

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL MESTRADO

LETÍCIA DOTTA RECH

**ANÁLISE DO COP ANUAL DE CONDICIONADORES DE AR TIPO *SPLIT* FIXO E
INVERTER NAS DIFERENTES ZONAS BIOCLIMÁTICAS BRASILEIRAS**

São Leopoldo, abril de 2018

Letícia Dotta Rech

ANÁLISE DO COP ANUAL DE CONDICIONADORES DE AR TIPO SPLIT FIXO E
INVERTER NAS DIFERENTES ZONAS BIOCLIMÁTICAS BRASILEIRAS

Dissertação apresentada como requisito parcial
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade do Vale do Rio dos Sinos -
UNISINOS

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

São Leopoldo, abril de 2018

R296a Rech, Letícia Dotta.
Análise do COP anual de condicionadores de ar tipo Split
fixo e *inverter* nas diferentes zonas bioclimáticas brasileiras
/ Letícia Dotta Rech. – 2018.
88 f. : il. color. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio
dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica, São Leopoldo, 2018.

“Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.”

1. Ar condicionado. 2. Edifícios comerciais. 3. Energia
elétrica - consumo. I. Título.

CDU 621.56

Aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Agradeço.

Aos meus pais, Jurema Dotta e Marcio Rech, pela dedicação, por me garantirem uma educação de qualidade, pelo amor e pelo exemplo de humanidade que são e que me formaram como filha, mulher, engenheira e agora, mestra.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Roberto Wander, por compartilhar comigo seu conhecimento, pela confiança e dedicação e por possibilitar que eu chegasse até aqui. Meu agradecimento e admiração serão para sempre.

Ao meu namorado, aos amigos, família e demais colegas que de alguma forma contribuíram para a conclusão deste trabalho, em especial ao meu amigo engenheiro e futuro mestre Henrique de Araujo Lauffer, pela parceria, pela paciência em ouvir sobre este trabalho e pela revisão do mesmo.

Obrigada a todos, sobretudo, a Deus.

*“Os problemas significativos que enfrentamos
Não podem ser resolvidos no mesmo nível de pensamento
Em que estávamos quando os criámos.”*
(Albert Einstein)

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise da relação entre o desempenho de equipamentos de condicionamento de ar tipo *Split*, fixo e *inverter*, para a climatização de uma edificação comercial nas diferentes zonas bioclimáticas brasileiras. As análises foram realizadas por simulação computacional, através do programa *EnergyPlus*. Foram simulados oito casos seguidos pelo modelo de referência. O modelo de referência adotado foi criado a partir de um levantamento fotográfico de edificações comerciais padrões com mais de quatro pavimentos. A partir deste levantamento, a tipologia que foi adotada representa um edifício de dez pavimentos com perímetro de dimensões de 27 por 7,50 metros e, pé-direito de 2,60 metros. Para analisar o comportamento energético do modelo de referência foram inseridos dados dos componentes construtivos, do padrão de ocupação, das cargas energéticas do sistema de iluminação e dos equipamentos, do condicionamento de ar, com as suas respectivas curvas de desempenho, conforme fornecedor, e de infiltração, conforme norma. Com esses dados inseridos no *EnergyPlus*, foi possível dimensionar a carga térmica dos equipamentos de ar condicionado e seu desempenho energético, analisados através do COP anual simulado desses equipamentos. Com a simulação foi possível destacar os fatores que influenciam no consumo de energia de um sistema de ar condicionado no que diz respeito às condições climáticas, principalmente o impacto da temperatura externo no desempenho do equipamento. Nos resultados encontrados foi possível identificar que existe uma influência bastante significativa, principalmente quando se comparam regiões de alta temperatura externa e com de baixa temperatura externa e, em um segundo momento, valores altos e baixos de umidade relativa interna do ar ambiente, sendo que, altas umidades favorecem o desempenho do equipamento avaliado. Resultados bastante significativos foram encontrados na substituição de aparelhos *Split* fixo por aparelhos *Split inverter*, nos quais se alcançou uma redução de até 44% de economia em regiões específicas do país, seu COP anual simulado apresentou um indicador mais eficiente em todas as horas simuladas.

Palavras-chave: Condicionamento de ar. Coeficiente de performance. Simulação energética. Zonas bioclimáticas.

ABSTRACT

This work presents an analysis of the relationship between the performance of *split*, fixed and *inverter* air conditioning equipment for the air conditioning of a commercial building in the different Brazilian bioclimatic zones. Analyzes were performed by computer simulation using the EnergyPlus program. Eight cases followed by the reference model were simulated. The reference model adopted was created from a photographic survey of standard commercial buildings with more than four floors. From this survey, the typology that was adopted represents a ten-storey building with a perimeter of dimensions of 27 by 7.50 meters and, at the foot of 2.60 meters. In order to analyze the energy performance of the reference model, data were included on the building components, occupancy pattern, energy loads of the lighting system and equipment, air conditioning, with their respective performance curves, as supplier, and infiltration, according to norm. With these data inserted in the *EnergyPlus*, it was possible to measure the thermal load of the air conditioning equipment and their energy performance, analyzed through the simulated annual COP of this equipment. With the simulation, it was possible to highlight the factors that influence the energy consumption of an air conditioning system with regard to climatic conditions, mainly the impact of external temperature on the performance of the equipment. In the results, it was possible to identify that there is a significant influence, especially when comparing high temperature and external low temperature regions, and in a second moment, high and low values of internal relative humidity of the ambient air, high performance favors the performance of the equipment evaluated. Significant results were found in the replacement of fixed *split* devices with *split inverter* devices, in which a reduction of up to 44% of savings was achieved in specific regions of the country, its annual simulated COP showed a more efficient indicator at all simulated hours.

Key words: Air conditioning. Coefficient of performance. Energy simulation. Bioclimatic zones.

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Consumo médio de edifícios comerciais e públicos em Salvador.	20
Tabela 3.1 - Relação dos arquivos climáticos disponíveis por capitais do território nacional.	37
Tabela 3.2 - Divisão de cidades por Zona Bioclimática.....	38
Tabela 3.3 - Valores de CDD para cada localidade.....	39
Tabela 3.4 - Localidades selecionadas para simulação por ZB.....	39
Tabela 3.5 - Características dos materiais utilizados na simulação do modelo de referência..	41
Tabela 4.1 - Temperaturas máximas e mínimas de cada localidade.	52
Tabela 4.2 - Valores de COP anual para cada zona bioclimática.....	53
Tabela 4.3 - COP médio mensal aparelho fixo para Brasília	53
Tabela 4.4 - Valores de COP anual para cada zona bioclimática.....	54
Tabela 4.5 - COP médio mensal aparelho fixo para Brasília	55
Tabela 4.6 - Comparação COP fixo e <i>inverter</i>	62
Tabela 4.7 - Economia de energia pelo substituição de equipamentos fixos por variáveis	63
Tabela 4.8 - Redução de consumo em relação ao projeto	64

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Consumo de energia elétrica.....	23
Figura 2.2 - Comparação entre <i>Split</i> fixo e <i>inverter</i>	24
Figura 2.3 - Redução de consumo tecnologia <i>inverter</i>	24
Figura 2.4 - Controle da temperatura para os modelos fixo e <i>inverter</i>	25
Figura 2.5 - Variação da capacidade de resfriamento, potência de resfriamento e COP no verão.	26
Figura 2.6 - Variação da capacidade de resfriamento, potência de resfriamento e COP no inverno.....	27
Figura 3.1 - Localização do levantamento fotográfico.....	32
Figura 3.2 - Layout do edifício base simulado.....	35
Figura 3.3 - Zoneamento Bioclimático brasileiro.....	36
Figura 3.4 - Agrupamento das Zonas Bioclimáticas Brasileiras	38
Figura 3.5 - Padrão de ocupação da edificação	42
Figura 3.6 - Limites de eficiência, definidos pelo INMETRO, de condicionadores de ar do tipo <i>Split</i> , para cada classe de eficiência.....	44
Figura 4.1 - Temperatura horário de Brasília	51
Figura 4.2 - Temperatura horária de Curitiba.....	51
Figura 4.3 - Temperatura horário de Florianópolis	51
Figura 4.4 - Temperatura horária de São Luis.....	51
Figura 4.5 - Comparação COP fixo anual e COP de placa.....	54
Figura 4.6 - Comparação COP <i>inverter</i> anual e COP de placa	55
Figura 4.7 - Variação do COP em função da variação de umidade relativa do sistema.....	57
Figura 4.8 - Comparação da umidade relativa do ar entre os meses de janeiro e maio de Brasília	57
Figura 4.9 - Comparação da umidade relativa do ar entre os meses de janeiro e setembro de Brasília.....	58
Figura 4.10 - Comparação da temperatura entre os meses de janeiro e setembro de Brasília .	59
Figura 4.11 - Variação de temperatura em Curitiba e Florianópolis no mês de abril	60
Figura 4.12 – Histograma <i>RTF</i> – São Luis	61
Figura 4.13 – Histograma <i>RTF</i> - Brasília	61
Figura 4.14 – Histograma <i>RTF</i> – Curitiba.....	61

