade de janelas externas com orientações distintas (duas nas zonas de canto e uma no restante das zonas), visto que os ambientes de canto tiveram um percentual maior de horas ocupadas abaixo da temperatura operativa de 20°C (conforme demonstrado nas Figuras 79 a 82) o que contribui para a economia de energia elétrica com resfriamento. Observa-se que o maior e o menor percentual de horas ocupadas abaixo da temperatura operativa de 20°C ocorreram, assim como na temperatura do ar, respectivamente, no andar térreo e no superior.

Figura 79 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z8

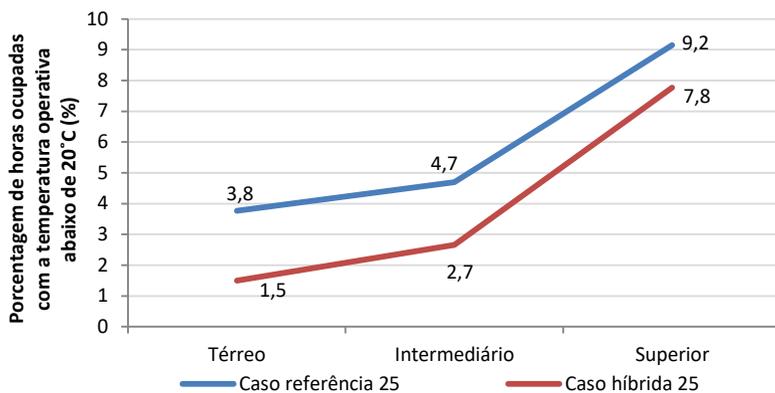


Figura 80 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z8) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C

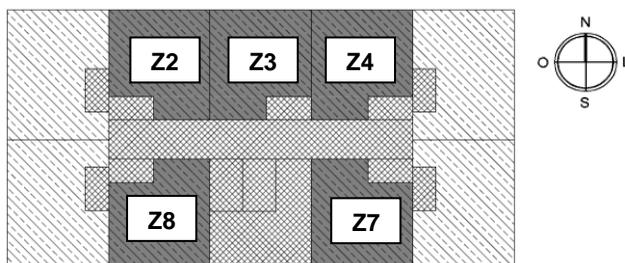


Figura 81 – Percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C nos andares térreo, intermediário e superior na zona Z1

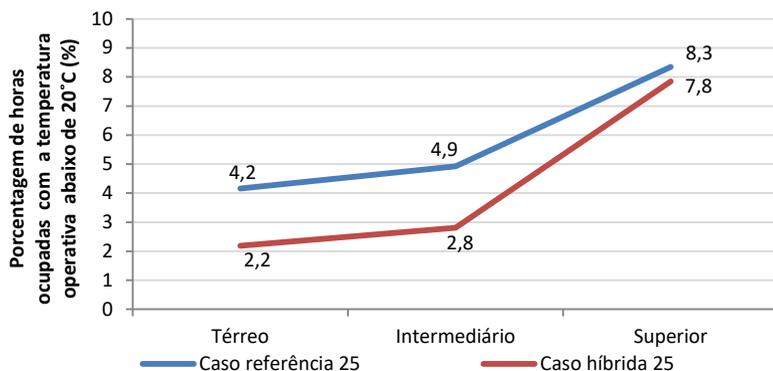
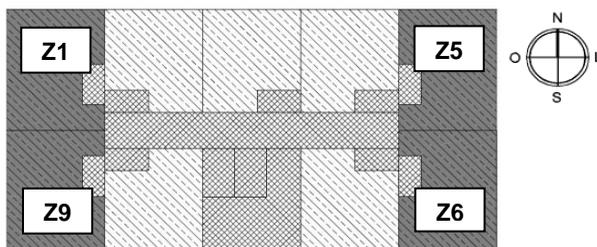


Figura 82 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z1) do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C



Ao comparar os casos híbrida 25 e referência 25 (figuras 79 a 82), observa-se que nas zonas de canto (que possuem duas janelas externas) houve uma menor diferença dos valores relacionados ao percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C no andar superior. No restante das zonas, a diferença desses valores no andar superior foi maior. Esse fato demonstra que nos períodos em que a temperatura do ar externa é menor, a quantidade de aberturas externas em orientações distintas contribuiu para uma menor diferença desses valores entre os casos referência 25 e híbrida 25.

Foi verificada a porcentagem de horas ocupadas com as temperaturas operativa e do ar abaixo de 20°C e acima de 25°C na edificação e, em seguida, nas zonas. Também foi analisado o detalhamento do percentual de horas acima da temperatura operativa de 25°C para os ambientes de escritório.

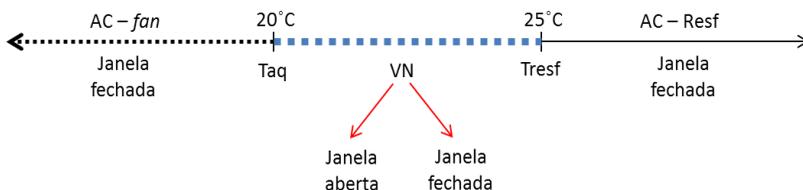
Ao considerar os métodos de conforto térmico analisados (seção 2.3 da revisão de literatura), no qual a temperatura operativa de conforto térmico variou em média entre 20°C (ou de 19,5°C, levando em consideração a adaptação do usuário ao ambiente) e 25°C, em grande parte do período analisado, a temperatura operativa esteve dentro dessa faixa.

No entanto, como o controle de ventilação híbrida do programa *EnergyPlus* funciona para a temperatura do ar (vide comparação entre a porcentagem anual de horas ocupadas relacionada à temperatura operativa e à do ar) e os métodos de conforto térmico mais relevantes em geral utilizam a temperatura operativa como parâmetro de análise, o percentual de conforto térmico no ambiente foi prejudicado. Caso fosse utilizada como parâmetro de análise para conforto térmico a temperatura do ar, o percentual de conforto térmico no ambiente seria maior.

4.4 Análise do funcionamento da estratégia de ventilação híbrida

Com o objetivo de compreender o funcionamento da estratégia de ventilação híbrida, foi feita uma análise geral e de dias específicos para o caso híbrida 25 (Figura 83), o mais relevante de acordo com os resultados apresentados anteriormente.

Figura 83 – Esquema de funcionamento do sistema para o caso híbrida 25



Nota: AC-*fan* = sistema de ar-condicionado na função de ventiladores (*fans*), AC-Resf = sistema de ar-condicionado na função de resfriamento, Tresf = temperatura de resfriamento, Taq = temperatura de aquecimento, VN = permitido o acionamento de ventilação natural; Taq e Tresf se referem à temperatura do ar.

Para a análise geral e de dias específicos, foi verificada a porcentagem de minutos ocupados em que:

- Foi acionada a função de resfriamento do sistema de ar-condicionado na temperatura de *setpoint* de 25°C. Nesse momento as janelas permaneceram fechadas. A simbologia utilizada foi: AC (resf) Tar > 25°C;
- Foi permitida a utilização de ventilação natural (módulo *AirflowNetwork*) entre a temperatura do ar de 20°C e 25°C. A temperatura de controle para a ventilação natural foi de 22°C (definido na seção 4.1, que trata da análise da temperatura de controle na ventilação natural). Nesse período as janelas puderam ser abertas ou fechadas. A simbologia utilizada foi: VN (jan. fechada) $20^{\circ}\text{C} \leq \text{Tar} \leq 25^{\circ}\text{C}$ quando as janelas estavam fechadas e VN (jan. aberta) $20^{\circ}\text{C} \leq \text{Tar} \leq 25^{\circ}\text{C}$ no momento em que as janelas estavam abertas; e
- Foi acionada a função de ventiladores (*fans*) do sistema de ar-condicionado abaixo da temperatura do ar de 20°C. Nesse momento as janelas permaneceram fechadas. A simbologia utilizada foi: AC (*fan*) Tar < 20°C.

Na análise de dias específicos também foi verificado o momento em que foi acionado o sistema de ar-condicionado na função de resfriamento ou ventiladores ou acionada a ventilação natural (janelas abertas ou fechadas).

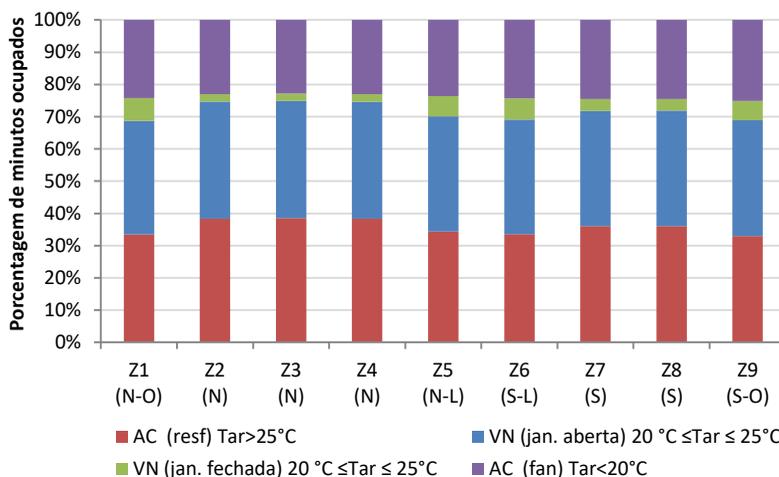
Verificou-se que os resultados relacionados à ventilação natural (fator de abertura, porcentagem de minutos ocupados em que foi acionada a ventilação natural) para as janelas localizadas nas fachadas externas (independentemente da orientação solar) e internas (entre o ambiente de escritório e o corredor) foram iguais. Por esse motivo, as janelas apresentadas nos resultados se referem às externas e às internas.

4.4.1 Análise geral

A fim de compreender a quantidade de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado na função de resfriamento ou ventiladores (ambos com as janelas fechadas) ou a ventilação natural (janelas abertas ou fechadas) e a influência da

orientação solar nesses resultados, a Figura 84 apresenta esses dados (em porcentagem de minutos ocupados¹⁴) para todas as zonas do andar intermediário. Ressalta-se que a quantidade de minutos anual correspondente a 100% é de 156.000 minutos. Os resultados relacionados às zonas dos andares térreo e superior estão apresentados no Apêndice E.

Figura 84 – Porcentagem de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) nas zonas do andar intermediário



Nota-se que a porcentagem de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado na função de resfriamento nas zonas que possuem duas aberturas externas (Z1, Z5, Z6 e Z9) foi menor que nas zonas com uma abertura externa. Além disso, nas zonas com duas aberturas externas houve um maior percentual de minutos ocupados com as janelas fechadas em comparação com o restante das zonas.

¹⁴ Conforme seção 3.4.4 do método, foram verificados a porcentagem de minutos ocupados porque caso os dados fossem horários, poderia ocorrer que no mesmo horário de ocupação as janelas fossem abertas e o sistema de ar-condicionado, acionado.

Ao verificar os valores do percentual de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado ou a ventilação natural por andar, constata-se que houve três tipos de variações apresentadas nas Tabelas 20, 21 e 22. Para complementar essas tabelas, as Figuras 85, 87 e 89 mostram os valores das Tabelas 20, 21 e 22 em forma gráfica. Abaixo de cada figura (Figuras 86, 88, 90) é destacado em planta baixa (cor cinza escuro) em quais zonas (além da apresentada em cada figura) o mesmo tipo de variação desses valores ocorreu.

Tabela 20 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z3

Andar	AC (resf) Tar>25°C	VN (jan. aberta) 20°C ≤ Tar ≤25°C	VN (jan. fechada) 20°C ≤ Tar ≤25°C	AC (fan) Tar<20°C	Total
Térreo	37,7	36,3	2,3	23,6	100,0
Intermediário	38,6	36,3	2,3	22,8	100,0
Superior	31,9	36,9	3,8	27,5	100,0

Figura 85 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z3 (forma gráfica)

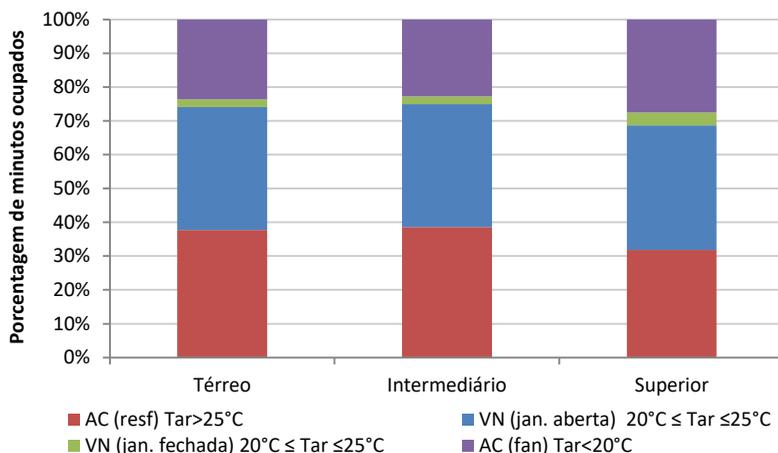


Figura 86 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z3) do percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural



Tabela 21 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z8

Andar	AC (resf) Tar>25°C	VN (jan. aberta) 20°C ≤ Tar ≤25°C	VN (jan. fechada) 20°C ≤ Tar ≤25°C	AC (fan) Tar<20°C	Total
Térreo	36,6	35,8	2,7	24,9	100,0
Intermediário	36,1	35,8	3,6	24,5	100,0
Superior	30,0	34,5	6,8	28,7	100,0

Figura 87 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z8 (forma gráfica)

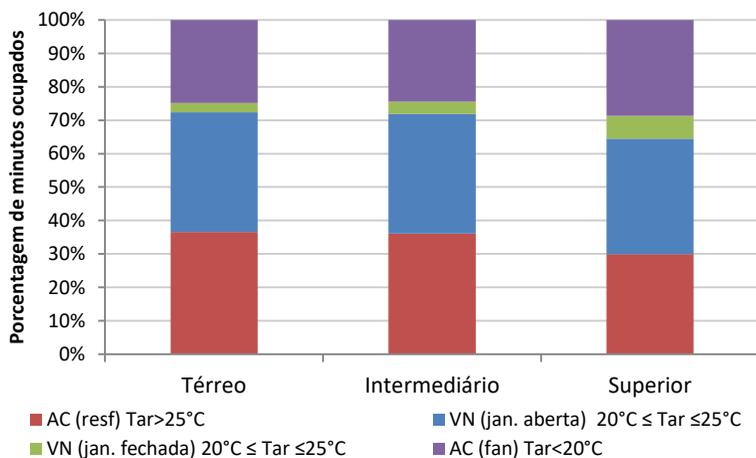


Figura 88 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z8) do percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural

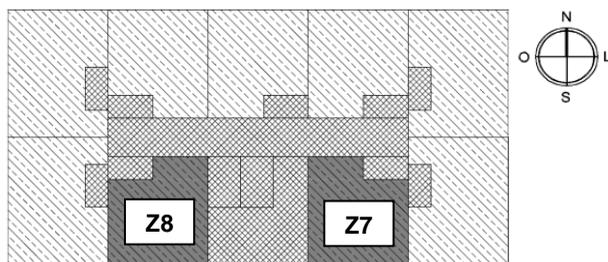


Tabela 22 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z1

Andar	AC (resf) Tar>25°C	VN (jan. aberta) 20°C ≤ Tar ≤25°C	VN (jan. fechada) 20°C ≤ Tar ≤25°C	AC (fan) Tar<20°C	Total
Térreo	33,7	36,3	5,6	24,4	100,0
Intermediário	33,5	35,3	7,1	24,2	100,0
Superior	28,7	33,5	9,6	28,2	100,0

Figura 89 – Percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural por andar na zona Z1 (forma gráfica)

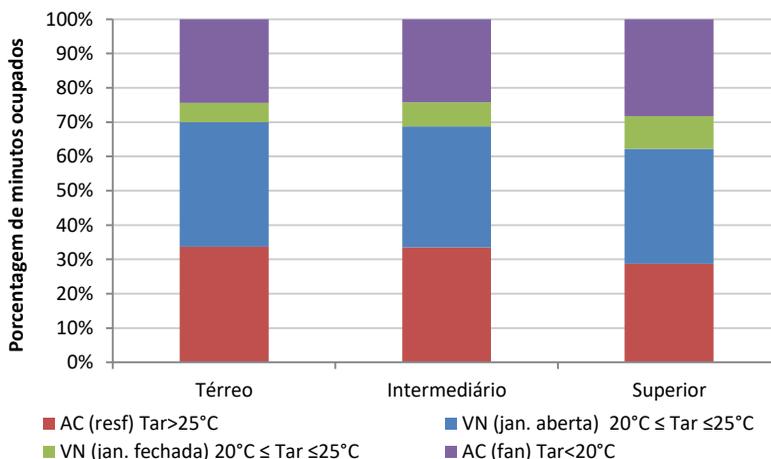
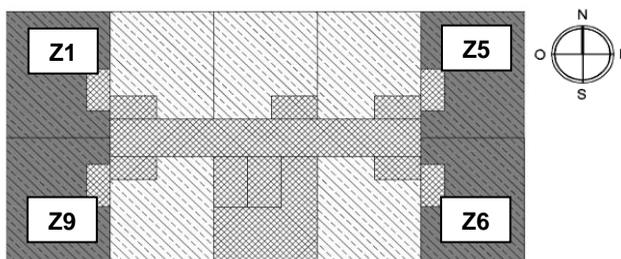


Figura 90 – Zonas em que ocorre a mesma variação (observada na Z1) do percentual de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural



Constata-se, assim como ocorreu na análise das zonas, que o número de aberturas externas influenciou na variação do percentual de

minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural. Nas zonas de canto (em comparação com o restante das zonas), houve menor variação do percentual de minutos entre os andares com o acionamento do sistema de ar-condicionado na função de resfriamento.

Nota-se, em todas as zonas, que no andar superior houve um maior percentual de minutos ocupados em que os ventiladores do sistema de ar-condicionado foram acionados e as janelas foram fechadas. Além disso, nesse andar (superior) houve um menor percentual de minutos ocupados com o acionamento do sistema de ar-condicionado na função de resfriamento e um maior percentual em que são acionados os ventiladores. Esses fatos mostram que no andar superior as temperaturas do ar e operativa interna foram menores em comparação com os andares térreo e intermediário (fato confirmado na avaliação do percentual de horas com a temperatura do ar e operativa abaixo de 20°C que é maior no andar superior). Também se observa que a alta perda de calor por condução na superfície interna da cobertura do andar superior (em comparação com os andares térreo e intermediário), bem como a baixa absorvância da superfície de cobertura contribuiu para que no andar superior houvesse um maior percentual de minutos ocupados com o acionamento do sistema de ar-condicionado na função de ventiladores e em que as janelas foram fechadas.

A fim de verificar com maior detalhe o percentual de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou a ventilação natural (com as janelas fechadas), na Figura 91 está apresentada a variação mensal desses valores para a zona Z1 do andar intermediário. A zona Z1 foi escolhida porque possui orientação solar em que houve maior incidência de temperaturas horárias externas de bulbo seco acima de 25°C, o que representa uma situação mais crítica em comparação com o restante das zonas. O andar intermediário foi selecionado porque (em comparação com os andares térreo e superior) nele ocorreu o maior consumo com resfriamento. Para complementar os resultados apresentados na Figura 91, a Tabela 23 apresenta o número de minutos ocupados correspondentes para cada mês. Os resultados para os andares térreo e superior da zona Z1 estão expostos no Apêndice E.

Figura 91 – Percentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) na zona Z1 para o andar intermediário

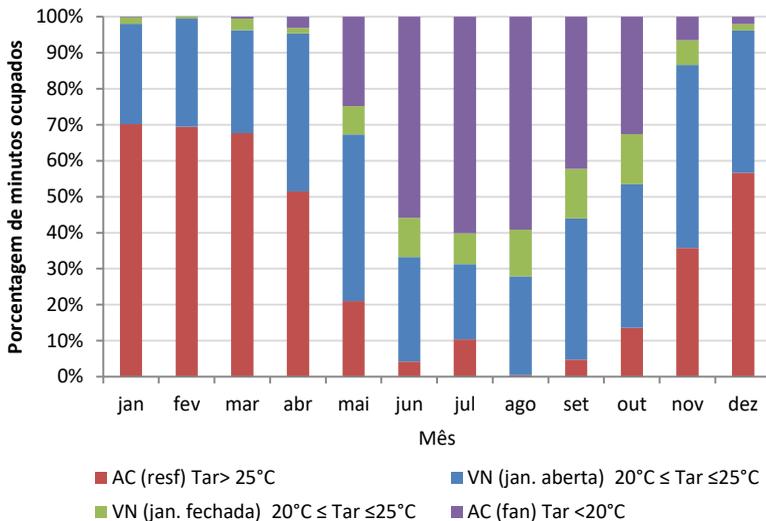


Tabela 23 – Número de minutos ocupados correspondentes a 100% de cada mês

mês	jan	fev	mar	abr	mai	jun	jul	ago	set	out	nov	dez
minutos	13200	12000	13800	12000	13800	13200	12600	13800	12600	13200	13200	12600

Ao analisar a Figura 91, nota-se que quanto mais baixas as temperaturas externas de bulbo seco no mês, maior o percentual de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado na função de ventiladores e em que as janelas estiveram fechadas quando permitida a ventilação natural. Observa-se que quanto mais altas as temperaturas externas de bulbo seco no mês, maior a percentagem de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado na função de resfriamento. Nos meses de abril, maio, setembro e dezembro, houve a predominância de abertura das janelas (VN - jan. abertas).

Nos meses de janeiro a março, por exemplo, como as temperaturas externas de bulbo seco foram mais altas, houve a predominância no uso do sistema de ar-condicionado na função de resfriamento. Além disso, nesses meses (janeiro a março) houve mais consumo com o sistema de ar-condicionado em comparação com o restante dos meses, conforme verificado na seção 4.2, que trata do consumo com resfriamento nos ambientes de escritório.

4.4.2 Análise de dias específicos

Com o objetivo de verificar quando foi acionado o sistema de ar-condicionado na função de resfriamento ou ventiladores ou é permitida a ventilação natural com as janelas abertas ou fechadas, foram analisados dias específicos para o mês representativo de verão (janeiro), inverno (junho) e primavera (novembro).

Para a análise de dias específicos, foi selecionada a zona Z1 do andar intermediário. A zona Z1 foi selecionada porque possui orientação solar em que houve maior incidência de temperaturas horárias externas de bulbo seco acima de 25°C, o que representa uma situação mais crítica em comparação com o restante das zonas. O andar intermediário foi selecionado porque (em comparação com os andares térreo e superior) nele ocorreu o maior consumo com resfriamento.

4.4.2.1 Análise do mês de janeiro

A Figura 92 apresenta os resultados horários de temperatura operativa, temperatura do ar e temperatura externa de bulbo seco do Caso híbrida 25 na zona Z1 do andar intermediário para o mês de janeiro.

A fim de complementar a Figura 92, a Figura 93 mostra a porcentagem de minutos ocupados diária em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas).

Figura 92 – Temperatura externa de bulbo seco, temperatura do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário no mês de janeiro

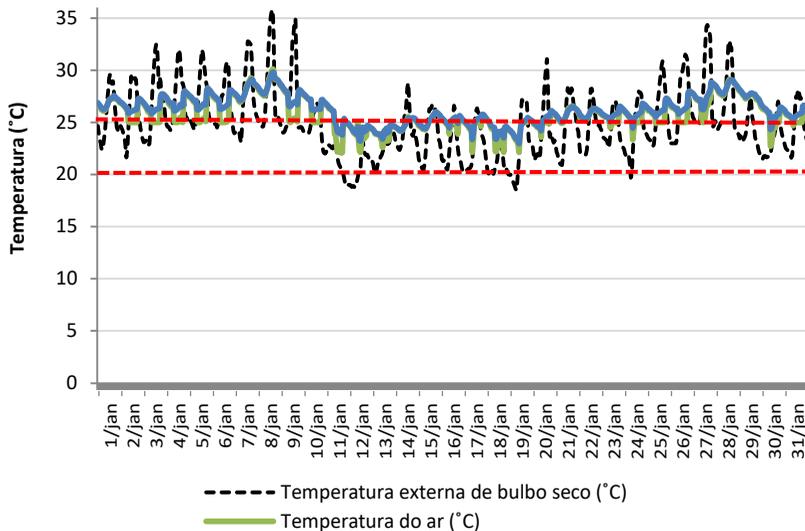
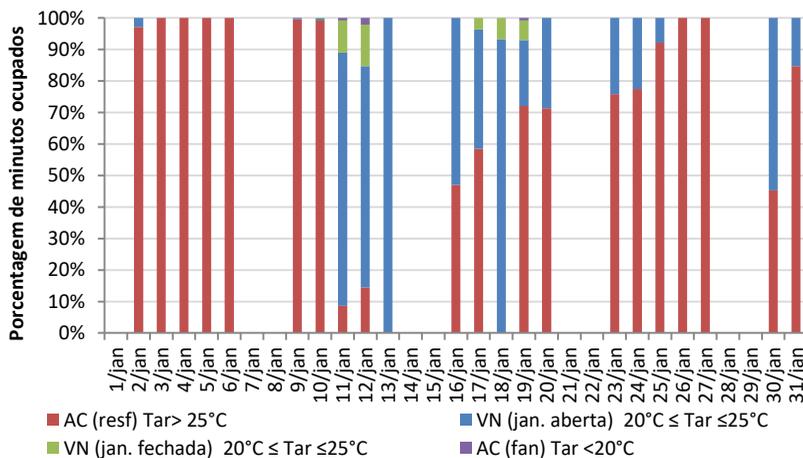


Figura 93 – Porcentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) na zona Z1 para o andar intermediário no mês de janeiro

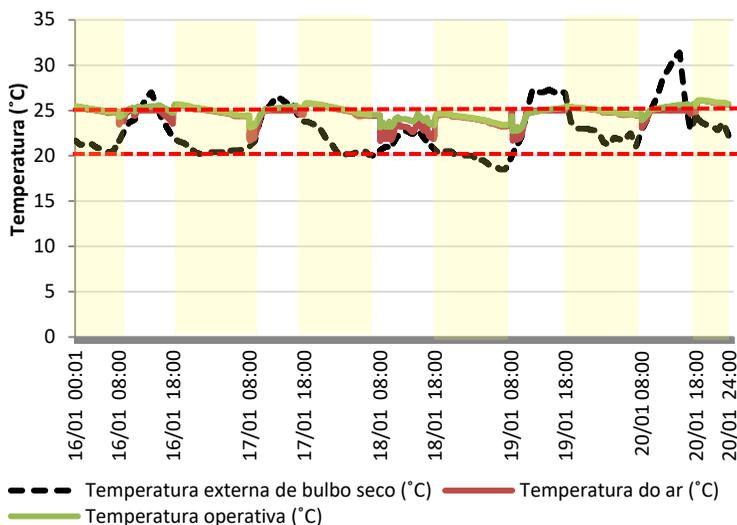


Nota-se, nos dias com alta temperatura externa de bulbo seco, que as temperaturas operativa e do ar no ambiente interno foram maiores. Nos dias com baixa temperatura externa de bulbo seco, as temperaturas operativa e do ar no ambiente interno foram menores. Nos dias em que a temperatura externa de bulbo seco foi mais baixa, ocorreu somente a utilização de ventilação natural com as janelas abertas (13 de janeiro) ou houve a predominância do acionamento de ventilação natural com as janelas abertas (11, 12, 16, 18 e 30 de janeiro). Nos dias em que a temperatura externa de bulbo seco foi mais alta, houve somente a utilização do sistema de ar-condicionado na função de resfriamento (3 a 6, 9 e 10, 26 e 27 de janeiro) ou a predominância do uso desse equipamento (2, 17, 19, 20, 23, 24, 25 e 31 de janeiro).

Somente nos dias 11, 12, 17, 18 e 19 de janeiro, que tiveram baixas temperaturas externas e internas (temperatura externa de bulbo seco e do ar ou operativa menor ou próximas a 20°C em parte do período ocupado), as janelas permaneceram fechadas em um pequeno período de tempo ocupado para garantir que a temperatura do ar permanecesse entre 20°C e 25°C. Esse fato ocorreu porque as janelas foram abertas na temperatura de controle de 22°C (temperatura escolhida na seção 4.1, baseado no critério de menor número de graus-hora para aquecimento em 20 °C e resfriamento em 25°C). Ainda nos dias 11, 12 e 19 de janeiro houve um pequeno percentual de minutos ocupados diário em que o sistema de ar-condicionado foi acionado na função de ventiladores, indicando que em uma pequena parte do período ocupado a temperatura do ar interna esteve abaixo de 20°C.

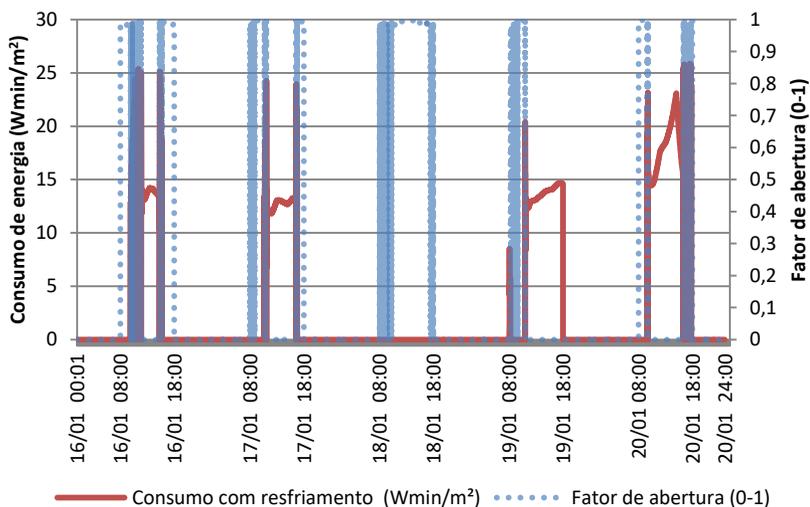
Com finalidade de analisar os períodos em que houve a utilização alternada de ventilação natural e do sistema de ar-condicionado, foram selecionados cinco dias específicos da semana de 16 a 20 de janeiro. Essa semana foi escolhida porque houve a utilização alternada do sistema de ar-condicionado e ventilação natural. A Figura 94 apresenta a temperatura externa de bulbo seco, as temperaturas operativa e do ar na zona Z1 do andar intermediário. Os espaços preenchidos em amarelo representam os períodos em que o ambiente não foi ocupado. Para complementar os resultados apresentados na Figura 94, a Figura 95 exibe o consumo com resfriamento e o fator de abertura durante o período de ocupação na zona Z1 do andar intermediário. Como o consumo com ventiladores foi pequeno (valor de 0,43 Wmin/m²) e ocorreu em uma pequena parte do período do dia 19 de janeiro, somente é mostrado o consumo com resfriamento.

Figura 94 – Temperatura externa de bulbo seco, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário



NOTA: . Os espaços em amarelo destacam os períodos em que o ambiente não é ocupado.

Figura 95 – Fator de abertura e consumo com resfriamento na zona Z1 do andar intermediário



Nota-se que, assim como ocorreu na análise mensal, no período em que a temperatura externa de bulbo seco foi mais baixa, foi utilizada a ventilação natural ou as janelas foram fechadas. Nos dias 16, 17 e 20 de janeiro, quando a temperatura externa de bulbo seco esteve mais baixa durante o início e o final do período de ocupação, houve a utilização de ventilação natural por meio da abertura de janelas com o fator de abertura máximo (valor de 1, que corresponde a janela totalmente aberta no coeficiente de descarga especificado, ou seja, 0,6 ou 60% aberta), enquanto no restante do período foi acionado o resfriamento do sistema de ar-condicionado. No dia 18 de janeiro, com a temperatura externa de bulbo seco mais baixa que no restante dos dias, foi utilizada a ventilação natural. No dia 19 de janeiro só foi acionada a ventilação natural no início do período de ocupação, enquanto no restante do período foi utilizado o resfriamento do sistema de ar-condicionado.

Com o objetivo de melhor verificar a utilização alternada da ventilação natural e do sistema de ar-condicionado, foi selecionado o dia 16 de janeiro para análise. A Figura 96 mostra as temperaturas externas de bulbo seco, temperaturas do ar e operativa do ambiente interno. A Figura 97 apresenta o consumo com resfriamento e o fator de abertura. A fim de complementar a Figura 97, a Figura 98 mostra o percentual de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento) ou a ventilação natural (com janelas abertas ou fechadas) para cada hora ocupada. Salienta-se que nessa figura a definição de uso na hora 9, por exemplo, significa que o ambiente esteve em uso desde o início da hora 8 até o início da hora 9, enquanto na hora 18 a edificação esteve em uso até esse horário.