Figura 4.15 – Histograma <i>RTF</i> - Florianópolis	61
Figura 4.16 - Consumo de energia elétrica (kWh/mês).....	63

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CDD	<i>Cooling Degree-Days</i>
COP	Coefficiente de Performance
CSV	<i>Comma Separated Values</i>
DPI	Densidade de Potência de Iluminação
ECP	<i>Energy Conservation Promotion</i>
EIR	<i>Energy Input Ratio</i>
ENCE	Etiqueta Nacional de Conservação
EPW	<i>EnergyPlus Weather</i>
FCU	<i>Fan Coil Units</i>
HVAC	<i>Heating, Ventilation and Air Conditioning</i>
IDEC	Instituto Brasileiro de Defesa ao Consumidor
IEE	Indicadores de Eficiência Energética
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
LabEEE	Laboratório de Eficiência Energética em Edificações
MMA	Ministério do Meio Ambiente
PLF	<i>Part Load Fraction</i>
PLR	<i>Part Load Ratio</i>
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PROCEL Edifica	Plano de ação para Eficiência em Edificações
PSP	Programa Selo Procel
PTAC	<i>Packaged Terminal Air Conditioner</i>
RTQ-C	Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edificações Comerciais, de Serviços e Públicas
SWERA	<i>Solar and Wind Energy Resource Assessment</i>
TMY	<i>Typical Meteorological Year</i>
TRY	<i>Test Reference Year</i>
VRF	Vazão de Refrigerante Variável
ZB	Zonas Bioclimáticas

LISTA DE SÍMBOLOS

<i>CAPFT</i>	Fator de correção da capacidade em função da temperatura
<i>EIR</i>	<i>Energy Input Ratio</i>
<i>EIRFPLR</i>	<i>Energy Input Ratio</i> em função da carga parcial
<i>EIRFT</i>	<i>Energy Input Ratio</i> em função da temperatura
<i>K</i>	Condutividade térmica [W/(m K)]
<i>PJF</i>	Percentual de área de janela na fachada (%)
<i>PJF_T</i>	Percentual total de área de janela na fachada (%)
<i>PLR</i>	<i>Part Load Ratio</i>
<i>POT</i>	Potência elétrica consumida [W]
<i>RTF</i>	<i>Run Time Fraction</i>
<i>TBS</i>	Temperatura de bulbo seco do ar [°C]
<i>TBS_e</i>	Temperatura de bulbo seco do ambiente externo [°C]
<i>TBS_i</i>	Temperatura de bulbo seco do ambiente interno [°C]
<i>TBU</i>	Temperatura de bulbo úmido do ar [°C]
<i>TBU_e</i>	Temperatura de bulbo úmido do ambiente externo [°C]
<i>TBU_i</i>	Temperatura de bulbo úmido do ambiente interno [°C]
ρ	Massa específica [kg/m ³]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1 TEMA.....	15
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA	15
1.3 PROBLEMA	15
1.4 OBJETIVO	15
1.4.1 Objetivo Geral	15
1.4.2 Objetivos Específicos.....	16
1.5 JUSTIFICATIVA	16
1.6 ESTRUTURA DA PESQUISA.....	17
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÃO.....	18
2.1.1 Avaliação de Eficiência Energética em Edificações	18
2.1.2 Avaliação de eficiência em condicionamento de ar	20
2.1.3 Comparação entre tipologia de condicionamento	21
2.1.3.1 SPLIT FIXO E SPLIT <i>INVERTER</i>	23
2.1.3.2 Vazão de Refrigerante Variável.....	25
2.2 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	27
3 METODOLOGIA.....	32
3.1 CARACTERIZAÇÃO DA EDIFICAÇÃO.....	32
3.1.1 Levantamento fotográfico.....	32
3.1.2 Detalhamento estrutural.....	33
3.2 DEFINIÇÃO DAS LOCALIDADES.....	35
3.2.1 Arquivo Climático	36
3.2.2 Agrupamento Bioclimático Brasileiro	37
3.3 PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	39
3.3.1 Simulações termo energéticas	40
3.3.2 Equipamentos simulados	40
3.3.2.1 Materiais Construtivos.....	40
3.3.3 Padrões de Uso e Ocupação.....	41
3.3.4 Ar externo	42
3.3.5 Sistema de condicionamento de ar do modelo de referência.....	43
3.3.5.1 Curvas de Desempenho	44

	12
3.3.5.2 Geração das Curvas de <i>Performance</i>	45
3.3.5.3 Simulação em velocidade fixa.....	47
3.3.5.4 Simulação em Velocidade Variável.....	47
4 RESULTADOS	50
4.1 ANÁLISE DA INFLUÊNCIA CLIMÁTICA NO COP DOS EQUIPAMENTOS	50
4.1.1 Equipamento do tipo <i>Split</i> fixo.....	52
4.1.2 Equipamento do tipo <i>Split inverter</i>	54
4.1.3 Variação de desempenho	56
4.1.4 Potencial de escolha entre equipamentos	60
4.1.5 Consumo dos equipamentos	62
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	65
5.1 SUGESTÕES PARA O DESENVOLVIMENTO DE NOVOS TRABALHOS	67
REFERÊNCIAS	68
ANEXO I	72
ANEXO II.....	75
ANEXO III	76
APÊNDICE - A	80
APÊNDICE - B	84

1 INTRODUÇÃO

A crise do petróleo ocorrida na década de 70 serviu como alerta para que muitos países pesquisassem novas alternativas para produção energética e repensassem também a forma de utilização das atuais fontes de energia. Dessa forma o uso racional e eficiente tornou-se uma opção mais vantajosa, na medida em que a redução do consumo evitaria a instalação de novas fontes de produção de energia (ALMEIDA e TEIXEIRA, 2014). Entende-se por uso eficiente de energia, não somente a redução dos custos financeiros, mas também a redução dos impactos ambientais que o uso desmedido da energia pode proporcionar. A busca pela sustentabilidade é um desafio de grandes proporções, que se aplica no mundo todo, mas principalmente em países como o Brasil, onde se vive um processo de urbanização e se enfrenta, ao mesmo tempo, o enorme déficit habitacional e um histórico de desigualdade social no país.

Neste contexto, a construção sustentável aparece como uma maneira de assegurar o equilíbrio entre proteger o meio ambiente, viabilizar o crescimento econômico e promover a justiça ambiental. O consumo energético de edificações no Brasil apresenta uma tendência de rápido crescimento, devido principalmente aos aumentos no padrão de conforto e serviços exigidos por seus usuários. Os recentes picos de demanda e altas taxas de construção priorizam a necessidade de aumentar a eficiência energética, uma vez que os sistemas instalados agora consumirão energia também nos anos seguintes. A utilização de forma racional de energia é considerada como o “Primeiro Combustível”, isto porque reduz os custos e impactos de geração de energia e ainda reduz a necessidade de novas instalações de transmissão (ALMEIDA e TEIXEIRA, 2014).

No Brasil, o papel de políticas públicas em superar barreiras e implementar programas que fomentem o uso racional de energia é essencial. Existe, dessa forma, uma necessidade de visão estratégica quanto ao desempenho do setor energético. Essa situação foi criada juntamente com os alertas sobre a degradação ambiental e obrigou os governos de forma geral a repensar o tema energético, tendo que ser levado em consideração a origem das fontes de energia, assim como seus usos e rendimentos, fomentando dessa forma a abordagem de assuntos como eficiência energética e sustentabilidade. Exemplo deste se tem o programa PBE Edifica, o qual é utilizado como ferramenta para redução do consumo e avaliação do desempenho energético operacional de edifícios na fase de uso (PROCEL, 2017). As pautas básicas de um modelo de desenvolvimento sustentável são a exploração dos recursos naturais em um ritmo que permita sua renovação, o uso majoritário de recursos renováveis, a educação ambiental para que os

cidadãos se envolvam na conservação do meio e a análise prévia dos efeitos ambientais das ações humanas (LABEEE, 2017).