Figura 96 – Temperatura externa de bulbo seco, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário para o dia 16 de janeiro

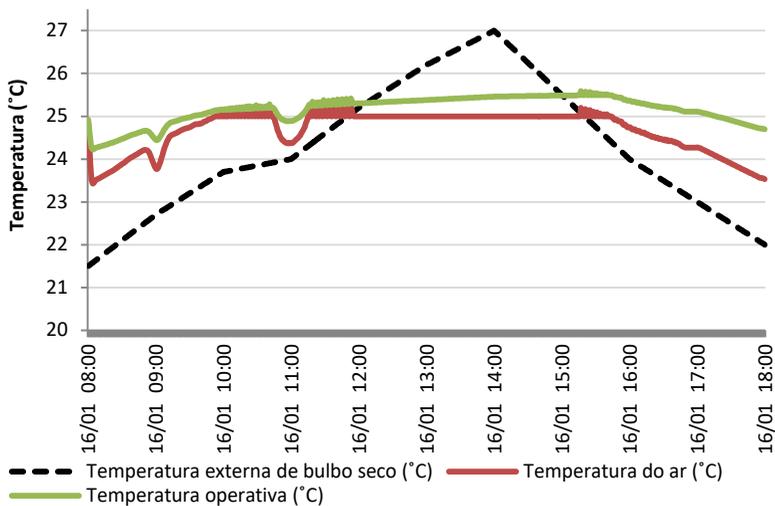


Figura 97 – Fator de abertura e consumo com resfriamento e ventiladores na zona Z1 do andar intermediário para o dia 16 de janeiro

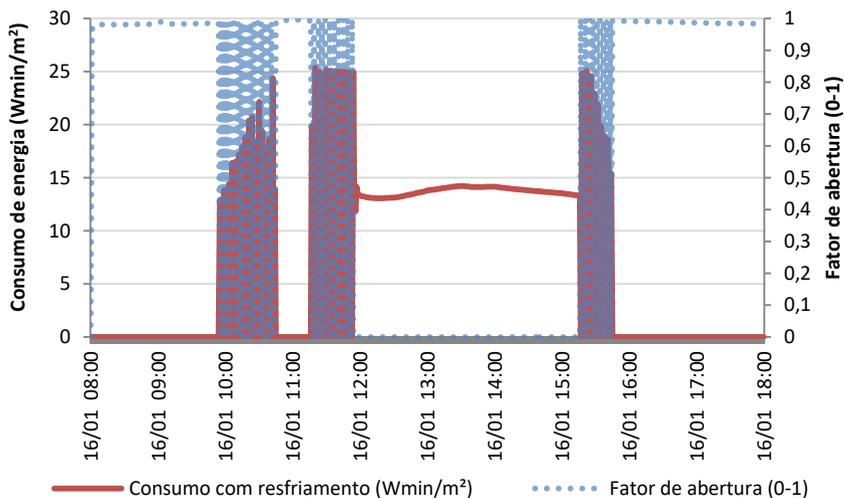
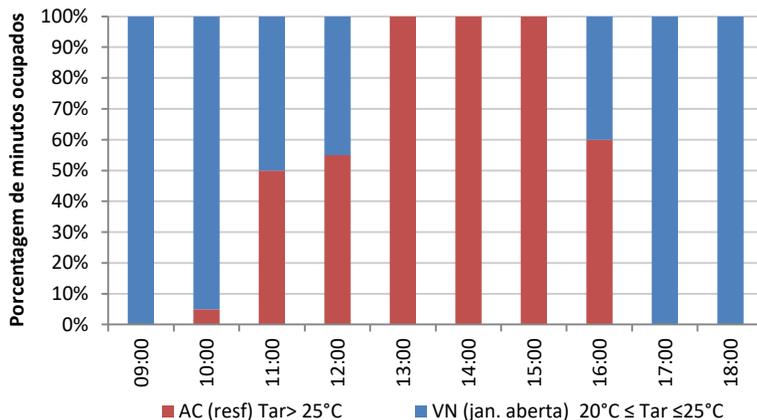


Figura 98 – Porcentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) na zona Z1 do andar intermediário para o dia 16 de janeiro



Nota-se, no dia 16 de janeiro, que no início (das 8h às 10h) e no final do período de ocupação (das 16h às 18h), como as temperaturas externas foram mais baixas, houve o uso da ventilação natural, com o fator de abertura igual a 1 (valor de 1, que corresponde a janela totalmente aberta no coeficiente de descarga especificado, ou seja, 0,6 ou 60% aberta). Com as temperaturas externas mais altas, entre 13h e 15h houve somente a utilização do sistema de ar-condicionado. No restante do período ocupado (entre 10h e 12h e entre 15h e 16h) observa-se que houve a alternância entre a utilização de resfriamento do sistema de ar-condicionado e ventilação natural. Das 10h às 11h houve a predominância do uso de ventilação natural a partir da abertura de janelas, sendo maior das 9h às 10h e menor das 11h às 12h. Das 15h às 16h foi mais utilizado o resfriamento do sistema de ar-condicionado.

Além disso, na Figura 97 a alternância do acionamento do sistema de ar-condicionado na função de resfriamento ou da ventilação natural com as janelas abertas ocorreu de minuto em minuto (entre 10h e 12h, entre 15h e 16h), o que não representa o uso real de um ambiente. No entanto, a partir desses dados, conforme verificado nos resultados anteriores, foi possível verificar a porcentagem de minutos ocupados em que foram acionados os sistemas citados.

4.4.2.2 Análise do mês de junho

Para verificar quais os dias específicos, foram selecionadas no mês de junho a temperatura externa de bulbo seco, a temperatura operativa e a temperatura do ar na zona Z1 do andar intermediário, conforme apresenta a Figura 99.

A fim de complementar a Figura 99, a Figura 100 mostra a porcentagem diária de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas).

Figura 99 – Temperatura externa, temperatura do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário no mês de junho

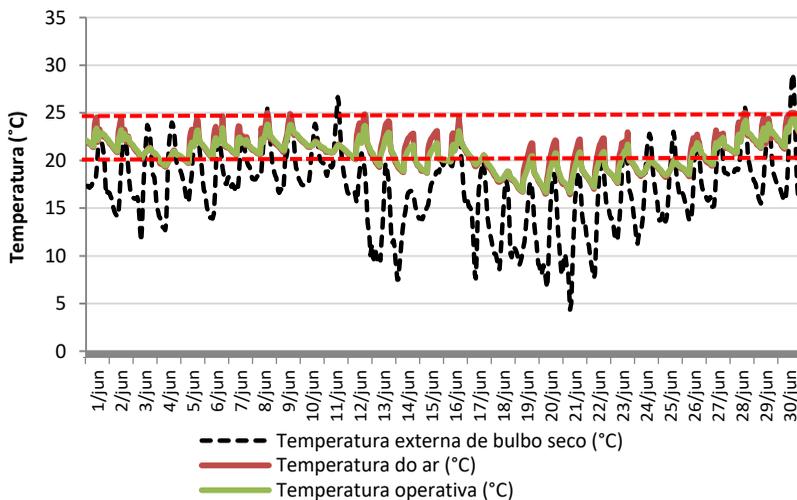
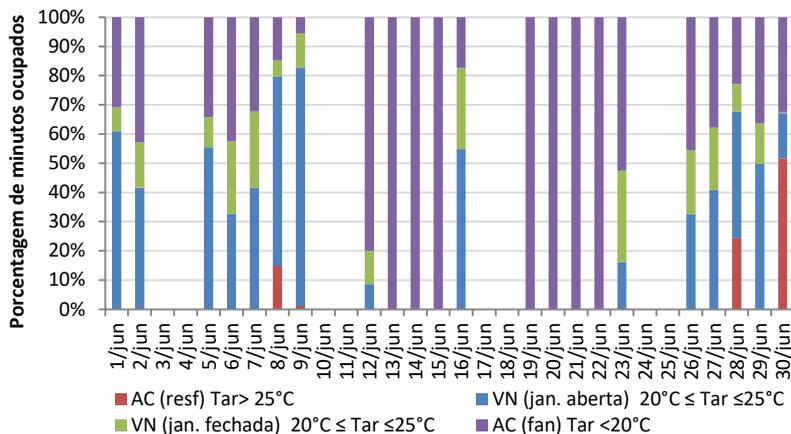


Figura 100 – Percentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural na zona Z1 para o andar intermediário no mês de junho



Nota-se que os valores especificados para a carga interna com equipamentos (150 W/pessoa), as atividades (117 W/pessoa) e a ocupação (7 m²/pessoa) influenciaram para que as temperaturas do ar e operativa do ambiente interno se mantivessem acima de 20°C. Mesmo nos dias em que temperatura externa de bulbo seco foi menor que 15°C as temperaturas do ar e operativa esteve próxima de 20°C. Percebe-se, ao contrário do mês de janeiro, que a temperatura operativa foi menor que a do ar.

Observa-se que, ao contrário do mês de janeiro (em que a temperatura externa de bulbo seco foi maior ou esteve próxima a 25°C), no mês de junho, durante os dias ocupados, houve a predominância de temperaturas menores que 20°C. Quanto mais baixa a temperatura externa de bulbo seco, menor a temperatura do ar e operativa interna e maior o percentual de minutos com o uso do sistema de ar-condicionado na função de ventiladores.

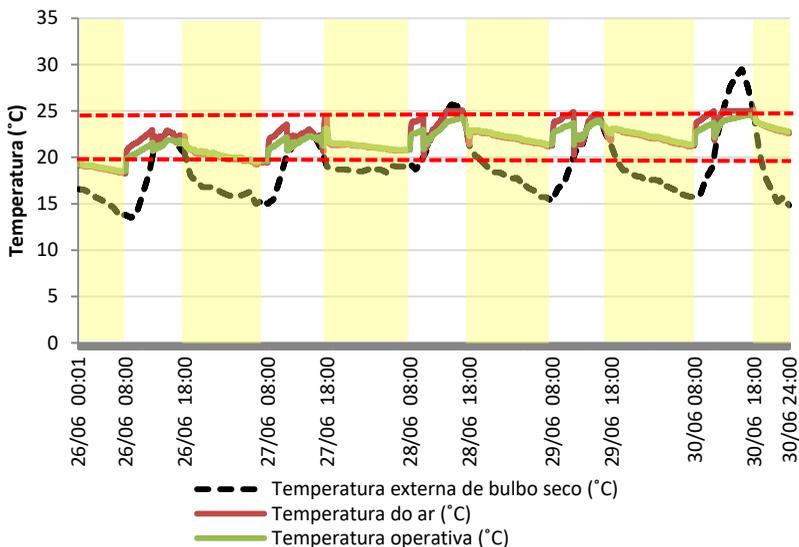
Nos dias 13, 14 e 15 de junho, como as temperaturas externas foram mais baixas, somente foi utilizado o sistema de ar-condicionado na função de ventiladores. Nos dias 5, 7, 8 e 9 de junho, com as temperaturas externas mais altas que no restante dos dias de junho ocupados, houve a predominância da utilização de ventilação natural com as janelas abertas. Somente em parte do período de ocupação dos dias 8, 28 e 30 de junho a temperatura externa de bulbo seco foi maior

que 25°C, sendo acionado nesse período o sistema de ar-condicionado na função de resfriamento.

Observa-se que no mês de junho houve pouco acionamento do sistema de ar-condicionado na função de resfriamento e a predominância do uso de ventiladores ou da ventilação natural com as janelas abertas ou fechadas. A fim de analisar os períodos em que ocorreram o uso alternado do sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) e da ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas), foram selecionados os dias 26 a 30 de junho.

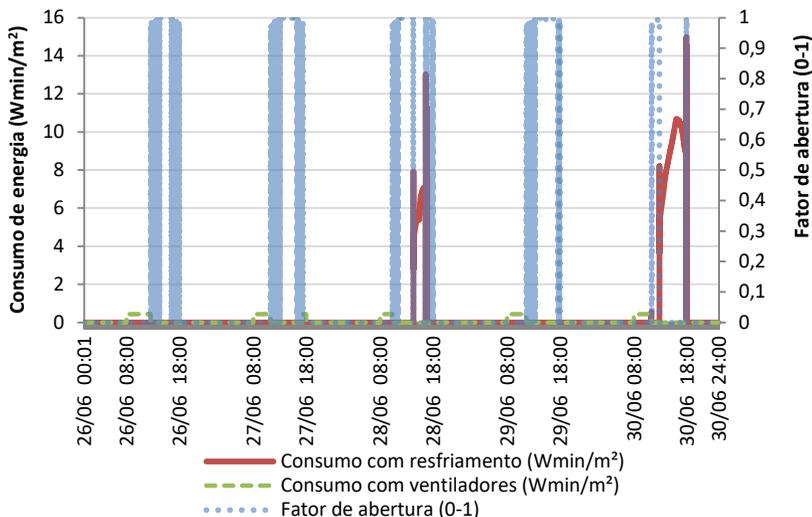
A Figura 101 apresenta a temperatura externa de bulbo seco, as temperaturas operativa e do ar na zona Z1 do andar intermediário. Para complementar os resultados apresentados na Figura 101, a Figura 102 exibe o consumo com resfriamento e ventiladores e o fator de abertura durante o período de ocupação na zona Z1 do andar intermediário.

Figura 101 – Temperatura externa, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário



NOTA: Os espaços preenchidos em amarelo representam os períodos em que o ambiente não é ocupado.

Figura 102 – Fator de abertura e consumo com resfriamento e ventiladores na zona Z1 do andar intermediário



Nota-se no período ocupado que, mesmo com as temperaturas externas de bulbo seco abaixo de 20°C, as temperaturas do ar e operativas do ambiente interno foram maiores que 20°C. Esse fato demonstra que os valores especificados para a carga interna com equipamentos (150 W/pessoa), as atividades (117 W/pessoa) e a ocupação (7 m²/pessoa) influenciaram para que as temperaturas do ar e operativa do ambiente interno se mantivessem acima de 20°C..

Assim como ocorreu na análise mensal, com as temperaturas externas de bulbo seco mais baixas foi utilizada a ventilação natural com a abertura das janelas ou foram acionados ventiladores do sistema de ar-condicionado. Observa-se nos dias analisados que durante o início do período de ocupação, com as temperaturas externas de bulbo seco mais baixas, houve a utilização de ventiladores. Somente nos dias 28 e 30 de junho, em parte do período de ocupação as temperaturas de bulbo seco foram maiores que 25°C e houve o acionamento de resfriamento do sistema de ar-condicionado.

Com o objetivo de verificar a alternância do uso de ventiladores, resfriamento e ventilação natural, foi selecionado o dia 28 de junho para análise. A Figura 103 mostra a temperatura externa de bulbo seco, as temperaturas operativa e do ar na zona Z1 do andar intermediário. A Figura 104 apresenta o consumo com resfriamento,

ventiladores e o fator de abertura. A fim de complementar a Figura 104, a Figura 105 mostra o percentual de minutos ocupados em que foi acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou a ventilação natural (com janelas abertas ou fechadas) para cada hora ocupada.

Figura 103 – Temperatura externa de bulbo seco, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário para o dia 28 de junho

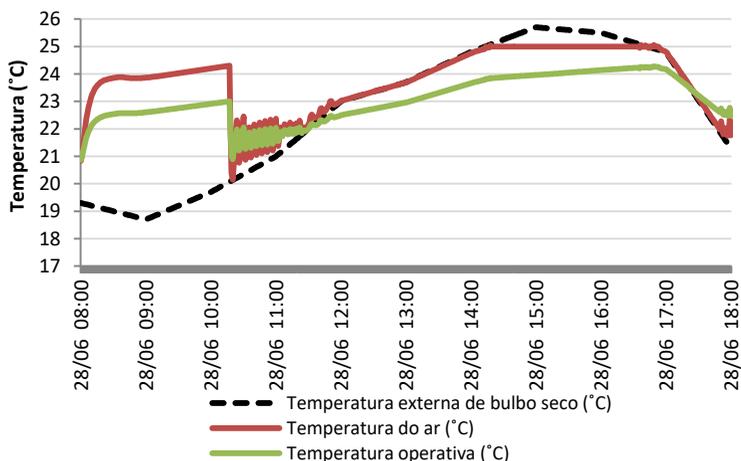


Figura 104 – Fator de abertura e consumo com resfriamento e ventiladores na zona Z1 do andar intermediário para o dia 28 de junho

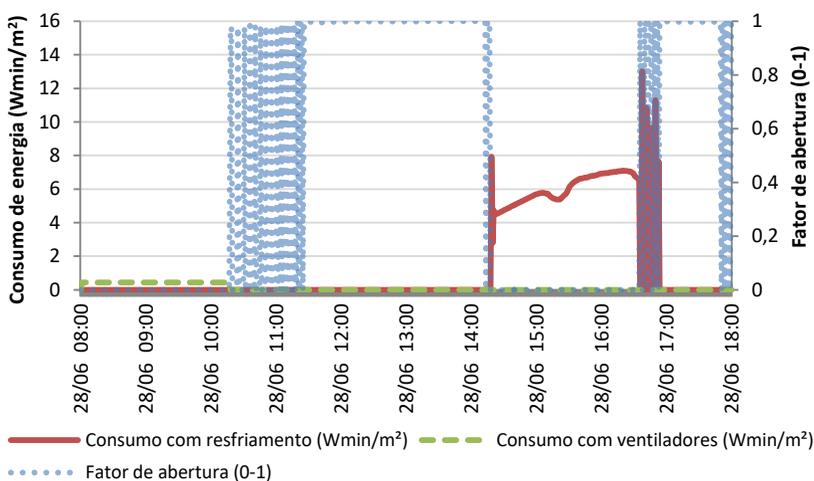
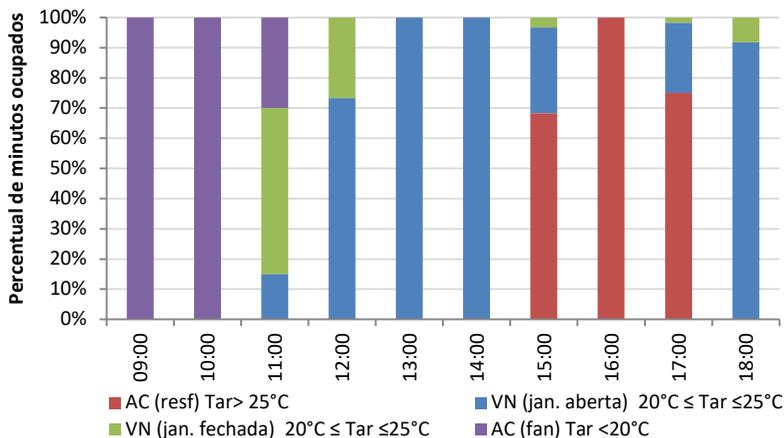


Figura 105 – Percentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado ou permitida a ventilação natural na zona Z1 do andar intermediário para o dia 28 de junho



Nota-se que, quando a temperatura externa de bulbo seco foi mais baixa, foram somente utilizados os ventiladores do sistema de ar-condicionado. Com as temperaturas externas mais altas, houve o acionamento do sistema de ar-condicionado na função de resfriamento ou a ventilação natural com a abertura de janelas. Ao analisar as Figuras 104 e 105, observa-se que, nas primeiras horas do período de ocupação em que as temperaturas externas foram mais baixas (Figura 103), houve somente o acionamento de ventiladores do sistema de ar-condicionado.

Observa-se na Figura 104 que houve a alternância do uso de resfriamento e ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) de minuto em minuto. Nos dias em que houve somente o acionamento de ventiladores ou da ventilação natural com as janelas abertas (por exemplo, em 27 de junho), constatou-se que não houve a alternância de minuto em minuto no uso desses sistemas. A fim de verificar um mês que representasse o período de primavera, foi analisado o mês de novembro.

4.4.2.3 Análise do mês de novembro

Foram feitos no mês de novembro os mesmos procedimentos (análise de quando e o quanto desse sistema de ar-condicionado na função de resfriamento e ventiladores foi utilizado, assim como a ventilação natural com as janelas abertas ou fechadas) realizados nos meses de janeiro e junho (seções 4.4.2.1 e 4.4.2.2).

Em comparação com o mês de janeiro, em novembro houve mais utilização do sistema de ar-condicionado na função de ventiladores. Esse fato ocorreu porque as temperaturas externas no mês de novembro foram menores que as do mês de janeiro (Figura 106).

Ao examinar os resultados referentes ao mês de novembro, constata-se que, em comparação ao mês de janeiro, houve mais utilização de ventilação natural a partir da abertura de janelas e, portanto, menos consumo com o sistema de ar-condicionado na função de resfriamento, conforme exibe a Figura 107.

Figura 106 – Temperatura externa, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário no mês de novembro

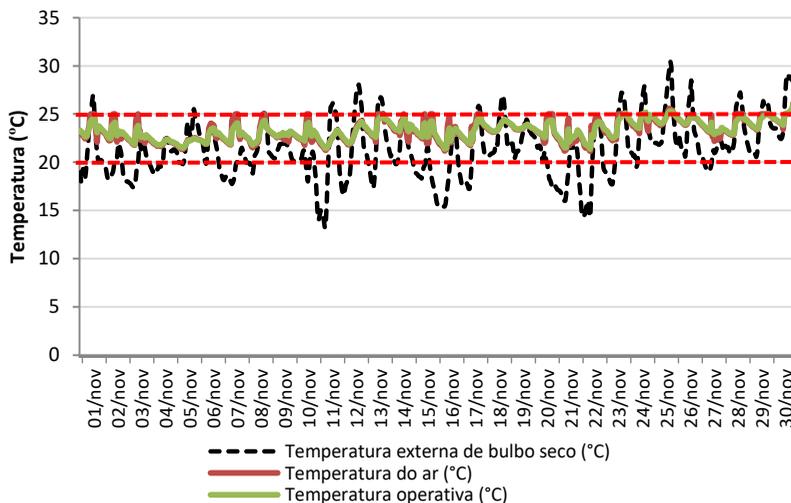
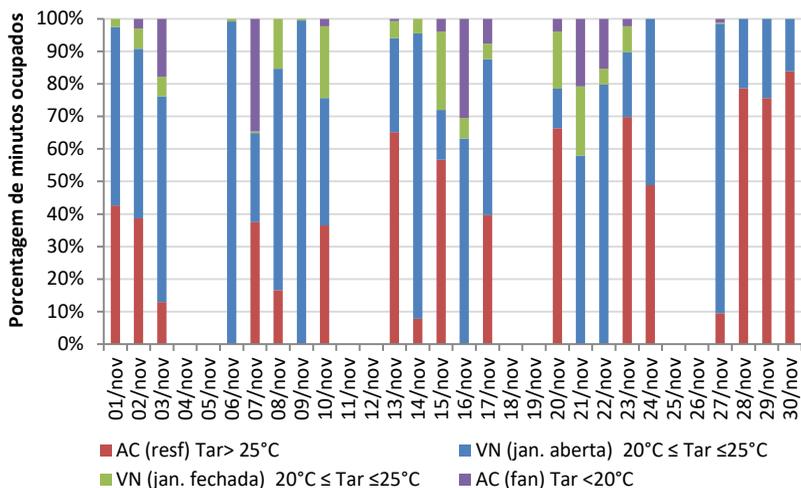


Figura 107 – Percentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar condicionado ou permitida a ventilação natural na zona Z1 para o andar intermediário no mês de novembro



Nos dias de novembro em que houve a utilização alternada do sistema de ar-condicionado na função de resfriamento ou ventiladores e de ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas), o funcionamento foi semelhante ao que ocorreu no mês de janeiro. Por esses motivos, os resultados da temperatura externa de bulbo seco, temperatura operativa e do ar no ambiente interno, do consumo com resfriamento e ventiladores e do fator de abertura relacionados aos dias específicos de novembro estão apresentados no Apêndice F.

No próximo capítulo são apresentadas as conclusões e as considerações finais deste trabalho.

5 CONCLUSÕES

Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de avaliar o potencial de economia de energia elétrica a partir da utilização de ventilação híbrida em edificações comerciais para o clima de Florianópolis em uma tipologia comercial eficiente energeticamente por meio de simulação computacional.

Para atingir o objetivo deste trabalho, foi definida uma tipologia comercial eficiente energeticamente considerando o clima de Florianópolis, SC e simulados diferentes cenários com o uso do sistema de ar-condicionado e da estratégia de ventilação híbrida a fim de comparar o consumo com o sistema de ar-condicionado quando há ou não a utilização de ventilação híbrida. Além disso, analisaram-se a quantidade de tempo ocupado em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou a ventilação natural na estratégia de ventilação híbrida, a temperatura de controle utilizada no sistema de ventilação híbrida e a influência da orientação solar dos ambientes (norte, sul, leste, oeste) e dos andares (térreo, intermediário e superior) nos resultados apresentados.

Os resultados demonstraram que a economia de energia elétrica a partir do uso da estratégia de ventilação híbrida, para a edificação comercial utilizada neste trabalho, foi de 5,53 kWh/m²/ano (6%) ao se comparar o cenário operado com o sistema de ar-condicionado com resfriamento em 25°C e com o de ventilação híbrida. Apesar do valor percentual pequeno, integrando o valor para os ambientes com ocupação tem-se uma economia de 16.284,80 kWh ao ano. Ao comparar o cenário com o maior consumo de energia elétrica estudado neste trabalho (sistema de ar-condicionado com resfriamento em 23°C) a economia de energia elétrica sobe para 17,27 kWh/m²/ano (17%), ou seja, uma economia de 50.856,87 kWh ao ano ou de R\$ 21.868,45, considerando uma tarifa média de R\$0,43/kWh (CELESC, 2016).

Os pequenos valores percentuais de economia anual de energia elétrica são consequência das características da edificação, visto que essas são otimizadas para a obtenção do menor consumo com o sistema de ar-condicionado e potencializam a utilização de ventilação natural (adição e dimensionamento de brises nas fachadas norte, leste e oeste, pintura em todas as superfícies externas de branco – coeficiente de absorvância solar e visível de 0,2 – e uso de aberturas internas na edificação com o intuito de facilitar o fluxo de ar entre os ambientes).

Na edificação simulada, o percentual do consumo de ar-condicionado em relação ao consumo total da edificação foi de 30% no cenário com maior consumo de energia elétrica e de 21% no cenário com ventilação híbrida.

Tendo em vista o clima da região de estudo (mesotérmico úmido), o consumo com o sistema de ar-condicionado (resfriamento, ventiladores e aquecimento, este último quando houvesse) foi majoritariamente com resfriamento (95%), estando o consumo com ventiladores entre 4,6% e 5,8% e o consumo com aquecimento em no máximo 2,2%. Desta forma, para o clima considerado, o resfriamento é o principal consumidor de energia elétrica para o sistema de climatização, seguido dos ventiladores e, por fim, do aquecimento. O motivo para o aquecimento ter um valor tão baixo de consumo de energia elétrica, se deve à carga térmica interna gerada com equipamentos e pessoas (ocupação de 7 m²/pessoa e carga de equipamentos de 150 W/pessoa) que mantém a temperatura dos ambientes em faixas adequadas.

Portanto, considerando somente a parcela do consumo com resfriamento, a edificação operada com o sistema de ventilação híbrida se mostrou significativamente mais eficiente. A redução do consumo de energia elétrica com resfriamento foi de até 56% ao se comparar o cenário com o maior consumo do ar-condicionado estudado neste trabalho (edificação operada com sistema de ar-condicionado com resfriamento de 23°C) com o da estratégia de ventilação híbrida. Considerando a mesma faixa de *setpoint* (20°C-25°C ou 25°C), o consumo com resfriamento foi 28% menor na edificação com ventilação híbrida.

A temperatura de controle utilizada na edificação operada com ventilação híbrida foi avaliada por meio do percentual de horas que a temperatura do ar ou operativa esteve fora limites adotados (abaixo de 20°C ou acima de 25°C) nos ambientes de escritório durante o período de ocupação (segunda a sexta-feira, das 8h às 18h). Para a temperatura operativa, os percentuais de horas acima e abaixo da temperatura de controle foram, respectivamente, 18,8% e 3,9%. No caso da temperatura do ar, os valores acima e abaixo da temperatura de controle foram, respectivamente, de 1,4% e 1,7%, sendo, portanto, significativamente menores do que aqueles para temperatura operativa.

Esse resultado condiz com as premissas de simulação deste trabalho, em que se utilizou a temperatura do ar para o controle, a mesma utilizada no *setpoint* do sistema de ar-condicionado, sendo uma

característica do gerenciador de ventilação híbrida no programa *EnergyPlus*.

Apesar do elevado percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima da temperatura de controle, verificou-se que a maior parte dos casos se referem a ocorrência de temperaturas operativas até 26,0°C. Portanto, caso esse resultado fosse plotado no gráfico de conforto adaptativo proposto na ASHRAE 55-2013, em grande parte do período ocupado o ambiente estaria na faixa de 80% de conforto térmico.

Além disso, observou-se que o percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C foi igual ao percentual do número de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado. Portanto, o sistema de ventilação híbrida funcionou de acordo com as temperaturas de controle propostas. Caso houvesse aquecimento no sistema de ar-condicionado, o percentual de horas ocupadas abaixo da temperatura do ar de 20°C coincidiria com o percentual de horas não atendidas pelo sistema de ar-condicionado.

Quanto à análise da quantidade de tempo ocupado em que foi acionado o sistema de ar-condicionado durante o funcionamento da estratégia de ventilação híbrida, os resultados mostraram que o sistema de ar-condicionado na função de resfriamento foi utilizado no ambiente em no máximo 38,6% do tempo, a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) em 38,6%, e os ventiladores em 22,8%. Portanto, a ventilação natural é utilizada em mais de um terço do ano no ambiente com a estratégia de ventilação híbrida.

Ressalta-se que a análise desses percentuais considerou um *timestep* minuto a minuto de acionamento do sistema de ar-condicionado na função de resfriamento ou ventiladores e da ventilação natural, o que não representa o uso real de um ambiente com ventilação híbrida. Apesar disso, com esses dados foi possível prever a quantidade de tempo em que cada sistema foi acionado (ar-condicionado ou ventilação natural) e totalizar o potencial para a redução do consumo de energia elétrica por meio da estratégia de ventilação híbrida.

Analisando-se a edificação por andares, o consumo com resfriamento foi maior no andar intermediário e semelhante no térreo e no superior (com uma diferença máxima de 1,4 kWh/m² entre o andar térreo e o superior). Já o andar superior foi o que apresentou o menor uso de resfriamento nos ambientes e o maior percentual de horas com a temperatura do ar abaixo de 20°C, apesar de haver pequenas diferenças em comparação com os andares térreo e intermediário. Esse fato decorre

das características da edificação simulada, sendo o menor uso com resfriamento na cobertura decorrente da pintura da superfície de cobertura com a cor branca (absortância solar e visível de 0,2). Em uma edificação típica (cor da cobertura cinza, com absortância solar e visível de 0,6 a 0,8), a cobertura teria o maior consumo com resfriamento em comparação com o restante dos andares.

Quanto aos resultados por orientação solar dos ambientes, a diferença dos valores é pequena, visto a adição e o dimensionamento adequados dos brises nas fachadas norte, oeste e leste. O consumo com resfriamento entre os ambientes por andar, por exemplo, variou entre 1 kWh/m² e 2 kWh/m², enquanto a quantidade de tempo ocupado em que é acionado o resfriamento do sistema de ar-condicionado por ambiente variou de 1,1% e 5,1%, sendo a maior diferença entre os ambientes com duas aberturas externas (de canto) e os com uma abertura externa. Portanto, a adição de brises bem dimensionados nas fachadas resulta na economia de energia com climatização.

Conclui-se, portanto, que a partir da utilização da estratégia de ventilação híbrida em uma edificação comercial para o clima de Florianópolis (SC) é possível se obterem reduções significativas de energia elétrica no consumo com resfriamento em comparação com estratégias de ventilação tradicionais (ar-condicionado com *setpoint* a 23°C). Cabe ressaltar que os resultados do presente estudo se referem a edificações comerciais com ventilação híbrida, em que a ventilação natural e o sistema de ar-condicionado funcionaram com a condição de ventilação seletiva, sem interferência dos usuários. Diferentes características construtivas, cargas térmicas internas e de ocupação podem influenciar nos resultados obtidos.

5.1 Limitações do trabalho

Este trabalho apresenta algumas limitações, apresentadas a seguir:

- O programa *EnergyPlus* considera a ação do usuário como sendo ideal, de acordo com as temperaturas de controle inseridas no programa (ventilação seletiva);

- No programa *EnergyPlus*, os brises foram considerados como elemento de sombreamento. Por esse motivo, os ventos não tiveram influência nesses elementos;
- Para verificar de forma precisa quando e o quanto é utilizada a ventilação natural ou o sistema de ar-condicionado, é necessário utilizar o *timestep* de 60 (minuto em minuto). Por esse motivo, as janelas ou o sistema de ar-condicionado em alguns períodos ocupados foram acionados de minuto em minuto, o que não representa a realidade de edificações operadas com ventilação híbrida;
- No gerenciador *Availabilitymanager:HybridVentilation*, somente é possível escolher um tipo de controle (temperatura, umidade ou entalpia), e não utilizar eles em paralelo (por exemplo, controle à temperatura entre 20°C e 25°C e umidade entre 30% e 60%);
- No gerenciador *Availabilitymanager:HybridVentilation* os limites de temperatura são fixos (por exemplo, entre 20°C e 25°C) e não podem ser variados, como, por exemplo, no método de conforto adaptativo presente na ASHRAE 55;
- No gerenciador *Availabilitymanager:HybridVentilation* não foi considerado a velocidade do vento externa no fechamento das aberturas;
- Para o valor da carga de iluminação artificial, não foi considerado um projeto luminotécnico em cada ambiente a partir da aplicação do método dos lumens;
- Para o valor da carga de iluminação artificial, não foi considerado um projeto luminotécnico em cada ambiente com a aplicação do método dos lumens;
- Na simulação computacional da edificação não foi considerado o entorno;
- Para simplificação da simulação computacional, no zoneamento da escada não foi considerado o duto de ventilação vertical;
- Não foram considerados na simulação computacional a carga interna e o consumo com o elevador;

- Não foram considerados dados reais de medições de consumo de eletricidade em sistemas de ar-condicionado em edificações comerciais localizadas em Florianópolis.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

No intuito de complementar este trabalho, sugerem-se alguns trabalhos que poderiam ser realizados futuramente:

- Considerar algum algoritmo comportamental para determinar o padrão de abertura de portas e janelas;
- Estudar o comportamento do uso da ventilação natural concomitantemente com a ventilação artificial;
- Utilizar como base os dados de saída do programa *EnergyPlus* com relação ao comportamento do uso da ventilação natural e do sistema de ar-condicionado para determinar um padrão mais realista para abertura de janelas;
- Utilizar como base os dados de saída do programa *EnergyPlus* com relação ao comportamento do uso da ventilação natural do sistema de ar-condicionado para comparar com estudos de edificações existentes;
- Estudar o controle *Availabilitymanager:HybridVentilation* em junção com o controle do *AirflowNetwork* ASHRAE 55 adaptativo ou CEN15251 adaptativo;
- Estudar qual a velocidade do vento ideal para a abertura ou fechamento de janelas nos ambientes.

REFERÊNCIAS

ABNT. **NBR 15220**: desempenho térmico de edificações. Rio de Janeiro, 2005.

_____. **NBR 16401**: instalações de ar condicionado: sistemas centrais e unitários: parte 1 (projetos das instalações), parte 2 (parâmetros de conforto térmico) e parte 3 (qualidade do ar interior). Rio de Janeiro, 2008.

AMAI, H.; TANABE, S.; AKIMOTO, T.; GENMA, T. Thermal sensation and comfort with different task conditioning system. **Building and Environment**, v. 42, n. 12, p. 3955–3964, 2007.

ANVISA. AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA. **Norma RES-9**. 2003. Disponível em: <http://portal.anvisa.gov.br/documents/33880/2568070/RE_09_2003.pdf/f4af80d4-8516-4f9c-a745-cc8b4dc15727>. Acesso em jul. 2016.

ASHRAE. **ASHRAE Handbook – Fundamentals SI edition, 1997**. Atlanta, 1997.