O Brasil apresentou, nos últimos 10 anos, um aumento de 35% no consumo de eletricidade. Em 2013, isso representou o lançamento na atmosfera de cerca de 460 milhões de toneladas de CO₂, mais que o dobro que havia sido lançado em 1990. Neste mesmo contexto, o Brasil apresenta o oitavo maior crescimento entre os vinte países que mais emitem gases do efeito estufa, justifica-se o fato pelo aumento da urbanização e consequente aumento do consumo de energia. A urbanização tem imposto desafios que devem ser enfrentados. O mundo consome hoje, 50% mais recursos naturais renováveis do que a Terra é capaz de repor e, além disso, devolve à natureza cerca de 50% dos resíduos sólidos, para os quais a destinação é cada vez mais difícil. Em 2015, o país enfrentou reajustes nas contas de energia, que ocorreu por conta do aumento do custo da produção de energia. Embora a matriz energética brasileira seja baseada em hidroeletricidade, a escassez de chuvas reduziu o nível dos reservatórios e acarretou o acionamento de fontes energéticas mais caras e poluidoras (MMA, 2015).

Para lidar com a insegurança energética e minimizar os impactos da crescente demanda, é importante que se dispendam esforços em prol da eficiência energética, principalmente nos equipamentos. O Brasil é o nono maior consumidor de energia elétrica do mundo e o estudo da projeção mostra que o cenário permanece crescente (PEREIRA, LAMBERTS E GHISI, 2013). Grande parte dessa energia é destinada ao condicionamento artificial do ar. O Brasil é o quinto maior comprador mundial de condicionadores de ar, considerando os aparelhos de janela e *Split*. A elevação do desempenho dos equipamentos é uma necessidade evidente, tendo em vista o cenário atual do país.

O nível mínimo de desempenho dos equipamentos exigidos na regulamentação brasileira é inferior quando comparado a outros países. Os desempenhos estabelecidos atualmente são similares aos níveis da Índia e da China em 2004 (PEREIRA, LAMBERTS E GHISI, 2013). O que não necessariamente garante que os equipamentos em países com maiores níveis de desempenho sejam melhores que nos demais, uma vez que as variáveis aos quais os testes de performance foram submetidos também variam entre esses países. O equipamento mais eficiente no Brasil apresenta coeficiente de performance de 4,79 W/W. Na China há equipamentos com valores superiores a 6,0 W/W, e no Japão tal coeficiente ultrapassa 6,5 W/W.

1.1 TEMA

Conforme ponderado anteriormente, este trabalho discute a respeito de eficiência energética, identificado principalmente em edificações.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Especificamente, se trata de como se percebe a influência do uso de equipamentos de condicionamento de ar em uma edificação e como o meio interfere no desempenho energético desses equipamentos. Apesar do trabalho discorrer sobre o tema de eficiência energética aplicado à edificação, este não aborda os assuntos sobre influência de envoltória na economia de energia e também não avalia o impacto financeiro que a eficiência energética pode acarretar.

1.3 PROBLEMA

Será o COP nominal de condicionadores de ar representativo da real eficiência dos equipamentos e imune às especificidades climáticas de cada região do Brasil?

1.4 OBJETIVO

1.4.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo principal analisar ao longo de um ano, o desempenho de equipamentos condicionadores de ar do tipo *Split*, de dois modelos distintos, fixo e *inverter*, em uma edificação comercial nas diferentes zonas bioclimáticas do Brasil. Dessa forma, analisar os resultados obtidos nas simulações, comparando a eficiência energética apresentada nas diferentes situações propostas e destacando, de forma quantitativa, as condições favoráveis de cada sistema estudado.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Simular o COP anual dos equipamentos do tipo *Split*, fixo e *inverter*, em cada zona climática brasileira, a partir dos dados e características inseridas no programa;
- Comparar a performance dos equipamentos tipo fixo e *inverter*, aplicados a tipologia de edificação comercial definida e, indicar qual o equipamento mais vantajoso;
- Analisar a influência de cada zona bioclimática e das suas especificidades no desempenho dos equipamentos de condicionamento de ar em ambos os tipos, fixo e *inverter*.
- Comparar o COP de referência (de placa) dos equipamentos e o COP anual simulado afim de justificar o aumento da eficiência.

1.5 JUSTIFICATIVA

Em um sistema de condicionamento de ar os equipamentos são selecionados para atender os requisitos de climatização e conforto através do desempenho nominal destes equipamentos, normalmente testados em condições extremas e especificados pelos fabricantes. Apesar do coeficiente de performance de condicionadores de ar ser importante nas políticas para melhoria do desempenho dos equipamentos, da maneira como vem sendo usado não é a melhor ferramenta de avaliação para todos os tipos de aparelhos.

O mais interessante seria um coeficiente de performance que fornecesse uma medida mais representativa do desempenho do equipamento submetido à demanda do clima local. Alguns países já utilizam o coeficiente de performance sazonal na definição de níveis mínimos de eficiência em normas e regulamentos. Nas condições de uso dos condicionadores de ar, com temperaturas menos extremas que as de teste, alguns equipamentos apresentam desempenho melhor que o apontado pelo coeficiente de performance.

Em suma, a justificativa se dá pelo fato de que a adoção deste coeficiente de performance sazonal e anual como parâmetro na regulamentação brasileira pode favorecer certos equipamentos, principalmente os que atuam em carga parcial. Durante a sua operação normal, a carga térmica de refrigeração é normalmente inferior à carga de projeto (carga parcial), por isso, controlar a capacidade do compressor significa adequar a carga efetiva de calor removido.

1.6 ESTRUTURA DA PESQUISA

O primeiro capítulo já apresentado, mostrou uma descrição sucinta acerca do contexto nacional e mundial sobre o tema de eficiência energética, além do problema, dos objetivos e da justificativa do estudo, fazendo-se entender quais são as reais motivações para o desenvolvimento do trabalho.

O segundo capítulo apresenta a revisão da literatura, destacando as pesquisas que abordam o assunto de eficiência energética e estas aplicadas a sistemas de condicionamento de ar, programas de simulação computacional e comparação entre as tipologias de equipamentos utilizados na pesquisa.

O terceiro capítulo expõe a metodologia utilizada para realização deste trabalho, a definição da estrutura da edificação, escolha das localidades e dados de entrada do programa de simulação. O quarto capítulo discorre sobre os resultados obtidos decorrentes das simulações computacionais que realizadas. E, após isso, destaca-se no último capítulo as considerações finais e conclusões decorrentes do trabalho.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÃO

O cenário de crise energética conduz ao racionamento de energia. Consumir energia de maneira racional, com eficiência, significa buscar o máximo desempenho de uma instalação, com o mínimo consumo de energia. Sabe-se que a iluminação e o condicionador de ar são os maiores responsáveis pelo aumento do gasto energético em edifícios comerciais e públicos. Em sua análise sobre edifícios comerciais em São Paulo, Geller (2006) observou que em média o consumo com iluminação é de 44%, com ar condicionado 20% e com outros equipamentos 36%. Procel (2017) avaliou que o impacto do uso de ar condicionado em um edifício comercial é 47% e, em residências, 20% do consumo total.

2.1.1 Avaliação de Eficiência Energética em Edificações

De acordo com BEIZAE (2015), os estudos de eficiência energética de edificações podem ser separados entre envoltória e equipamentos. A partir destes, consideram-se a densidade de carga interna, o tipo de iluminação artificial e o padrão de uso dos equipamentos por seus usuários, já que esses influenciam diretamente o desempenho energético de um edifício. A pesquisa mostrou que 6,2% do total da energia utilizada nos Estados Unidos é desperdiçada no aquecimento ou na refrigeração de ambientes desocupados durante a noite.

Neste mesmo contexto, Xiaotong (2009) afirma em sua pesquisa que, no caso dos condicionadores de ar central, o consumo da energia pode representar mais da metade do consumo energético total de um edifício, chegando a 60%. Afirma-se então que um ganho significativo de eficiência energética se encontra na redução do consumo de sistema de condicionadores de ar. O mesmo é defendido por SOUZA (2010), o qual afirma que a economia possibilitada pela aquisição de aparelhos de condicionamento de ar de potências e capacidades adequadas, juntamente com a escolha de aparelhos mais eficientes, pode proporcionar impactos consideráveis na economia de energia. A opção mais vantajosa é um gerenciamento energético onde se priorize a preferência por equipamentos que visam promover um melhor uso da eletricidade, através de medidas que minimizem e otimizem o seu uso.

Menezes *et al* (2014), consideram em sua pesquisa que o detalhamento do perfil de uso de uma edificação é de grande importância para garantir que os sistemas de condicionamento

sejam projetados e operados o mais eficientemente possível. O uso dos valores de placa dos equipamentos, conforme as classificações de potência, superestimam significativamente os ganhos internos de calor, o que resulta na especificação de equipamentos com maior capacidade do que o necessário. Isso pode resultar em aumento do custo de capital, bem como em custos operacionais mais elevados por períodos mais longos de ineficiência. Ineficiência essa que se dá devido a operação abaixo de sua capacidade nominal quando, no entanto, se deveria levar em consideração a operação em carga parcial.

No entanto, estimativas detalhadas de pequeno consumo de energia raramente são realizadas e muitas vezes depende-se de *benchmarks* publicados para estimar a demanda de energia em prédios comerciais. Uma revisão das publicações de *benchmarks* para a pequena demanda de energia realizada pelos autores, revelou que estes são escassos, muitas vezes fora de data e amplamente não representativos. Em geral, a abordagem usando *benchmarks* falha ao explicar a variabilidade de pequenas cargas de energia em diferentes edifícios, dessa forma, é importante também conhecer os ganhos internos para se ter um dimensionamento mais apropriado do condicionamento. Menezes *et al* (2014), também avaliaram a demanda de energia esperada para os próximos anos e os resultados sugerem que, levando em consideração um cenário de explosão tecnológica, se teriam demandas de arrefecimento com valores de quase o dobro do cenário atual, destacando o impacto potencial que o pequeno equipamento, neste caso, computadores, pode ter no desempenho energético do prédio e sugerindo assim, a necessidade de maior compreensão das tendências e fatores prováveis que influenciam o consumo de energia.

Lamberts (1996), em seu estudo sobre o assunto, identificou a correlação entre o consumo energético e o tipo de envelope da edificação, para um edifício em Salvador. Para análise da Tabela 2.1 considera-se como envelope do tipo pesado uma parede composta por tijolos maciços assentados no maior sentido, com duas camadas de emboço, que serve de base para o reboco, de 0,025 m cada, tanto do lado externo quanto do lado interno da parede, totalizando a espessura de 0,27 m. Para o padrão de envelope do tipo médio, pode-se considerar uma parede formada por tijolos com oito furos assentados no maior sentido, com uma cama de emboço de 0,025 m em cada lado da parede, totalizando aproximadamente 0,25 m.

Dessa forma, é possível verificar através do estudo de Lamberts (1996) que as edificações com o envelope composto por vidro claro, possuem os maiores consumos de energia elétrica. Afirma-se portanto, que as edificações com grandes áreas de PJJ (percentual

de área de janelas) são as que mais consomem energia elétrica.

Tabela 2.1 - Consumo médio de edifícios comerciais e públicos em Salvador.

Tipo de envelope	Consumo anual de energia [kWh/m ²]
Pesado	96,0
Médio	103,2
Vidro claro	145,2
Fachada sombreada	96,0

Fonte: Lamberts (1996).

Chirarattananon e Tawewkun (2002) relatam que no ano de 1992 o governo tailandês promulgou uma lei para promover a conservação de energia e o desenvolvimento de energias renováveis. A lei, então denominada *Energy Conservation Promotion Act* (ECP Act), referencia modelos de edificações comerciais, obtidos após auditorias energéticas em prédios comerciais. Os parâmetros das edificações que foram adotados para a classificação nessa auditoria, foram: tipo, localização, idade da construção, forma, dimensão, orientação, construção, áreas condicionadas ou não, sistema de ar condicionado, iluminação e equipamentos. De acordo com os autores, grandes edifícios possuem várias zonas térmicas e as mesmas devem ser divididas por ocupação, iluminação e equipamentos.

2.1.2 Avaliação de eficiência em condicionamento de ar

Mascaro, Mascaro e Storchi (1992), anteriormente já afirmavam que o consumo dos condicionadores de ar no Brasil é cerca de 25% a 45% mais elevado do que o que deveria, em decorrência de projetos inadequados, ou seja, projetos sem levar em consideração diversos fatores que influenciam no desempenho térmico do edifício como a localização, entorno, radiação solar e ocupação, dentro das medidas de conforto térmico. Na pesquisa de Souza (2010), o conjunto dos equipamentos de condicionadores foi modelado e separado de forma regional e setorial, para incluir os efeitos da temperatura ambiente e intensidade de utilização, levando em conta ainda a perda de desempenho ao longo da vida útil.

Para o entendimento sobre o assunto, é relevante conhecer o funcionamento do sistema. O condicionamento de ar é um processo que objetiva controlar simultaneamente a temperatura, a umidade, a movimentação, a renovação e a qualidade do ar de um ambiente. Em certas

ocasiões controla-se também o nível de pressão interna do ambiente em relação aos ambientes vizinhos (ABNT-NBR/16401, 2008). O ar condicionado é o resultado do processo de condicionamento. Este condicionamento implica na prefixação dos valores representativos das condições, a seguir indicadas, em função dos valores representativos do conjunto de condições locais, coexistentes no período de tempo em que se considera a aplicação do processo:

- a) Temperatura de bulbo seco;
- b) Temperatura de bulbo úmido ou umidade relativa;
- c) Movimentação do ar e
- d) Grau de pureza do ar.

Em busca do conforto térmico, os valores prefixados para a temperatura, a umidade relativa e a movimentação do ar devem determinar um ponto situado na zona de conforto estabelecida para o local, ou seja, para a utilização fim da edificação.

O princípio de funcionamento dos condicionadores de ar para refrigeração realiza-se pela troca de calor do ambiente através da passagem do ar pela serpentina do evaporador que, por contato, sofre diminuição da temperatura. O compressor desliga-se quando se alcança a temperatura desejada. O equipamento mantém o fluxo de ar ambiente pelo evaporador e, qualquer variação no sentido de aumento da temperatura ambiente faz com que seja acionado novamente para refrigerar o ar ambiente.

Ding *et al.* (2010) expõem que o tempo de operação de um sistema de ar condicionado (HVAC) convencional para edifícios apresenta um perfil sempre instável. Isso ocorre principalmente devido ao impacto sofrido pela carga térmica da edificação em função das variações climáticas, ou seja, o sistema de condicionamento de ar funcionará em condições de carga parcial (condições fora do ponto de carga térmica plena ou nominal), em grande parte do tempo.

2.1.3 Comparação entre tipologia de condicionamento

A refrigeração é considerada o ramo da ciência que trata dos processos de transferência de calor para redução e conservação da temperatura de um determinado volume de controle abaixo da temperatura do ambiente circundante (DOSSAT, 2004) e, portanto, enquadra-se nas atividades que permitem margem para se efficientizar o consumo.

Ar condicionado pode ser considerado o sistema mais utilizado para climatização de edificações comerciais. Lamberts e Borgstein (2014) também afirmam que, com o conhecimento de todas as variáveis envolvidas, como ocupação, temperatura e envoltória, pode-se determinar a quantidade de energia que deverá ser extraída ou fornecida ao ar do ambiente para mantê-lo em condições desejáveis de temperatura e umidade e proporcionar um conforto adequado. O conforto pode ser entendido como um conjunto de condições ambientais que permitem ao ser humano sentir bem-estar térmico, visual e acústico, além de garantir a qualidade do ar e o conforto olfativo.

Ainda segundo Lamberts e Borgstein (2014), embora consuma energia, o ar condicionado é indispensável em algumas edificações como hospitais, salas de recuperação e outros ambientes que exigem condições específicas, não encontradas no ar externo. Em salas de computadores, por exemplo, o condicionamento de ar é fundamental pelo fato de alguns componentes eletrônicos apresentarem falhas quando aquecidos. Em edifícios comerciais o uso do ar condicionado decorre, muitas vezes, da necessidade de aumentar as condições interiores de conforto térmico e, conseqüentemente, de produtividade.