_____. **ASHRAE Handbook – Fundamentals SI edition, 2005**. Atlanta, 2005.

_____. **ANSI/ASHRAE Standard 55 – 2004. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, USA, 2004.

_____. **ANSI/ASHRAE Standard 55 – 2010. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, USA, 2010.

_____. **ANSI/ASHRAE Standard 140-2011. Addendum a to ANSI/ASHRAE Standard 140-2011 Standard Method of Test for the Evaluation of Building Energy Analysis Computer Programs**. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, USA, 2011

_____. **ANSI/ASHRAE Standard 55 – 2013. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.** American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, USA, 2013.

ANDREASI, W. A. **Método para avaliação de conforto térmico em região de clima quente e úmido do Brasil.** 204 p. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Florianópolis, 2009.

ARENS, E., TURNER, S., ZHANG, H., PALIAGA, G. Moving air for comfort. **Ashrae Journal**, v. 51, n. 5, p. 18-29, 2009.

AXLEY, J.W.,; EMMERICH, S.J. A method to assess the suitability of a climate for natural ventilation of commercial buildings. In: **Proceedings of 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate Monterey, California**, p. 854–859, 2002.

BENEDETTO, G. S. de **Avaliação da aplicação do modo misto na redução da carga térmica em edifícios de escritórios nas cidades de São Paulo e Rio de Janeiro.** 203 p. Dissertação (Mestrado em Tecnologia da Arquitetura) – Faculdade de Arquitetura e Urbanismo da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

BRAGER, G. Mixed Mode Cooling. **ASHRAE Journal**, v. 48, p. 30-37, 2006.

BRAGER, G.; BAKER, L. **Occupant Satisfaction in Mixed-Mode Buildings.** In: AIR CONDITIONING AND THE LOW CARBON COOLING CHALLENGE, jul. 2008, Cumberland Lodge, Windsor, UK. **Proceedings...** London: Network for Comfort and Energy Use in Buildings, 2008. p. 27-29. Disponível em: <http://www.cbe.berkeley.edu/research/pdf_files/Brager2008-OccSatisfaction-MM.pdf> Acesso em: 15 ago. de 2015.

BRAGER, G.; BORGESON, S.; LEE, Y. S. **Control Strategies for mixed-mode buildings.** Universidade da Califórnia, out. 2007.

BRAGER, G.; RING, E. POWELL, K. Mixed-mode ventilation: HVAC meets Mother Nature. **Engineered Systems**, p. 60-70, maio 2000.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco Energético Nacional**: ano-base 2014. Brasília: MME, 2015. Disponível em: <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2015.pdf>. Acesso em: 12 mar. 2016.

CÂNDIDO, C.; LAMBERTS, R.; DE DEAR, R.; BITTENCOURT, L. Towards a Brazilian standard for naturally ventilated buildings: guidelines for thermal and air movement acceptability. In: PROCEEDINGS OF 6TH WINDSOR CONFERENCE: ADAPTING TO CHANGE: NEW THINKING ON COMFORT. **Anais...** Cumberland Lodge, Windsor, UK. 9-11 April 2010. London: 2010.

CELESC. Centrais Elétrica de Santa Catarina S.A. **Tarifas**. Disponível em: <<http://www.celesc.com.br/portal/index.php/duvidas-mais-frequentes/1140-tarifa>>. Acesso em: 16 out. 2016.

CEN. **EN15251-2005**: Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics, European Committee for Standardization. Bruxelas, Bélgica: CEN, 2005.

CIBSE. Chartered Institute of Building Services Engineers. **Applications manual 13 – mixed mode ventilation**. Londres: CIBSE, 2000.

_____. Chartered Institute of Building Services Engineers. **Guide B2 – ventilation and air conditioning**. Londres: CIBSE, 2001.

_____. Chartered Institute of Building Services Engineers. **Design Guide A, Chartered Institution of Building Services Engineers**. Balham, Reino Unido: CIBSE, 2006.

COELHO, G.M. **Correlação do consumo de energia elétrica com características construtivas de edifícios de escritórios localizados em Florianópolis-SC**. 2006. Relatório de iniciação científica - Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

CRAWLEY, D. B.; LAWRIE, L. K.; WINKELMANN, F. C.; BUHL, W.F.; Y. JOE HUANG, Y. H.; CURTIS O. PEDERSEN, C. O.; STRAND, R. K.; LIESEN, R. J.; DANIEL E. FISHER, D. E.; MICHAEL J. WITTE, M. J.; GLAZER, J. EnergyPlus: Creating a new-generation building energy simulation program. **Energy and Buildings**, v. 33, n. 4, p. 319-331, 2001.

DALY, A. PE. Operable windows and HVAC systems. **HPAC Engineering**, dez. 2002.

DE DEAR, R. J.; BRAGER, G. S. Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revisions to ASHRAE Standard 55. **Energy and Buildings**, v. 34, n. 6, p. 549-561, 2002.

DE DEAR, R.; BRAGER, G.; COOPER, D. **Developing an adaptative model of thermal comfort and preference**. Sydney: ASHRAE, 1997. (ASHRAE FINAL REPORT RP-884)

DEUBLE, M. P.; DE DEAR, R. J. Mixed-mode buildings: A double standard in occupants' comfort expectations. **Building and Environment**, v. 54, p. 53-60, 2012.

DE VECCHI, R. **Condições de conforto térmico e aceitabilidade da velocidade do ar em salas de aula com ventiladores de teto para o clima de Florianópolis/SC**. 142 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

DE VECHI, R.; SORGATO, M.; PACHECO, M.; CÂNDIDO, C.; LAMBERTS, R. ASHRAE 55 adaptive model application in hot and humid climates: the Brazilian case. **Architectural Science Review**, v. 58, n. 1, p. 93-101, 2015.

DOE. U. S. DEPARTMENT OF ENERGY. **Building Energy Software Tools Directory**. 2011. Disponível em: <http://www.eere.energy.gov/buildings/tools_directory/alpha_list.cfm>. Acesso em: 10 dez. 2011.

EIA. International Energy Agency. **Dados da pesquisa do consumo de energia em edifícios comerciais (CBECS) do ano de 2012**. EIA, 2012. Disponível em: <<http://www.eia.gov/consumption/commercial/data/2012/index.cfm?view=consumption>>. Acesso em: 9 maio 2016.

ELETRONBRAS; PROCEL. Centrais Elétricas Brasileiras S.A.; Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. **Avaliação do mercado de eficiência energética no Brasil**. Rio de Janeiro: Eletrobrás/Procel, 2007. p. 187. Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso – ano-base 2005. Classe residencial – Relatório Brasil, 2007.

EMMERICH, S. J.; CRUM, J. **Simulated performance of natural and hybrid ventilation systems in an office building final report**. Building and fire research laboratory National institute of standard and technology. Gaithersburg, 2005.

EMMERICH, S.J. ; POLIDORO, B.; AXLEY, J.W. Impact of adaptive thermal comfort on climatic suitability of natural ventilation in office buildings **Energy and Buildings**, v.43 p. 2101–2107, 2011.

ENERGYPLUS. **DataSets**. Lawrence Berkeley National Laboratory. V.6.0, 2010.

_____. **DataSets**. Lawrence Berkeley National Laboratory. V.8.1.0.009, 2013a.

_____. **Engineering Reference** – The Reference to EnergyPlus calculations. University of Illinois and Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, 2013b.

_____. **Input Output Reference** – The Encyclopedic Reference to EnergyPlus Input and Output. University of Illinois and Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, 2013c.

_____. **Programa de simulação computacional**. Disponível em: <<http://www.eere.energy.gov/buildings/energyplus>>. Acesso em: 10 ago. 2014.

EZZELDIN, S.; COOK, S. R. M. Energy and carbon emission savings due to hybrid ventilation of office buildings in arid climates. In: PLEA 2008 CONFERENCE, 2008, Dublin, Irlanda. **Proceedings...** Dublin, Irlanda, 2008.

EZZELDIN, S.; REES, S. J. The potential for office buildings with mixed-mode ventilation and low energy cooling systems in arid climates. **Energy and Buildings**, v. 65, p. 368-381, 2013.

FANGER, P. O. **Thermal Comfort: Analysis and applications in Environmental Engineering**. USA: McGraw-Hill Book Company, 1970.

GIVONI, B. Confort, Climate Analysis and Building Design guidelines. **Energy and Buildings**, v. 1, p. 13-23, 1992.

GOULART, S. V. G.; LAMBERTS, R.; FIRMINO, S. **Dados climáticos para projeto e avaliação energética de edificações para 14 cidades brasileiras**. Florianópolis, Núcleo em Pesquisa em Construção, 1997.

GU, L. **Airflow Network modeling in EnergyPlus: Building Simulation**. Pequim, China, 2007.

HEILSELBERG, P. et al. **Principles of hybrid ventilation**. Aalborg, Denmark: Hybrid Ventilation Centre, Aalborg University. 2002. Disponível em: <http://www.hybvent.civil.aau.dk/puplications/principles_of_hybrid_ventilation.htm>. Acesso em: 11 mar. 2012.

IES. **Integrated Environmental Solutions ltd**. Disponível em: <<http://www.iesve.com>>. Acesso em: 22 jun. 2015.

ISO International Organization Standardization. **ISO 7726**: ergonomics of the thermal environment: instruments for measuring physical quantities. Genebra, 1998.

_____. **ISO 8996**: ergonomics: determination of metabolic heat production. Genebra, 1990.

_____. **ISO 7730**: moderate thermal environments: determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. Genebra, 1994.

_____. **ISO 9920**: ergonomics of the thermal environment: estimation of the thermal insulation and evaporative resistance of a clothing ensemble. Genebra, 1995.

JI, Y.; LOMAS, K. J.; COOK, M. J. Hybrid ventilation for low energy building design in south China. **Building and Environment**, v. 44, p. 2245-2255, 2009.

KARAVA, P.; ATHIENITIS, A.K; STATHOPOULOS, T.; MOURIKI, E. Experimental study of the thermal performance of a large institutional building with mixed-mode cooling and hybrid ventilation. **Building and Environment**, v. 57, p. 313-326, 2012.

LABEEE. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações. **Programa Computacional AnalysisBio**, versão: 2.2. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina. 2012. Disponível em: <<http://www.labeee.ufsc.br/downloads/software/analysis-bio>>. Acesso em: 2 ago. 2012.

_____. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações. **Programa Computacional Analysis Sol-Ar**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina. Disponível em: <<http://www.labeee.ufsc.br/downloads/software/analysis-sol-ar>>. Acesso em: 2 ago. 2014.

_____. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações. **Regulamento técnico para eficiência energética de edificações comerciais, de serviços e públicas**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina. Disponível em: <http://www.pbeedifica.com.br/sites/default/files/projetos/etiquetagem/comercial/downloads/Port372-2010_RTQ_Def_Edificacoes-C_rev01.pdf> Acesso em: 17 ago. 2015.

_____. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações. **Arquivo climático TRY de Florianópolis**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina. Disponível em: <<http://labeee.ufsc.br/downloads/arquivos-climaticos/formato-try-swera-csv-bin>>. Acesso em: 2 ago. 2014.

LAMBERTS, R.; CANDIDO, C.; de DEAR, R.; de VECHI, R. **Towards a Brazilian Standard on Thermal Comfort: Research Report**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina (LabEEE); Sydney: Universidade de Sydney (IeqLab), 2013

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. **Eficiência energética na arquitetura**. Rio de Janeiro: Eletrobras/Procel, 2014.

LEAMAN, A.; BORDASS, W. Probe 15: Productivity in buildings: The Killer Variables. **BSJ**, p. 41-43, jun. 1998. Disponível em: <<http://www.usablebuildings.co.uk/Probe/ProbePDFs/Probe15.pdf>>. Acesso em: 3 jun. 2015.

LEI COMPLEMENTAR Nº 60, de 11 de maio de 2000 INSTITUI O CÓDIGO DE OBRAS E EDIFICAÇÕES DE FLORIANÓPOLIS E DÁ OUTRAS PROVIDÊNCIAS

LEVERMORE, G. J.; JONES, A. M.; WRIGHT, A. J. Simulation of a naturally ventilated building at different locations **ASHRAE Transactions** v.106, n.2, p. 402-407, 2000

LIDDAMENT, M. W. **Air infiltration calculation techniques: an applications guide**. Bracknell, UK: AIVC, 1986.

LIN, J.; CHUAH, Y.K. A study on the potential of natural ventilation and cooling for large spaces in subtropical climatic regions. **Building and Environment**, v.46, n.1, p. 89-97, 2011.

LUO, M.; CAO, B.; DAMIENS, J.; LIN, B.; ZHU, Y. Evaluating thermal comfort in mixed-mode buildings: A field study in a subtropical climate. **Building and environment**, v.88, p. 46-54, 2015.

MANU, S.; SHUKLA, Y.; RAWAL, R.; THOMAS, L. E.; DE DEAR, R. Field studies of thermal comfort across multiple climate zones for the subcontinent: India Model for Adaptive Comfort (IMAC). **Building and Environment**, v. 106, p. 422-426, 2016.

MARCONDES, M. P.; MUELLER, C. M.; BRANDÃO, R.; SHIMOMURA, A. R. P.; BRUNELLI, G.; PAES LEME, G. S. De B.; GONÇALVES, J. C. S.; DUARTE, D. H. S.; FROTA, A. B. Conforto e desempenho térmico nas edificações do novo centro de pesquisas da Petrobras no Rio de Janeiro. **Ambiente Construído**, Porto Alegre, v. 10, p. 7-29, 2010.

McCARTNEY, K, J.; NICOL, J. F. Developing an adaptive control algorithm for Europe: results of the SCATs project. **Energy and Buildings**, v.34, n. 6, p. 623-635, 2002.

MENASSA, C.; TAYLOR, N.; NELSON, J. Optimizing hybrid ventilation in public spaces of complex buildings. **Building and Environment**, v. 61, p. 57-68, 2013.

MINKU, P. M.. **Tipologias construtivas de edifícios de escritório na cidade de Florianópolis**. Florianópolis: LabEEE, Universidade Federal de Santa Catarina, 2005. Relatório final de iniciação científica.

MOREIRA, C. S. **Padrão de ocupação e de uso de equipamentos para fins de simulação computacional**: estudo de caso em edifícios de escritório localizados em Florianópolis. Florianópolis: LabEEE, Universidade Federal de Santa Catarina, 2005. Relatório final de iniciação científica.

NICOL, J.F et al. Climatic variations in comfortable temperatures: the Pakistan projects, **Energy and Buildings** v.30, n.3, p.261-279, 1999

NIMER, E. **Climatologia do Brasil**. Rio de Janeiro: Departamento de Recursos Naturais e Estudos Ambientais, IBGE, 1989. 421 p.

OLSEN, E. L.; CHEN, Q. Y. Energy consumption and comfort analysis for different low-energy cooling systems in a mild climate. Original Research Article. **Energy and Buildings**, v. 35, p. 560-571, 2003.

PAPST, A. L.; GHISI, E.; COLLE, F.; ABREU, S. L. de; GOULART, S.; BORGES, T. **Eficiência energética e uso racional da energia na edificação**. Florianópolis: Labsolar, 2005. 121 p.

PEEL, M. C.; FINLANYSON, B. L.; McMAHON, T. A. Updated world map of the Köppen-Geiger climate classification. **Hydrology and Earth System Sciences Discussions, Copernicus Publications**, v. 11, p.1633-1644, 2007. Disponível em: <<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal00305098/document>>. Acesso em: 12 jun. 2015.

PEÑA, C. C.; GHISI, E.; PEREIRA, C.D. Comparação entre necessidade e disponibilidade de vento e radiação solar para fins de análise bioclimática de edificações em Florianópolis. **Ambiente Construído**, Porto Alegre, v. 8, p. 87-101, 2008.

RIJAL, H. B.; HUMPHREYS, M. A.; NICOL, J. F. How do the occupants control the temperature in mixed-mode buildings? Predicting the use of passive and active controls. In: CONFERENCE: AIR CONDITIONING AND THE LOW CARBON COOLING CHALLENGE, jul. 2008, Cumberland Lodge, Windsor, UK. **Proceedings...** London: Network for Comfort and Energy Use in Buildings, 2008a. p. 27-29.

RIJAL, H. B.; TUOHY, P.; HUMPHREYS, M.; RAJA, I. A. Development of adaptive algorithms for the operation of windows, fans and doors to predict thermal comfort and energy use in Pakistani buildings. **ASHRAE Transactions**, v. 114, n. 2, 2008b

RING, E.; BRAGER, G. S. Occupant comfort, control, and satisfaction in three California mixed-mode office buildings. **Proceedings of the ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, American Council for an Energy Efficient Economy.**, 2000 Disponível em: <<https://escholarship.org/uc/item/7sk09771>> Acesso em: 12 ago. 2015.

RUPP, R. F. **Dimensionamento de área de janela em edificações comerciais: integração da iluminação natural com a artificial e utilização da ventilação híbrida**. Florianópolis, 2011. 212 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil.

RUPP, R. F.; GHISI, E. Potencial de economia de energia elétrica em edificações comerciais híbridas localizadas em Florianópolis, SC. **Ambiente Construído**, Porto Alegre, v. 13, n. 1, p. 143-160, 2013.

RUPP, R.; GHISI, E. What is the most adequate method to assess thermal comfort in hybrid commercial buildings located in hot-humid summer climate? **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 29, p. 449-462, 2014.

SALCIDO, J. C.; RAHEEM, A. A.; ISSA, R. R. A. From simulation to monitoring: Evaluating the potential of mixed-mode ventilation (MMV) systems for integrating natural ventilation in office buildings through a comprehensive literature review. **Energy and Buildings**, v.127, p.1008-1018, 2016.