Conforme abordado por Bajenaru, Damian e Frunzulica (2015), o constante aumento no consumo de energia e da poluição atmosférica são uma consequência direta da expansão contínua da população, do rápido desenvolvimento econômico e do estilo de vida com mais exigentes níveis de conforto, o que, conseqüentemente, inclui o uso intensivo de unidades de ar condicionado. A Índia, por exemplo, já é responsável por 10% das emissões mundiais totais de CO₂ do setor de resfriamento as quais, sem ações imediatas, aumentará exponencialmente. Os sistemas HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) contribuem com 31% do consumo total de energia na Índia. Em 2005, a superfície total do espaço de escritórios foi estimada em 290 milhões de m² e espera-se que este valor aumente para 2000 milhões de m² até 2030. Este estudo concentra-se em tipos comuns de sistemas de HVAC que são utilizados na Índia: Resfriamento Evaporativo, *Fan Coil Units* (FCU) e vazão de refrigerante variável (VRF), com a intenção de analisar sua eficiência.

Em relação ao Refrigerador Evaporativo, o sistema FCU consome 4,59% mais energia, enquanto o sistema VRF relata apenas 2,33% de aumento no consumo de energia. Embora o chiller do VRF tenha um COP menor do que a unidade condensadora do Refrigerador Evaporativo, ele possui um melhor desempenho explicado pelas curvas de desempenho dos dois dispositivos. A diferença de temperatura da água gelada de 7 °C entre o sistema de Refrigerador Evaporativo e o sistema FCU baixou o consumo elétrico dos compressores com quase 1500 kWh, para o caso Refrigerador Evaporativo.

Conforme a Figura 2.1, neste estudo, os equipamentos são os maiores consumidores de eletricidade, 50% do total e, seguido pelo resfriamento (incluindo ventiladores e bombas) com uma proporção de 42% e por fim, a iluminação artificial com apenas 8%.

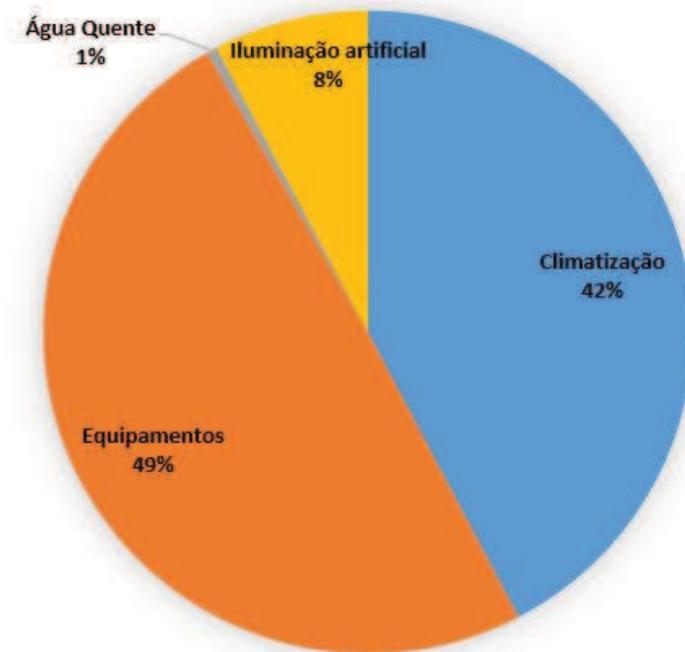


Figura 2.1 - Consumo de energia elétrica.

Fonte: Adaptado de BAJENARU, DAMIAN e FRUNZULICA (2015).

2.1.3.1 SPLIT FIXO E SPLIT *INVERTER*

Em edifícios e ambientes maiores, o sistema tipo *Split* fixo é o mais utilizado e seu uso também é comum em residências. Este sistema possui a unidade condensadora externa separada da evaporadora que é interna, o que acaba por produzir menos ruído do que os equipamentos de tecnologias mais antigas. Neste modelo o compressor possui somente duas opções, ou ligado ou desligado. Ou seja, quando é necessário resfriar o ambiente o compressor é ligado e opera com a sua potência máxima. Quando a temperatura do ambiente chega à temperatura desejada, o compressor é desligado (MARANGONI *et al*, 2015).

Os equipamentos do tipo *Split inverter* são responsáveis pelo controle da rotação do compressor, desta forma, pode ser feito o controle da vazão de refrigerante e, consequentemente, da potência fornecida ao compressor. A Figura 2.2 apresenta uma ilustração de um fabricante onde pode ser observado um gráfico informando a rotação do compressor, sendo que a linha que parte do eixo vertical com menor rotação representa o modelo fixo (liga

e desliga) e a linha que parte do eixo vertical com maior rotação representa o modelo com a tecnologia *inverter*.

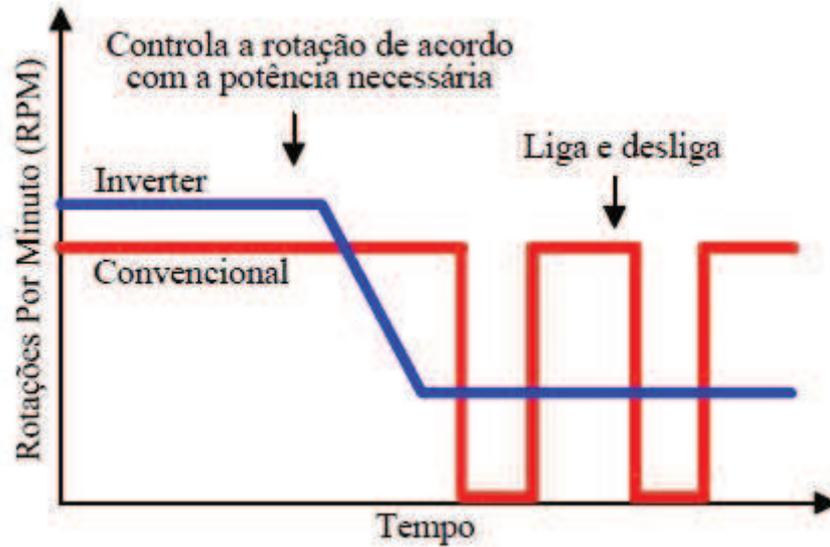


Figura 2.2 - Comparação entre *Split* fixo e *inverter*.

Fonte: MARANGONI *et al* (2015).

Da mesma forma, pode-se ser observado na Figura 2.3 que a utilização de equipamentos com tecnologia *inverter* pode gerar uma economia de 30% no consumo de energia em relação à utilização dos modelos convencionais.

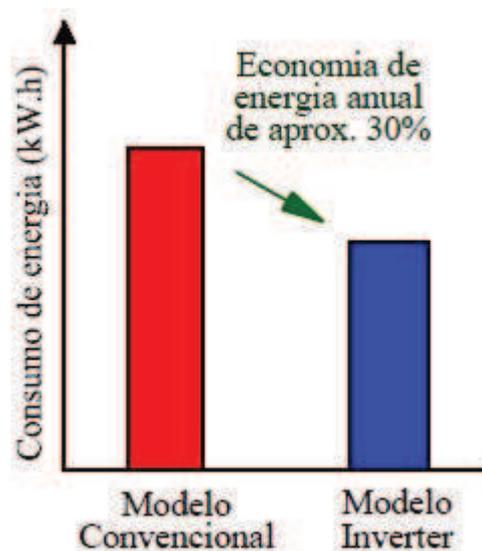


Figura 2.3 - Redução de consumo tecnologia *inverter*.

Fonte: MARANGONI *et al* (2015).

Na Figura 2.4 pode ser observada a oscilação na temperatura ambiente adequada para o conforto térmico previsto no sistema. De acordo com o autor, a precisão no controle da temperatura para o modelo fixo chega a variar entre 3 °C, enquanto a precisão no controle para o aparelho com a tecnologia *inverter* é de aproximadamente 0,5 °C. Outra característica observada no gráfico é o fato de que o modelo *inverter* ser capaz de reduzir a temperatura ambiente mais rapidamente, chegando a utilizar apenas 30% do tempo necessário para o aparelho fixo. Estas características comprovam a maior eficiência do modelo *inverter* em relação ao modelo fixo.