SANTAMOURIS, M.; WOUTERS, P. **Building Ventilation: The state of the Art**. Londres: Earthscan, 2006.

SANTANA, M. V. **Influência de parâmetros construtivos no consumo de energia de edifícios de escritório localizados em Florianópolis/SC**. 188 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Programa, Florianópolis, 2006.

SOLAR TOOL v200. Disponível em: <<http://wiki.naturalfrequency.com/wiki/SolarTool>>. Acesso em: 12 ago. 2014.

SORGATO, M. J.. **Desempenho térmico de edificações residenciais unifamiliares ventiladas naturalmente**. 216 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Florianópolis, 2009.

SZOKOLAY, S. Use of the New Effective Temperature. ET* in Practice. In: F. Pererra, PLEA 2001. In: CONFERENCE ON PASSIVE AND LOW ENERGY ARCHITECTURE, 18., Florianópolis. **Anais...** Florianópolis, 2001. p. 1003-1007.

THOMAS, L.; THOMAS, P. C. Unravelling the mix: towards effective simulation, implementation and operation of mixed mode buildings. In: Conference adapting to change: new thinking on comfort, 9 a 11 abr. 2010, Cumberland Lodge, Windsor, UK. **Proceedings...** Londres: Network for Comfort and Energy Use in Buildings, 9-11 abr. 2010. Disponível em: <<http://nceub.org.uk>>. Acesso em: 12 maio 2011.

THOMAS, L.; VANDERBERG, M. 40 Albert Road, South Melbourne: Designing for Sustainable Outcomes: A Review of Design Strategies, Building Performance and Users' Perspectives. **BEDP Environment Design Guide**, v. 45, p. 1-12, maio 2007.

VERSAGE, Rogério de Souza. **Ventilação natural e desempenho térmico em edifícios verticais multifamiliares em Campo Grande, MS**. Dissertação (Mestrado em Arquitetura e Urbanismo) – Programa de Pós-graduação em Arquitetura e Urbanismo, Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Florianópolis, 2009.

WOODS, A. W.; FITZGERALD, S.; LIVERMORE, S. A comparison of winter pre-heating requirements for natural displacement and natural mixing ventilation. **Energy and Buildings**, v. 41, n. 12, p. 1306-1312, 2009.

ZHAI, J.; KRARTI, M.; JOHNSON, M-H. **Assess and Implement Natural and Hybrid Ventilation Models in Whole-Building Energy Simulations (TRP-1456)**. Colorado: Department of Civil, Environmental and Architectural Engineering, University of Colorado at Boulder Boulder, 2010.

ZHANG, H.; ARENS, E.; PASUT, W. Air temperature thresholds for indoor comfort and perceived air quality. **Building Research & Information**, v. 39, n. 2, p. 134-144, 2011.

ZHANG, Y.; ZHAO, R. Overall thermal sensation, acceptability and comfort. **Building and Environment**, v. 43, n. 1, p. 44-50, 2008.

ZHANG, Y.; ZHAO, R. Relationship between thermal sensation and comfort in non-uniform and dynamic environments. **Building and Environment**, v. 44, n. 7, p. 1386–1391, 2009.

APÊNDICE A: MEMORIAL DE CÁLCULO

1. Parede externa (espessura total de 20 cm)

Tabela A. 1 - Dados segundo a NBR 15220

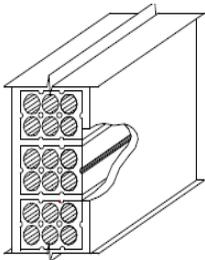
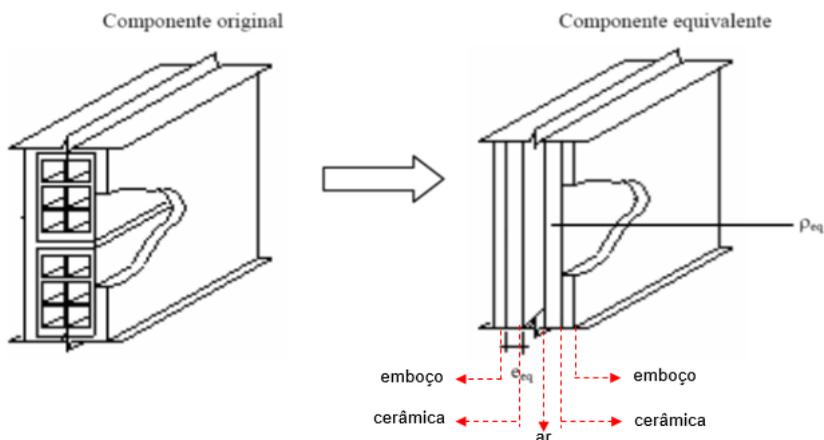
Parede	Descrição	U [W/(m ² .K)]	C _T [kJ/(m ² .K)]
	Parede de tijolos de 6 furos circulares, assentados na maior dimensão Dimensões do tijolo: 10,0x15,0x20,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 20,0 cm	1,92	202

Figura A.1 – Exemplo de cálculo da espessura e densidade equivalente.



Dados**(retirados da NBR 15220)**

$R_{ar} = 0,16$

$e_{emboço} = 0,025$

$c_{emboço} = 1$

$\rho_{emboço} = 2000$

$\lambda_{emboço} = 1,15$

$C_T = 202$

$U = 1,92$

$R_{si} = 0,13$

$R_{se} = 0,04$

 R_{ar} = resistência térmica da câmara de ar equivalente [$m^2 \text{ K/W}$] $R_{emboço}$ = resistência térmica do emboço [$m^2 \text{ K/W}$] $R_{ceramica}$ = resistência térmica da cerâmica [$m^2 \text{ K/W}$] R_t = resistência térmica do componente [$m^2 \cdot \text{K/W}$] R_T = resistência térmica total [$m^2 \cdot \text{K/W}$] U = transmitância térmica [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$] R_{si} = resistência térmica superficial interna [$m^2 \cdot \text{K/W}$] R_{se} = resistência térmica superficial externa [$m^2 \cdot \text{K/W}$] $e_{emboço}$ = espessura do emboço [m] $e_{ceramica}$ = espessura da cerâmica [m] $e_{equivalente}$ = espessura equivalente [m] $c_{emboço}$ = calor específico do emboço [$\text{kJ}/(\text{kg K})$] $c_{ceramica}$ = calor específico da cerâmica [$\text{kJ}/(\text{kg K})$] $\rho_{emboço}$ = densidade de massa aparente do emboço [kg/m^3] $\rho_{ceramica}$ = densidade de massa aparente da cerâmica [kg/m^3] $\rho_{equivalente}$ = densidade de massa aparente equivalente [kg/m^3] $\lambda_{emboço}$ = condutividade térmica do emboço [W/m K] $\lambda_{ceramica}$ = condutividade térmica da cerâmica [W/m K] C_T = capacidade térmica do componente [$\text{kJ/m}^2 \text{ K}$] $C_{emboço}$ = capacidade térmica do emboço [$\text{kJ/m}^2 \text{ K}$] $C_{ceramica}$ = capacidade térmica da cerâmica [$\text{kJ/m}^2 \text{ K}$]**Determinar:**

$e_{ceramica} = e_{equivalente}$

$\rho_{ceramica} = \rho_{equivalente}$

Cálculo:

$U = 1/R_T \rightarrow R_T = 1/U \rightarrow R_T = 1/1,92 \rightarrow R_T = 0,521 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W]}$

$R_T = R_{si} + R_t + R_{se} \rightarrow 0,521 = 0,13 + R_t + 0,04 \rightarrow R_t = 0,351 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W]}$

$R_{emboço} = \frac{e_{emboço}}{\lambda_{emboço}} \rightarrow R_{emboço} = \frac{0,025}{1,15} \rightarrow R_{emboço} = 0,0217 \rightarrow R_{emboço} \sim 0,022 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W}]$

$C_{emboço} = e_{emboço} \cdot C_{emboço} \cdot \rho_{emboço} \rightarrow C_{emboço} = 0,025 \times 1 \times 2000 \rightarrow C_{emboço} = 50 \text{ [kJ/m}^2 \text{ K]}$

$R_t = 2 \cdot R_{emboço} + 2 \cdot R_{ceramica} + R_{ar} \rightarrow 0,351 = 2 \cdot 0,022 + 2 \cdot R_{ceramica} + 0,16 \rightarrow R_{ceramica} = 0,0735 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W}]$

$e_{ceramica} = e_{equivalente}$

$R_{ceramica} = \frac{e_{equivalente}}{\lambda_{ceramica}} \rightarrow 0,0735 = \frac{e_{equivalente}}{\lambda_{ceramica}} \rightarrow e_{equivalente} = 0,06615 \rightarrow$

$e_{equivalente} \sim 0,066 \text{ [m]}$

$\lambda_{ceramica}$

0,9

$$C_T = 2 \cdot C_{\text{emboço}} + 2 \cdot C_{\text{cerâmica}} \rightarrow 202 = 2 \cdot 50 + 2 \cdot C_{\text{cerâmica}} \rightarrow C_{\text{cerâmica}} = 51$$

$$\rho_{\text{cerâmica}} = \rho_{\text{equivalente}}$$

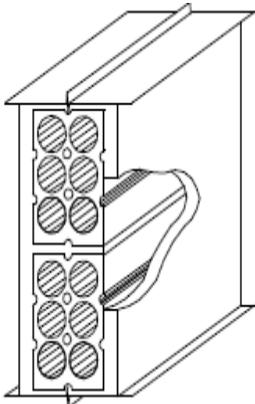
$$C_{\text{cerâmica}} = e_{\text{cerâmica}} \cdot C_{\text{cerâmica}} \cdot \rho_{\text{equivalente}} \rightarrow 51 = 0,066 \cdot 0,92 \cdot \rho_{\text{equivalente}} \rightarrow$$

$$\rho_{\text{equivalente}} = 839,9209 \rightarrow$$

$$\rho_{\text{equivalente}} \sim 840 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

2. Parede interna (espessura total de 15 cm)

Tabela A. 2 - Dados segundo a NBR 15220

Parede	Descrição	U [W/(m ² ·K)]	C _T [kJ/(m ² ·K)]
	Parede de tijolos de 6 furos circulares, assentados na menor dimensão Dimensões do tijolo: 10,0x15,0x20,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 15,0 cm	2,28	168

Dados (retirados da NBR 15220)

$$R_{\text{ar}} = 0,16$$

$$e_{\text{emboço}} = 0,025$$

$$c_{\text{emboço}} = 1$$

$$\rho_{\text{emboço}} = 2000$$

$$\lambda_{\text{emboço}} = 1,15$$

$$C_T = 168$$

$$U = 2,28$$

$$R_{\text{si}} = 0,13$$

$$R_{\text{se}} = 0,04$$

Determinar:

$$e_{\text{cerâmica}} = e_{\text{equivalente}}$$

$$\rho_{\text{cerâmica}} = \rho_{\text{equivalente}}$$

Cálculo:

$$U = 1/R_T \rightarrow R_T = 1/U \rightarrow R_T = 1/2,28 \rightarrow R_T = 0,438 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W]}$$

$$R_T = R_{si} + R_t + R_{se} \rightarrow 0,438 = 0,13 + R_t + 0,04 \rightarrow R_t = 0,268 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W]}$$

$$R_{\text{emboço}} = \frac{e_{\text{emboço}}}{\lambda_{\text{emboço}}} \rightarrow R_{\text{emboço}} = \frac{0,025}{1,15} \rightarrow R_{\text{emboço}} = 0,0217 \rightarrow R_{\text{emboço}} \sim 0,022 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W]}$$

$$C_{\text{emboço}} = e_{\text{emboço}} \cdot c_{\text{emboço}} \cdot \rho_{\text{emboço}} \rightarrow C_{\text{emboço}} = 0,025 \times 1 \times 2000 \rightarrow C_{\text{emboço}} = 50 \text{ [kJ/m}^2 \cdot \text{K]}$$

$$R_t = 2 \cdot R_{\text{emboço}} + 2 \cdot R_{\text{cerâmica}} + R_{\text{ar}} \rightarrow 0,268 = 2 \cdot 0,022 + 2 \cdot R_{\text{cerâmica}} + 0,16 \rightarrow R_{\text{cerâmica}} = 0,032 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W]}$$

$$e_{\text{cerâmica}} = e_{\text{equivalente}}$$

$$R_{\text{cerâmica}} = \frac{e_{\text{equivalente}}}{\Lambda_{\text{cerâmica}}} \rightarrow 0,032 = \frac{e_{\text{equivalente}}}{0,9} \rightarrow e_{\text{equivalente}} = 0,0288 \rightarrow e_{\text{equivalente}} \sim 0,029 \text{ [m]}$$

$$C_T = 2 \cdot C_{\text{emboço}} + 2 \cdot C_{\text{cerâmica}} \rightarrow 168 = 2 \cdot 50 + 2 \cdot C_{\text{cerâmica}} \rightarrow C_{\text{cerâmica}} = 34$$

$$\rho_{\text{cerâmica}} = \rho_{\text{equivalente}}$$

$$C_{\text{cerâmica}} = e_{\text{cerâmica}} \cdot c_{\text{cerâmica}} \cdot \rho_{\text{equivalente}} \rightarrow 34 = 0,029 \cdot 0,92 \cdot \rho_{\text{equivalente}} \rightarrow \rho_{\text{equivalente}} = 1274,3628 \rightarrow \rho_{\text{equivalente}} \sim 1274 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

APÊNDICE B: DETALHAMENTO DA PORCENTAGEM DA TEMPERATURA DO AR E OPERATIVA PARA O CASO HÍBRIDA 25

Tabela B. 1 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	0,1	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,0	0,0	0,1
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,1	0,1	0,2
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	0,3	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,2	0,2	0,4
TOTAL	0,5	0,2	0,2	0,2	0,4	0,7	0,3	0,3	0,7

Tabela B. 2 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C nos ambientes de escritório do andar intermediário

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	0,4	0,1	0,1	0,1	0,5	0,4	0,3	0,3	0,4
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	0,5	0,3	0,2	0,2	0,5	0,7	0,5	0,4	0,7
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	0,2	0,2	0,2	0,3	0,0	0,2	0,2	0,2	0,2
TOTAL	1,1	0,6	0,5	0,6	1,0	1,3	1,0	0,9	1,3

Tabela B. 3 Detalhamento da percentagem de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C nos ambientes de escritório do andar no andar superior

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	1,2	0,8	0,7	0,8	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	1,9	1,5	1,6	1,5	1,7	2,0	2,0	1,9	2,0
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	0,7	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,6	0,6	0,8
TOTAL	3,8	2,9	2,8	2,9	3,6	4,1	4,0	3,9	4,3

Tabela B. 4 Detalhamento da percentagem de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	0,2	0,1	0	0	0,2	0,2	0,1	0,1	0,3
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	0,5	0,2	0,2	0,2	0,4	0,7	0,3	0,3	0,7
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	1,5	0,5	0,6	0,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,6
TOTAL	2,2	0,8	0,8	0,8	2,0	2,2	1,6	1,5	2,6

Tabela B. 5 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C nos ambientes de escritório do andar intermediário

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	0,8	0,5	0,4	0,4	0,9	1,0	1,0	1,0	1,1
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	1,4	0,7	0,8	0,9	1,1	1,7	1,3	1,3	1,7
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	0,6	0,3	0,3	0,2	0,5	0,6	0,6	0,4	0,7
TOTAL	2,8	1,5	1,5	1,5	2,5	3,3	2,9	2,7	3,5

Tabela B. 6 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C nos ambientes de escritório do andar superior

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	3,3	2,5	2,5	2,5	3,4	3,1	3,2	3,2	3,1
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	3,5	3,1	3,2	3,2	3,2	3,4	3,6	3,5	3,9
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	1,0	1,2	1,0	1,2	1,0	1,2	1,2	1,1	1,2
TOTAL	7,8	6,8	6,7	6,9	7,6	7,7	8,0	7,8	8,2

Tabela B. 7 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
25,2°C < x < 25,4°C	4,3	6,3	6,3	6,2	3,5	4,2	6,7	6,7	4,8
25,4°C ≤ x ≤ 25,6°C	4,8	6,1	6,1	6,2	4,8	5,0	5,3	5,3	5
25,6°C < x < 26°C	6,4	3,5	3,4	3,5	8,0	7,0	2,6	2,6	5,5
26 °C ≤ x ≤ 27°C	0,5	0,6	0,6	0,6	1,4	1,4	0,8	0,7	0,5
27 °C < x ≤ 28°C	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
x > 28°C	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
TOTAL	16,2	16,7	16,6	16,7	17,9	17,8	15,6	15,5	16,0

Tabela B. 8 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar superior

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
25,2°C < x < 25,4°C	2,8	3,1	3,2	3,1	2,9	3,3	3,3	3,3	3,3
25,4°C ≤ x ≤ 25,6°C	2,9	3,2	3,3	3,2	3,0	2,6	2,9	3	2,6
25,6°C < x < 26°C	4,8	5,7	5,6	5,7	4,8	5,0	5,4	5,4	4,9
26 °C ≤ x ≤ 27°C	6,8	5,8	5,8	5,8	7,5	6,9	4,7	4,7	6,4
27 °C < x ≤ 28°C	0,7	0,5	0,5	0,5	1,0	1,2	0,8	0,7	0,7
x > 28°C	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1
TOTAL	18,1	18,4	18,5	18,4	19,4	19,2	17,2	17,2	18,0