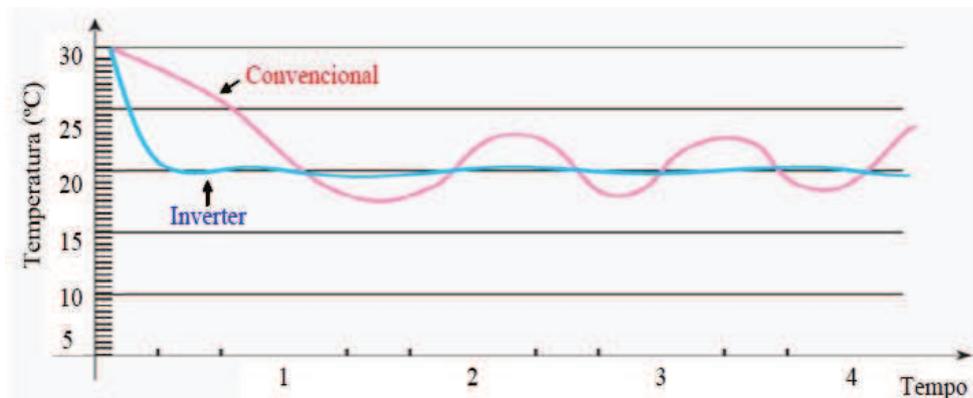


Figura 2.4 - Controle da temperatura para os modelos fixo e *inverter*.

Fonte: MARANGONI *et al* (2015).

2.1.3.2 Vazão de Refrigerante Variável

De acordo com a pesquisa de PARK, YUN e KIM (2017), o sistema VRF usa uma vazão de refrigerante variável e controla a quantidade de refrigerante fornecido na unidade interior dependendo da necessidade de resfriamento ou aquecimento por zonas individuais. De acordo com a pesquisa, um sistema VRF aplicado ao edifício de teste, a unidade ao ar livre do sistema VRF pode ser associada a unidades internas variáveis. Semelhante às bombas de calor convencionais, os princípios básicos são compressão, condensação, expansão e evaporação.

No modo de arrefecimento, a quantidade de refrigerante líquido que flui através da unidade interior é controlada por uma válvula de expansão. Quando o refrigerante entra na serpentina, ele evapora absorvendo calor do ar interno. No modo de aquecimento, a quantidade de gás quente que flui através da unidade é controlada pela válvula de expansão. O sistema VRF é controlado com precisão através de uma válvula de expansão eletrônica e compressores múltiplos de capacidade variável, em resposta a mudanças na carga de resfriamento ou aquecimento.

O programa de análise de energia do edifício utilizado neste estudo é *EnergyPlus* 8.2. O *EnergyPlus* usa o mesmo mecanismo usado por BLAST e DOE-2. Além disso, a entrada e seleção baseada em texto são permitidas e o *EnergyPlus* pode ser vinculado ao *Google Sketchup*, que é o programa que permite a modelagem 3D da edificação previamente definida. Como resultados da simulação, se tem a Figura 2.5, a qual mostra um gráfico com a indicação da variação da capacidade de resfriamento, energia de resfriamento e COP no verão. A figura mostra que a capacidade de resfriamento variou na faixa de 12.548 W a 16.678 W e atingiu um pico às 3 horas da tarde. A potência de refrigeração mostrou o mesmo padrão que a capacidade de resfriamento, enquanto o COP caiu de 4,0 para 3,5.

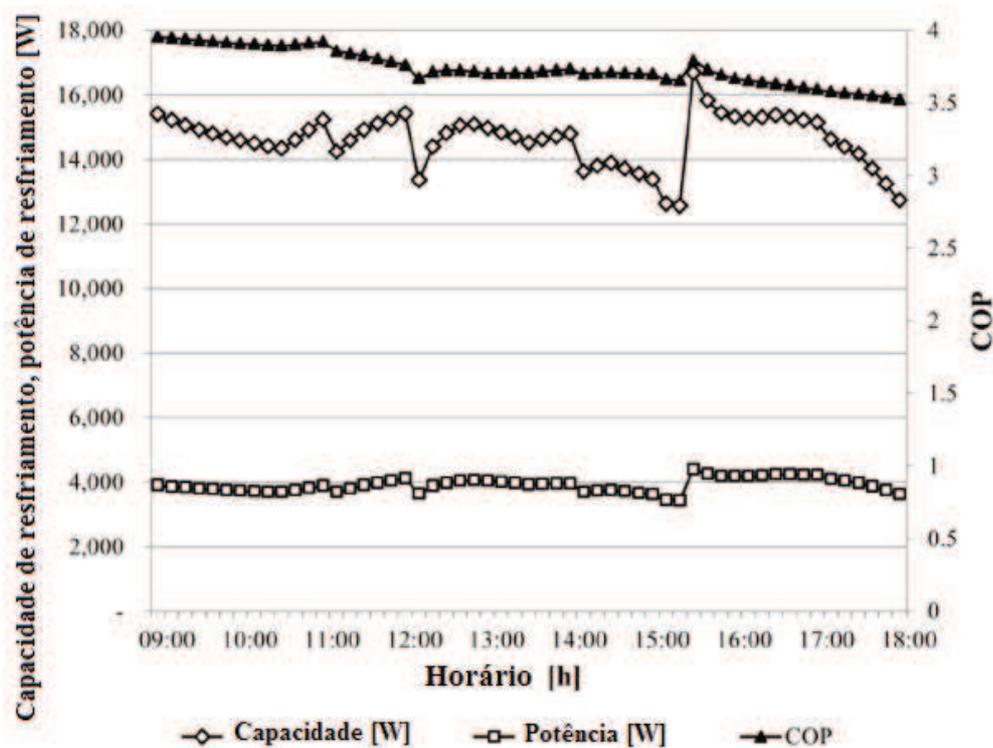


Figura 2.5 - Variação da capacidade de resfriamento, potência de resfriamento e COP no verão.

Fonte: PARK, YUN e KIM (2017).

Em continuação, a Figura 2.6 mostra um gráfico que indica a variação da capacidade de aquecimento, potência de aquecimento e COP no inverno. A figura mostra que a capacidade de aquecimento variou na faixa de 7.167 W a 15.651 W e alcançou um pico às 11 horas; A potência de aquecimento mostrou o mesmo padrão que a capacidade de aquecimento, enquanto o COP aumentou de 2,7 para 3,5.

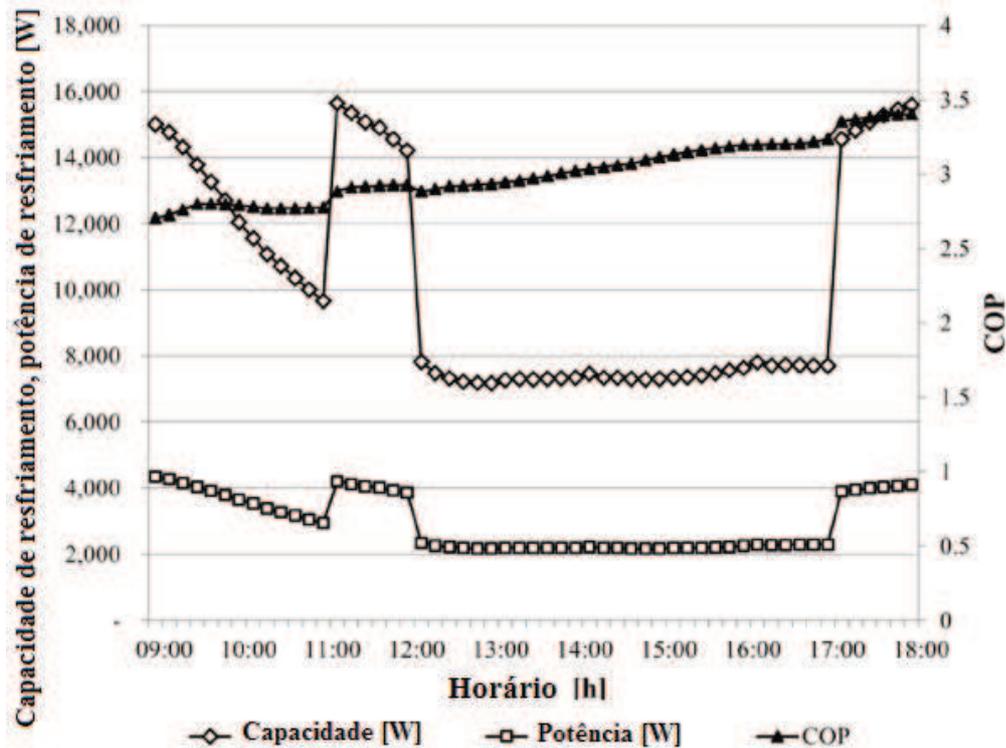


Figura 2.6 - Variação da capacidade de resfriamento, potência de resfriamento e COP no inverno.