Tabela B. 9 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$25,2^{\circ}\text{C} < x < 25,4^{\circ}\text{C}$	0,3	0,7	0,8	0,8	0,4	0,4	0,7	0,7	0,3
$25,4^{\circ}\text{C} \leq x \leq 25,6^{\circ}\text{C}$	0,1	0,3	0,3	0,3	0,2	0,5	0,9	0,9	0,2
$25,6^{\circ}\text{C} < x < 26^{\circ}\text{C}$	0,0	0,5	0,5	0,5	0,0	0,3	0,7	0,7	0,1
$26^{\circ}\text{C} \leq x \leq 27^{\circ}\text{C}$	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,5	0,5	0,0
$27^{\circ}\text{C} < x \leq 28^{\circ}\text{C}$	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$x > 28^{\circ}\text{C}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
TOTAL	0,6	1,7	1,8	1,8	0,8	1,4	3,0	3,0	0,8

Tabela B. 10 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar intermediário

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$25,2^{\circ}\text{C} < x < 25,4^{\circ}\text{C}$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,7	0,9	0,8	0,5
$25,4^{\circ}\text{C} \leq x \leq 25,6^{\circ}\text{C}$	0,1	0,4	0,4	0,4	0,2	0,4	0,7	0,7	0,2
$25,6^{\circ}\text{C} < x < 26^{\circ}\text{C}$	0,0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,5	0,5	0,5	0,3
$26^{\circ}\text{C} \leq x \leq 27^{\circ}\text{C}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,3	0,2
$27^{\circ}\text{C} < x \leq 28^{\circ}\text{C}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,1	0,1
$x > 28^{\circ}\text{C}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
TOTAL	0,8	1,2	1,2	1,2	1,2	1,9	2,6	2,4	1,3

Tabela B. 11 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar superior

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$25,2^{\circ}\text{C} < x < 25,4^{\circ}\text{C}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,5	0,5	0,4	0,4	0,5
$25,4^{\circ}\text{C} \leq x \leq 25,6^{\circ}\text{C}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,4	0,2
$25,6^{\circ}\text{C} < x < 26^{\circ}\text{C}$	0,0	0,1	0,1	0,1	0,2	0,7	0,5	0,5	0,1
$26^{\circ}\text{C} \leq x \leq 27^{\circ}\text{C}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,1	0,1	0,1
$27^{\circ}\text{C} < x \leq 28^{\circ}\text{C}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$x > 28^{\circ}\text{C}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
TOTAL	0,6	0,7	0,7	0,7	1,1	1,7	1,5	1,5	1,0

APÊNDICE C: RESULTADOS DO PERCENTUAL DE HORAS OCUPADAS COM A TEMPERATURA DO AR E OPERATIVA ACIMA DE 25°C E ABAIXO DE 20°C PARA O CASO REFERÊNCIA 25

Tabela C. 1 Percentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Percentagem de horas ocupadas acima de 25°C (%)	Caso referência 25- Zona (andar térreo)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	1,3	2,3	2,3	2,3	1,5	2,0	3,3	3,3	1,7
Temperatura operativa	16,3	15,3	15,3	15,2	18,1	18,5	14,2	14,0	15,9

Tabela C. 2 Percentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar intermediário

Percentagem de horas ocupadas acima de 25°C (%)	Caso referência 25- Zona (andar intermediário)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	0,8	1,3	1,3	1,3	0,9	1,3	2,2	2,2	1,2
Temperatura operativa	23,5	22,9	22,8	22,9	24,8	25,0	22,6	22,5	23,6

Tabela C. 3 Percentagem de horas ocupadas com as temperaturas do ar e operativa acima de 25°C nos ambientes de escritório do andar superior

Percentagem de horas ocupadas acima de 25°C (%)	Caso referência 25- Zona (andar superior)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	0,7	0,9	0,9	0,9	0,8	1,2	1,3	1,3	0,8
Temperatura operativa	19,8	18,7	18,6	18,7	21,0	20,8	18,0	17,8	19,3

Tabela C. 4 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura do ar de 25°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
25,2°C < x < 25,4°C	0,5	0,7	0,7	0,7	0,5	0,5	0,7	0,7	0,5
25,4°C ≤ x ≤ 25,6°C	0,3	0,5	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,4
25,6°C < x < 26°C	0,2	0,6	0,6	0,6	0,4	0,5	1,0	1,0	0,4
26°C ≤ x ≤ 27°C	0,1	0,4	0,4	0,4	0,0	0,3	0,8	0,8	0,2
27°C < x ≤ 28°C	0,2	0,1	0,1	0,1	0,2	0,0	0,1	0,1	0,2
x > 28°C	0,0	0,0	0,1	0,1	0,0	0,2	0,2	0,2	0,0
TOTAL	1,3	2,3	2,3	2,3	1,5	2,0	3,3	3,3	1,7

Tabela C. 5 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura do ar de 25°C nos ambientes de escritório para o Caso referência 25 no andar intermediário

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
25,2°C < x < 25,4°C	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6
25,4°C ≤ x ≤ 25,6°C	0,2	0,4	0,4	0,4	0,1	0,3	0,5	0,5	0,1
25,6°C < x < 26°C	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,7	0,7	0,2
26°C ≤ x ≤ 27°C	0,0	0,1	0,1	0,1	0,0	0,1	0,3	0,3	0,1
27°C < x ≤ 28°C	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,0	0,1	0,2
x > 28°C	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,2	0,1	0,0
TOTAL	0,8	1,3	1,3	1,3	0,9	1,3	2,2	2,2	1,2

Tabela C. 6 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura do ar de 25°C nos ambientes de escritório do andar superior

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$25,2^{\circ}\text{C} < x < 25,4^{\circ}\text{C}$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	0,4	0,5	0,2
$25,4^{\circ}\text{C} \leq x \leq 25,6^{\circ}\text{C}$	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2
$25,6^{\circ}\text{C} < x < 26^{\circ}\text{C}$	0,1	0,2	0,2	0,2	0,1	0,2	0,3	0,3	0,2
$26^{\circ}\text{C} \leq x \leq 27^{\circ}\text{C}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,0	0,0
$27^{\circ}\text{C} < x \leq 28^{\circ}\text{C}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$x > 28^{\circ}\text{C}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
TOTAL	0,7	0,9	0,9	0,9	0,8	1,2	1,3	1,3	0,8

Tabela C. 7 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$25,2^{\circ}\text{C} < x < 25,4^{\circ}\text{C}$	4,8	5,9	6,0	5,8	4,3	5,1	6,2	6,2	5,0
$25,4^{\circ}\text{C} \leq x \leq 25,6^{\circ}\text{C}$	5,1	5,5	5,5	5,5	5,0	5,2	4,6	4,4	5,2
$25,6^{\circ}\text{C} < x < 26^{\circ}\text{C}$	5,2	2,8	2,7	2,8	7,0	6,2	2,0	2,0	4,5
$26^{\circ}\text{C} \leq x \leq 27^{\circ}\text{C}$	1,0	0,9	0,9	0,9	1,6	1,8	1,2	1,2	1,0
$27^{\circ}\text{C} < x \leq 28^{\circ}\text{C}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$x > 28^{\circ}\text{C}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
TOTAL	16,3	15,3	15,3	15,2	18,1	18,5	14,2	14,0	15,9

Tabela C. 8 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C nos ambientes de escritório do andar intermediário

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
25,2°C < x < 25,4°C	4,7	5,1	4,8	5,1	4,3	4,5	5,3	5,4	5,0
25,4°C ≤ x ≤ 25,6°C	4,1	4,3	4,5	4,2	4,0	3,8	5,1	5,1	4,1
25,6°C < x < 26°C	8,4	9,6	9,7	9,7	8,6	9,5	8,8	8,6	8,9
26°C ≤ x ≤ 27°C	6,0	3,6	3,5	3,6	7,5	6,8	3,0	3,0	5,2
27°C < x ≤ 28°C	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3
x > 28°C	0,1	0,0	0,0	0,0	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1
TOTAL	23,5	22,9	22,8	22,9	24,8	25,0	22,6	22,5	23,6

Tabela C. 9 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas acima da temperatura operativa de 25°C nos ambientes de escritório do andar superior

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
25,2°C < x < 25,4°C	3,7	3,5	3,4	3,5	3,6	3,7	3,7	3,5	3,3
25,4°C ≤ x ≤ 25,6°C	3,5	3,9	4,0	4,0	3,7	3,3	3,6	3,6	3,6
25,6°C < x < 26°C	4,9	5,6	5,6	5,5	5,0	5,6	5,7	5,7	5,2
26°C ≤ x ≤ 27°C	6,8	5,1	5,0	5,1	7,5	7,0	4,3	4,3	6,3
27°C < x ≤ 28°C	0,7	0,4	0,4	0,4	1,0	1,0	0,5	0,5	0,7
x > 28°C	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
TOTAL	19,8	18,7	18,6	18,7	21,0	20,8	18,0	17,8	19,3

Tabela C. 10 Porcentagem de horas ocupadas com a temperatura do ar e operativa abaixo de 20°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Porcentagem de horas ocupadas abaixo de 20°C (%)	Caso referência 25- Zona (andar térreo)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	1,4	1,0	1,0	1,0	1,4	1,5	1,2	1,2	1,6
Temperatura operativa	4,2	2,9	2,8	2,8	3,9	4,5	3,8	3,8	4,7

Tabela C. 11 Porcentagem de horas ocupadas com a temperatura do ar e operativa abaixo de 20°C nos ambientes de escritório do andar intermediário

Porcentagem de horas ocupadas abaixo de 20°C (%)	Caso referência 25- Zona (andar intermediário)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	1,8	1,4	1,3	1,4	1,6	2,0	2,0	1,9	2,2
Temperatura operativa	4,9	3,3	3,2	3,4	4,6	5,1	4,8	4,7	5,3

Tabela C. 12 Porcentagem de horas ocupadas com a temperatura do ar e operativa abaixo de 20°C nos ambientes de escritório do andar superior

Porcentagem de horas ocupadas abaixo de 20°C (%)	Caso referência 25- Zona (andar superior)								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
Temperatura do ar	4,8	4,3	4,3	4,3	4,8	4,9	5,0	4,9	5,1
Temperatura operativa	8,3	8,3	8,2	8,4	8,3	8,3	9,1	9,2	8,6

Tabela C. 13 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas abaixo da temperatura do ar de 20°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	0,3	0,3	0,5
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	0,7	0,5	0,5	0,5	0,8	0,7	0,6	0,6	0,7
TOTAL	1,4	1,0	1,0	1,0	1,4	1,5	1,2	1,2	1,6

Tabela C. 14 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas abaixo da temperatura do ar de 20°C nos ambientes de escritório do andar intermediário

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	0,5	0,4	0,4	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	0,9	0,8	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	0,4	0,2	0,2	0,2	0,2	0,5	0,3	0,2	0,5
TOTAL	1,8	1,4	1,3	1,4	1,6	2,0	2,0	1,9	2,2

Tabela C. 15 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas abaixo da temperatura do ar de 20°C nos ambientes de escritório do andar superior

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura do ar (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	1,9	1,4	1,5	1,4	1,8	2,0	2,0	2,0	2,0
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	2,3	2,2	1,9	2,2	2,3	2,4	2,4	2,4	2,4
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	0,6	0,7	0,9	0,7	0,7	0,5	0,6	0,5	0,7
TOTAL	4,8	4,3	4,3	4,3	4,8	4,9	5,0	4,9	5,1

Tabela C. 16 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas abaixo da temperatura operativa de 20°C nos ambientes de escritório do andar térreo

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	0,5	0,3	0,2	0,3	0,5	0,8	0,5	0,5	0,8
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	1,2	0,7	0,8	0,7	1,1	1,1	1,1	1,1	1,2
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	2,5	1,9	1,8	1,8	2,3	2,6	2,2	2,2	2,7
TOTAL	4,2	2,9	2,8	2,8	3,9	4,5	3,8	3,8	4,7

Tabela C. 17 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas abaixo da temperatura operativa de 20°C nos ambientes de escritório do andar intermediário

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	1,3	0,9	1,0	1,0	1,1	1,5	1,4	1,4	1,7
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	2,6	1,8	1,7	1,8	2,6	2,8	2,6	2,6	2,8
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	1,0	0,6	0,5	0,6	0,9	0,8	0,8	0,7	0,8
TOTAL	4,9	3,3	3,2	3,4	4,6	5,1	4,8	4,7	5,3

Tabela C. 18 Detalhamento da porcentagem de horas ocupadas abaixo da temperatura operativa de 20°C nos ambientes de escritório do andar superior

Porcentagem (%) de horas ocupadas com a temperatura operativa (x)	Zona								
	Z1 (N-O)	Z2 (N)	Z3 (N)	Z4 (N)	Z5 (N-L)	Z6 (S-L)	Z7 (S)	Z8 (S)	Z9 (S-O)
$x < 18,0^{\circ}\text{C}$	3,5	3,3	3,4	3,4	3,2	3,3	3,5	3,5	3,3
$18,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,0^{\circ}\text{C}$	4,0	3,8	3,7	3,8	3,8	4,0	4,5	4,5	4,2
$19,0^{\circ}\text{C} \leq x < 19,8^{\circ}\text{C}$	0,8	1,2	1,1	1,2	1,3	1,0	1,1	1,2	1,1
TOTAL	8,3	8,3	8,2	8,4	8,3	8,3	9,1	9,2	8,6

APÊNDICE D: COMPARAÇÃO DO PERCENTUAL DE HORAS OCUPADAS COM A TEMPERATURA DO AR E OPERATIVA ACIMA DE 25°C E ABAIXO DE 20°C ENTRE OS CASOS REFERÊNCIA 25 E HÍBRIDA 25

Figura D. 1 Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C entre os Casos referência 25 e híbrida 25 nas zonas do andar térreo

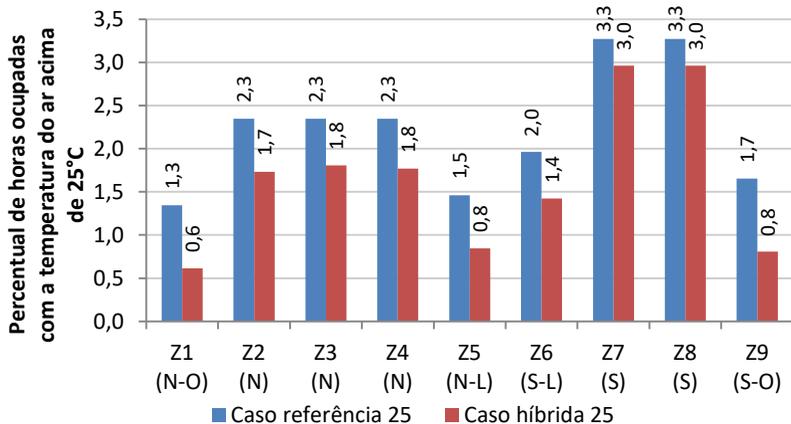


Figura D. 2 Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar acima de 25°C entre os Casos referência 25 e híbrida 25 nas zonas do andar superior

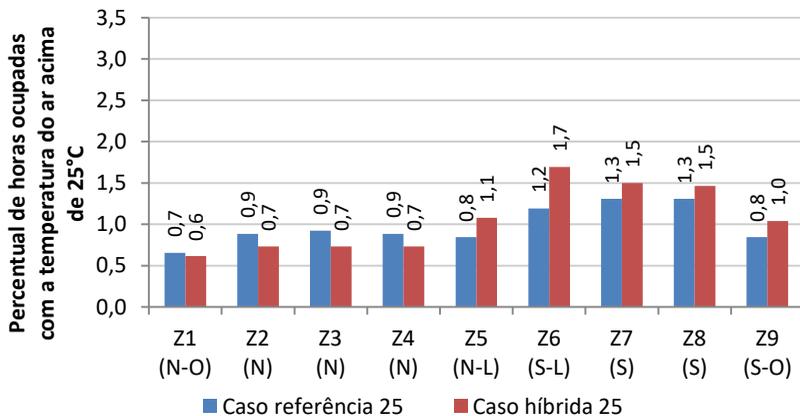


Figura D. 3 Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C entre os Casos referência 25 e híbrida 25 nas zonas do andar térreo

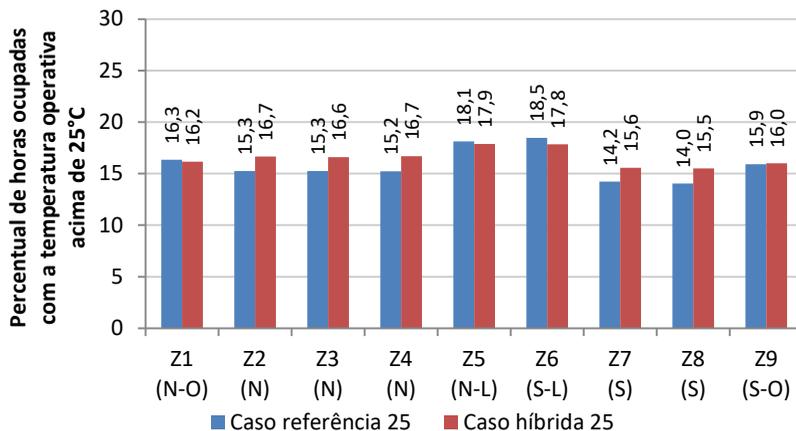


Figura D. 4 Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa acima de 25°C entre os Casos referência 25 e híbrida 25 nas zonas do andar superior