Fonte: PARK, YUN e KIM (2017)

ZHANG, XIA e ZHANG (2016), avaliaram o desempenho da operação anual de sistema de ar condicionado multi-conectado tipo VRF em condições de carga parcial. O consumo anual de energia e a eficiência energética do sistema de ar condicionado multi-conectado são determinados pela característica anual de carga de ar condicionado do edifício servido pelo sistema, desempenho de carga parcial do sistema e tempo de execução do sistema. Portanto, o índice representará o desempenho anual da operação do sistema de ar condicionado multi-conectado se os três fatores acima mencionados forem refletidos na equação. Os parâmetros das condições operacionais sazonais típicas são afetados pelo método de divisão regional para a carga sazonal de ar-condicionado. Neste trabalho, a curva de carga de resfriamento (ou aquecimento) é dividida em quatro ou seis regiões.

2.2 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Na pesquisa de Ni e Bai (2016), as condições térmicas interiores têm um impacto significativo no consumo de energia do ar condicionado. Os sistemas de ar condicionado

controlam a temperatura, a umidade e, neste caso, o contaminante do ar nos data centers. As principais razões para a ineficiência do sistema de condicionamento de ar são os sobredimensionamentos de equipamentos. O sistema geral de condicionamento de ar neste caso, apesar de apresentar um desempenho energético relativamente bom, pode ser reduzido em até 40%. Destaca-se que a simulação de energia é uma maneira eficaz de examinar o consumo de energia do condicionador de ar e, neste caso foi utilizado para estudar medidas de conservação de energia para centros de dados. Dentre as diversas ferramentas de simulação, o EnergyPlus e o DOE-2 foram duas ferramentas populares bastante utilizadas. Uma comparação entre o EnergyPlus e o DOE-2 mostrou que o EnergyPlus tem vantagens em relação ao DOE-2 na simulação de desempenho energético dos centros de dados.

Hurtado (2017), propõe uma metodologia para quantificar a flexibilidade de demanda disponível em edifícios, levando em conta a física de energia de construção subjacente, com o objetivo de dar uma melhor percepção do potencial de flexibilidade dos edifícios comerciais. Este método inclui um desenvolvimento de simulações de energia de edifícios para avaliar os efeitos das variações climáticas, tipos de construção e restrições de conforto na flexibilidade da demanda. O método de quantificação proposto foi validado utilizando 15 diferentes modelos de edifícios de escritórios e duas zonas climáticas diferentes. Os resultados apresentados neste trabalho sugerem que os edifícios localizados em clima quente poderiam oferecer maior potencial de flexibilidade durante períodos de tempo mais curtos, enquanto os edifícios em climas frios poderiam oferecer menor potencial de flexibilidade, mas durante períodos de tempo mais longos. A determinação dessas diferenças poderia potencialmente facilitar o envio de recursos de demanda flexíveis, avaliar seu real potencial e programar a flexibilidade da demanda entre as partes interessadas.

Cui (2017) em seu estudo, apresenta que o clima tem impactos significativos no ambiente térmico e uso de energia em edifícios. Assim, dados meteorológicos precisos são cruciais para a construção de avaliações de desempenho. Tradicionalmente, as entradas de dados do ano típico são usadas para representar dados meteorológicos de longo prazo. No entanto, não há garantia de que um único ano represente bem a mudança climática. Neste estudo, a representação a longo prazo de um ano típico foi avaliada comparando-a com um conjunto de dados de tempo real de 55 anos. Para investigar o impacto do tempo no uso de energia do edifício, foram realizadas 559 simulações de protótipos de edifícios de escritórios para 10 grandes cidades que abrangem todas as zonas climáticas da China. Os resultados da análise demonstraram que os dados meteorológicos variavam significativamente de ano para ano. Assim, um ano típico não pode refletir o intervalo de variação das flutuações climáticas.

As simulações de ano típico superestimaram ou subestimaram o uso de energia e a carga de pico em muitos casos. Com o aumento do poder computacional dos computadores pessoais, é viável e essencial adotar simulações plurianuais para avaliações completas do desempenho a longo prazo dos edifícios, pois isso irá melhorar a tomada de decisões, permitindo a consideração completa das variações no uso de energia nos edifícios.

O sistema de HVAC é um fator relevante no consumo energético das edificações e a determinação de seus requisitos mínimos de desempenho se torna imprescindível quando se trata de eficiência energética. Fatores como a tipologia dos sistemas de condicionamento, a variação climática, os diferentes hábitos do perfil de ocupação e utilização representam juntos a complexidade técnica para elaboração e padronização desses sistemas. (PÉREZ-LOMBARD et al., 2011).

Segundo Pérez-Lombard et al. (2011), no final de 1970, na Europa, foi emitido um primeiro estudo do desempenho higrométrico juntamente com alguns padrões de transferência de calor para a construção civil. Em sequência se teve a abordagem de padrões que considerassem o fator da radiação solar, a integração e avaliação do edifício como um todo e os primeiros métodos para o cálculo do consumo de energia e programas de certificação energética foram desenvolvidos para cumprir os requisitos contidos na Diretiva Europeia 93/73. Na década de 1980 nos Estados Unidos, juntamente com regulamentos focados na conservação energética na sua concepção (ASHRAE - 1975), foi desenvolvido um programa de simulação energética computacional (DOE - 1) e, posteriormente, duas relevantes mudanças ocorreram, a separação dos edifícios quanto as tipologias residencial e comercial.

Conforme estudos de Pérez-Lombard et al. (2011), indicadores de eficiência energética para equipamentos de HVAC podem expressar a eficiência do equipamento através das seguintes perspectivas:

- Instantâneo: para um dado tempo, pontual;
- Total ou Parcial: para um determinado estado de carga;
- *Rating Conditions*: condições pré-determinadas para o funcionamento;
- Sazonal: eficiência média durante um período de funcionamento.

Conforme os estudos, as eficiências instantâneas dependem de maneira direta das *Rating Conditions* e o estado da carga. Estas eficiências instantâneas devem ser medidas de acordo com as normas e seus procedimentos de ensaio e validação. As eficiências sazonais não dependem apenas das eficiências instantâneas. Além disso, estas eficiências (sazonais)

dependem do "Perfil de Carga" (*Load Profile*) e das condições de operação ao longo de todo um período de tempo em funcionamento. A eficiência sazonal é de notória importância, sendo que inserida nesse contexto tem como principal papel condensar o desempenho energético de um sistema de HVAC e um valor de desempenho médio. Isso permite garantir que o equipamento irá atender a carga térmica necessária de forma mais eficiente segundo valores de desempenho médio, e não somente em um único ponto de projeto.

Pérez-Lombard et al. (2011) afirmam que a escassez de dados técnicos nos relatórios e manuais de fabricantes de ar condicionado são empecilhos para a avaliação e seleção dos equipamentos de ar condicionado com os seus requisitos mínimos de eficiência energética. Para tanto, sugere-se a seguinte sequência de etapas para o desenvolvimento dos requisitos de desempenho de equipamentos de HVAC:

- 1) Construção de Indicadores de Eficiência Energética (IEE);
- 2) Definição de procedimentos de ensaio normalizados para a sua avaliação;
- 3) Certificação de desempenho por uma organização independente ou de laboratório;
- 4) Definição de valores mínimos de eficiência.

Ainda conforme os estudos de Pérez-Lombard et al. (2011), as eficiências médias não dependem apenas do desempenho do equipamento, mas também das condições de funcionamento e do perfil de carga térmica da edificação. Portanto, as comparações de equipamentos e sistemas de HVAC devem ser baseadas em simulações energéticas de maneira particular. Para evitar simulações e assegurar-se de um desempenho médio, possibilitando assim uma posterior escolha de requisitos de eficiência, métodos têm sido desenvolvidos para a estimativa das eficiências médias em diferentes suposições. Essas eficiências médias são geralmente calculadas como uma média ponderada dos ganhos de eficiência de carga parcial:

$$\eta = \sum_i \eta_i \cdot \rho_i \quad (2.1)$$

onde, η é a eficiência sazonal do equipamento, η_i é a eficiência do equipamento de carga parcial em estado de carga i e ρ_i é o fator de ponderação para o estado de carga i .

O uso da Eq. (2.1) está condicionado aos dados de *Part Load Performance* disponibilizados pelos fabricantes e pelo cálculo dos fatores de ponderação para os diferentes climas e tipos de construção.