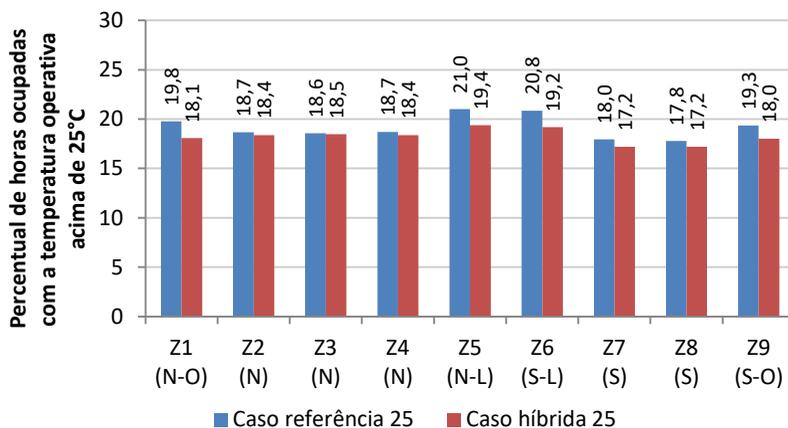


Figura D. 5 Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C entre os Casos referência 25 e híbrida 25 nas zonas do andar térreo

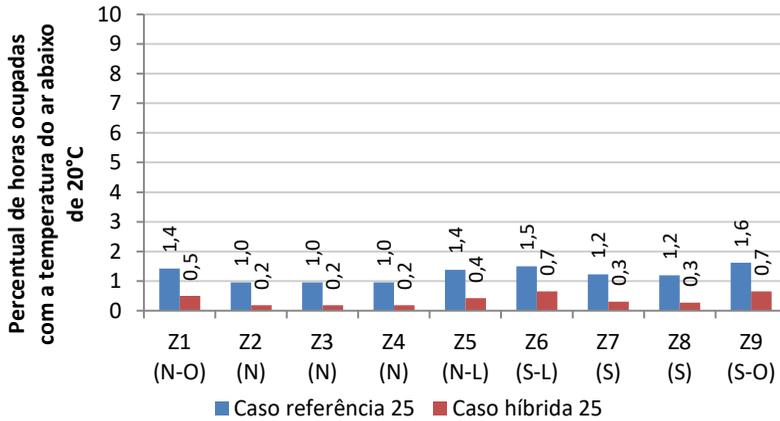


Figura D. 6 Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura do ar abaixo de 20°C entre os Casos referência 25 e híbrida 25 nas zonas do andar superior

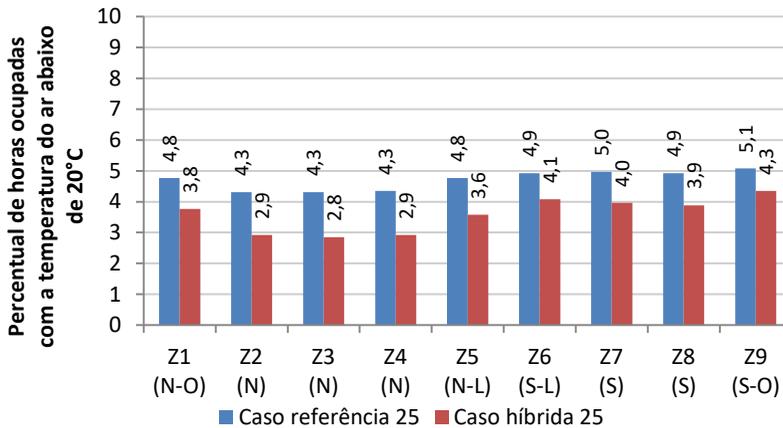


Figura D. 7 Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C entre os Casos referência 25 e híbrida 25 nas zonas do andar térreo

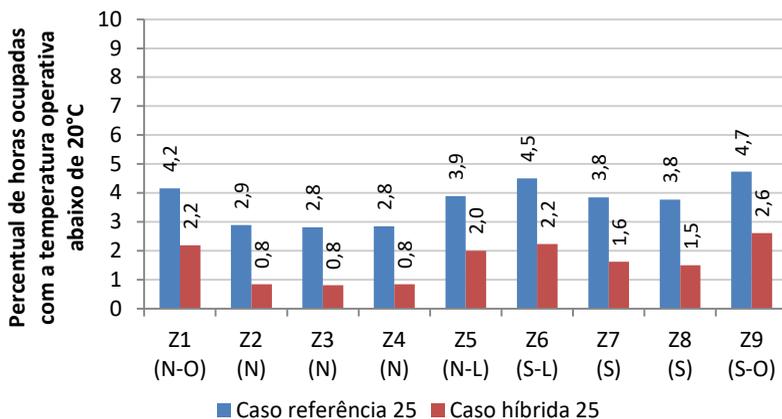
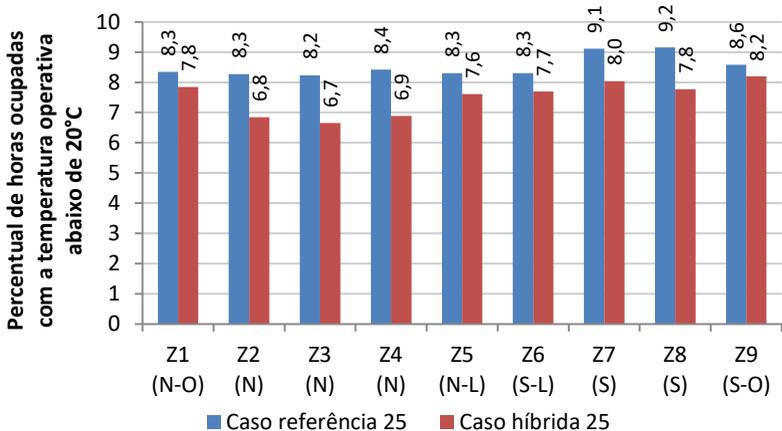


Figura D. 8 Comparação do percentual de horas ocupadas com a temperatura operativa abaixo de 20°C entre os Casos referência 25 e híbrida 25 nas zonas do andar superior



APÊNDICE E: ANÁLISE DO FUNCIONAMENTO DA ESTRATÉGIA DE VENTILAÇÃO HÍBRIDA ANUAL E MENSAL

Figura E. 1 Percentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) nas zonas do andar térreo

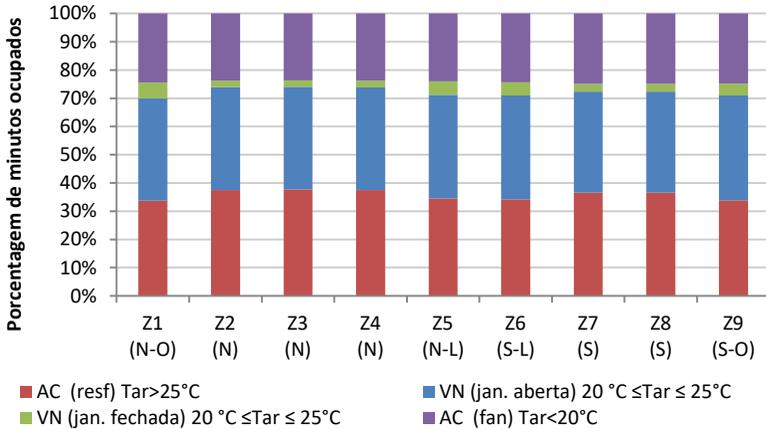


Figura E. 2 Percentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) nas zonas do andar superior

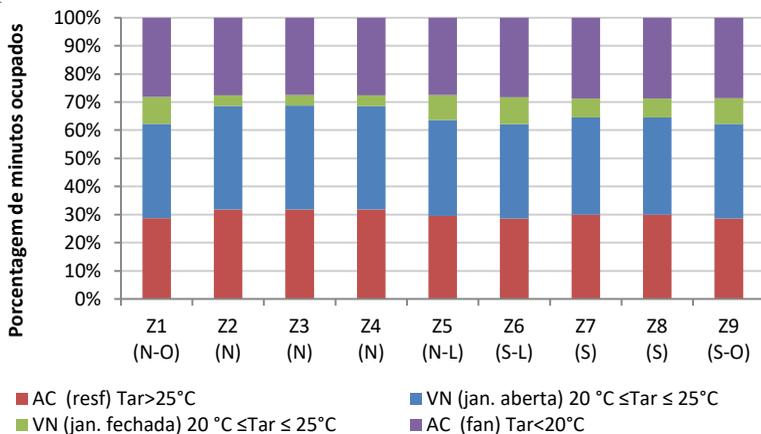


Figura E. 3 Percentagem de minutos ocupados mensal em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) na zona Z1 do andar térreo

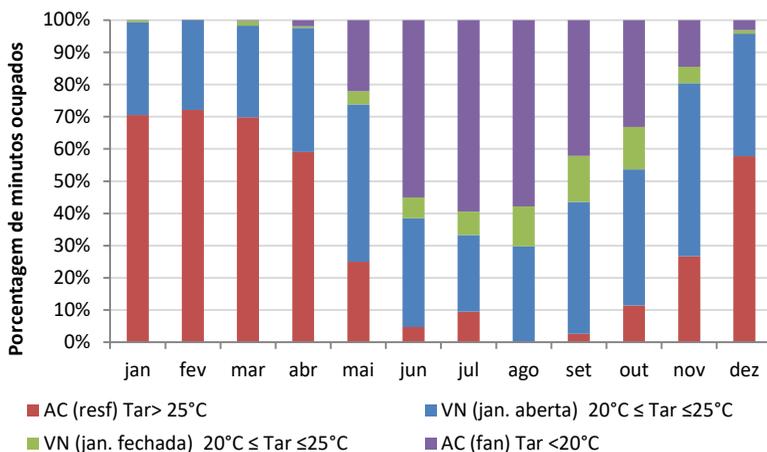
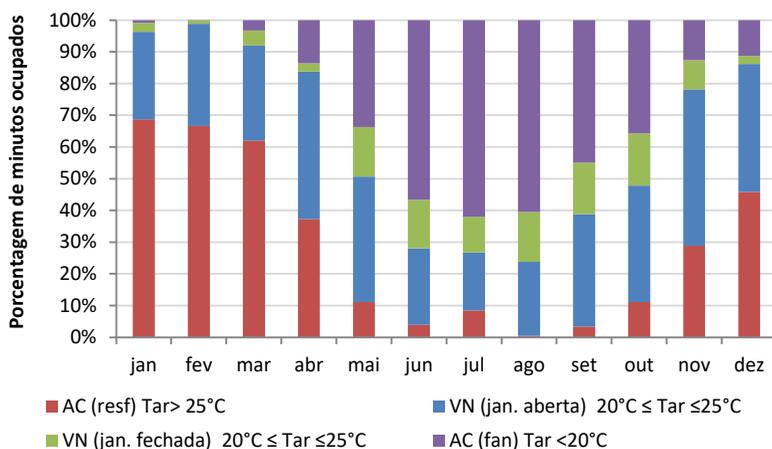


Figura E. 4 Percentagem de minutos ocupados mensal em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) na zona Z1 do andar superior



APÊNDICE F: ANÁLISE DO FUNCIONAMENTO DA ESTRATÉGIA DE VENTILAÇÃO HÍBRIDA NO MÊS DE NOVEMBRO

Figura F. 1 Temperatura externa de bulbo seco, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário no dia 13 a 17 de novembro. Os espaços em amarelo destacam os períodos em que o ambiente não é ocupado

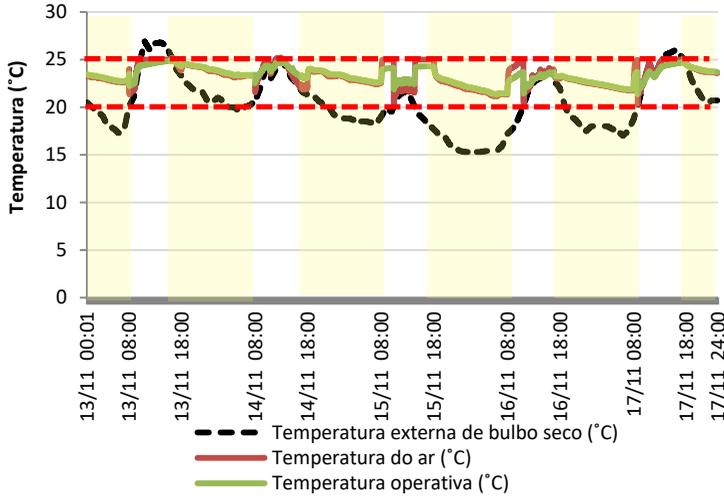


Figura F. 2 Fator de abertura e consumo com resfriamento e ventiladores na zona Z1 do andar intermediário no dia 13 a 17 de novembro

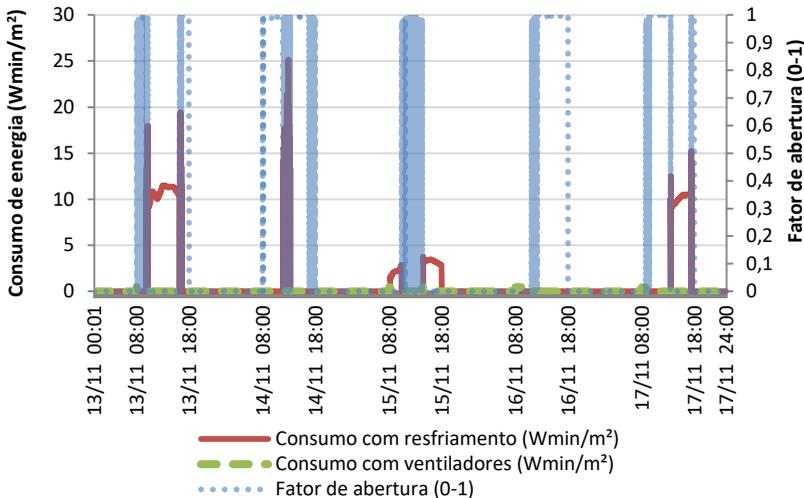


Figura F. 3 Temperatura externa de bulbo seco, temperaturas do ar e operativa na zona Z1 do andar intermediário no dia 13 de novembro

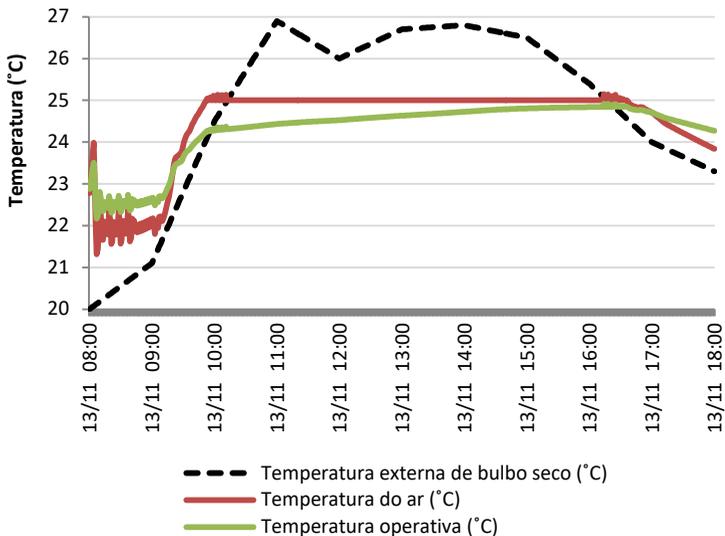


Figura F. 4 Fator de abertura e consumo com resfriamento e ventiladores na zona Z1 do andar intermediário no dia 13 de novembro

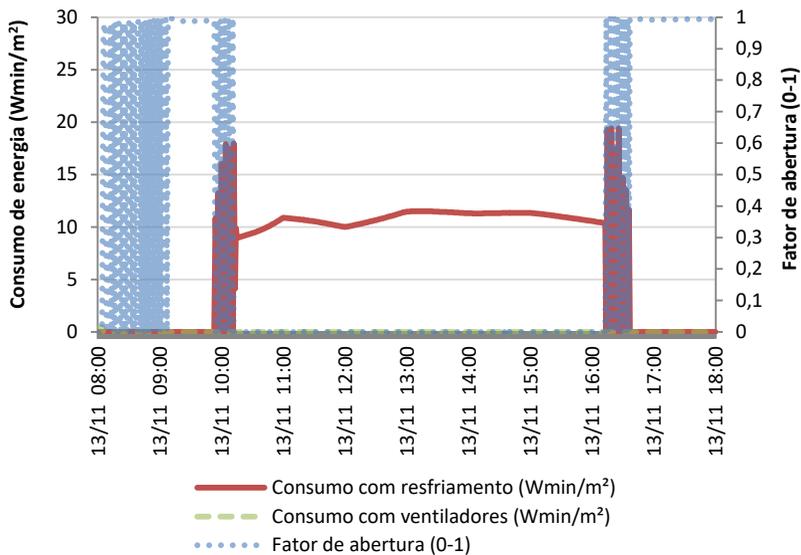


Figura F. 5 Percentagem de minutos ocupados em que é acionado o sistema de ar-condicionado (na função de resfriamento ou ventiladores) ou permitida a ventilação natural (com as janelas abertas ou fechadas) na zona Z1 do andar intermediário no dia 13 de novembro