Na pesquisa de Menezes et al (2014), considera-se que, para simulação o modelo requer dados de entrada relacionados a potencial de ocupação, equipamento utilizado, construção, operação de equipamentos e padrões de uso. ILIE (2016), considera que os setores residenciais e terciários (escritórios, lojas, hotéis, restaurantes, escolas, hospitais, ginásios, piscinas interiores) são os maiores consumidores de energia, especialmente para aquecimento, ar condicionado, iluminação, eletrodomésticos e equipamentos. Dessa forma, para avaliar o consumo de energia do sistema de ar condicionado em sua pesquisa, levou-se em consideração um horário comercial normal de 8 horas. O software dedicado para a simulação foi o *EnergyPlus*, usado para avaliar a carga de refrigeração do prédio de escritórios e o consumo de energia correspondente a cada mês da estação quente. Como resultado da simulação neste caso, obteve-se um COP de 2,7.

Para compor a pesquisa, BAJENARU, DAMIAN e FRUNZULICA (2015), iniciaram o estudo com uma análise do arquivo meteorológico, do vidro e da envoltória de construção. O objetivo principal era projetar um prédio de escritórios *nZEB* com ventilação em modo misto capaz de assegurar o conforto dos ocupantes de acordo com o padrão ASHRAE 55/2010, com um consumo racional de energia e um impacto ambiental mínimo. Todas as simulações dos consumos de energia do edifício foram realizadas também utilizando o software *EnergyPlus* e a ventilação natural foi ativada quando a temperatura interna tornou-se maior do que 23 °C e o exterior tornou-se inferior a 26 °C. A temperatura interna foi ajustada a 25 °C, para uma umidade relativa de 59%, e o equipamento foi controlado apenas na base da temperatura operacional.

Pozza (2011) apresentou uma análise térmica de uma edificação, desenvolvida com a utilização do *EnergyPlus*, na qual determinou o consumo anual de energia elétrica de toda a edificação, bem como o consumo do sistema HVAC do equipamento do tipo *Split* com ciclo reverso com fluxo variável de refrigerante (VRF). O sistema foi simulado adaptando o módulo de simulação de serpentinas de expansão direta com compressores de velocidade variável para quatro faixas de capacidades do compressor (60, 80, 100 e 120%). Para cada faixa foram inseridas as correlações de desempenho da capacidade e potência elétrica de aquecimento e refrigeração para diferentes condições de operação. Os resultados obtidos com o sistema VRF apresentaram uma redução de 32,85% no consumo de energia, quando comparado a um sistema *Split* com velocidade fixa.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo são apresentadas as metodologias utilizadas para se chegar aos resultados apresentados no trabalho. Esse processo foi composto por três etapas distintas:

- Caracterização da edificação de referência;
- Definição das localidades (municípios) a serem aplicadas as simulações;
- Programa de simulação computacional utilizado.

3.1 CARACTERIZAÇÃO DA EDIFICAÇÃO

3.1.1 Levantamento fotográfico

Conforme trabalho de WASCHEVICZ (2016), o padrão de construção foi escolhido a partir de um levantamento fotográfico com o auxílio do *Google Maps* nas principais zonas comerciais da cidade de Porto Alegre, para registrar as edificações que possuem salas comerciais particulares, ocupadas por diversas empresas em um único prédio. O levantamento das edificações comerciais, registrou os principais centros comerciais da cidade de Porto Alegre, conforme demarcado na Figura 3.1.

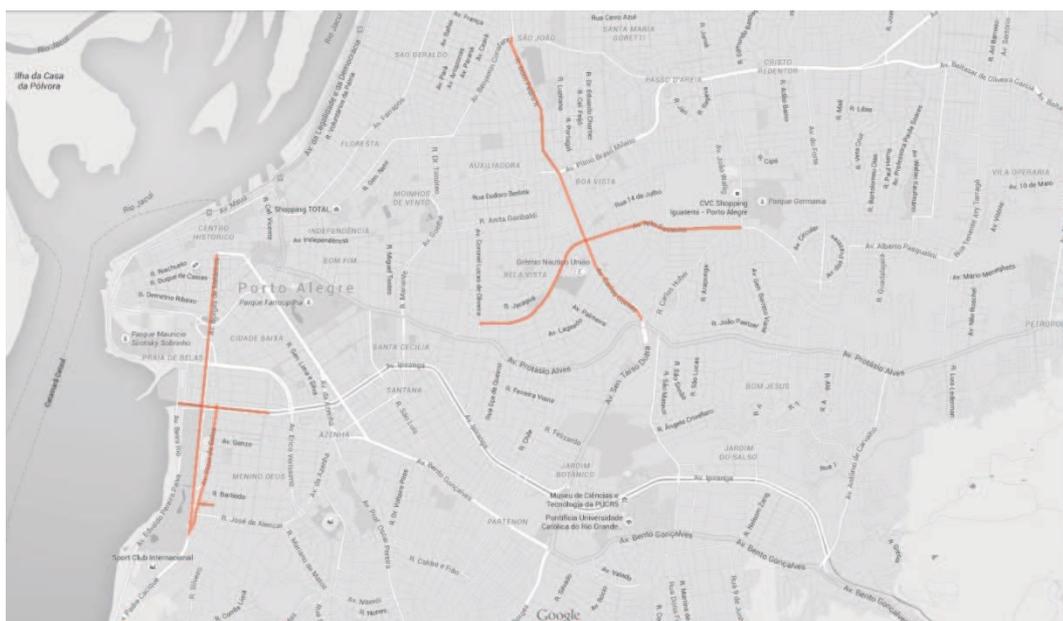


Figura 3.1 - Localização do levantamento fotográfico

Fonte: *Google Maps*.

As características registradas no levantamento fotográfico foram classificadas em função de alguns aspectos arquitetônicos que influenciam diretamente na eficiência energética da edificação, como: número de pavimentos, percentual de área de janela na fachada (PJF), cor do vidro, existência de condicionador de ar, presença de algum tipo de sombreamento. A partir de então, foram analisados apenas os edifícios com mais do que quatro pavimentos. Através do levantamento fotográfico realizado, no qual foram fotografadas um total de 55 edificações, foi possível verificar que 36% delas, o que corresponde a 20 edifícios, possuem entre 4 e 8 pavimentos e aproximadamente 33% das edificações amostradas, ou seja, 18 edifícios possuem entre 9 a 12 pavimentos. O total de pavimentos das 55 edificações é de 560, o que dá uma média de 10,2 pavimentos por prédio. O número de pavimentos adotado foi o de 10 para prédios comerciais.

Na determinação do modelo também é importante considerar o PJF (Percentual de Janela na Fachada), classificado em quatro categorias distintas: de 0-25%, de 25-50%, de 50-75% e de 75-100%. Pelo levantamento fotográfico é possível verificar que, nas fachadas leste e norte o PJF, da maioria das edificações fica entre 75-100%, enquanto que nas fachadas oeste esse valor é reduzido para 50-75% e na fachada sul para 25-50%. Para simplificar o modelo, foi feita uma média ponderada do PJF em função da frequência de ocorrência, conforme a Eq. (3.1), a qual resultou em um número de 0,546, ou seja, aproximadamente 55%. Portanto, para todas as fachadas, independente da sua orientação solar, o PJF adotado no modelo foi o de 55%.

$$\bar{x}_p = \frac{p_1x_1 + p_2x_2 + p_3x_3 + \dots + p_nx_n}{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n} \quad (3.1)$$

onde \bar{x}_p é a média ponderada, p_n é a importância relativa peso e x_n é o conjunto de números.

3.1.2 Detalhamento estrutural

Conforme descrito anteriormente, o modelo de referência é um edifício comercial de 10 pavimentos, sendo 1 pavimento térreo, 8 pavimentos típicos e uma cobertura. A edificação possui 27 por 7,5 m, pé-direito de 2,60 m, resultando em uma área total de 2025 m². As áreas não-condicionadas da edificação se restringem aos corredores de uso comum, escadas e

elevadores, o restante do modelo é condicionado artificialmente. Para isso, as zonas térmicas foram divididas em salas comerciais (condicionadas) e áreas de circulação (não-condicionadas).

Para a diferenciação entre as salas comerciais, estas são definidas da seguinte forma:

- Sala A1 está localizada no pavimento térreo e possui janelas voltadas para as orientações solares sul, oeste e norte;
- Salas A2 estão localizadas no pavimento típico, o qual se repete oito vezes e possui janelas voltadas para as orientações solares sul, oeste e norte;
- Sala A3 está localizada no pavimento de cobertura e possui janelas voltadas para as orientações solares sul, oeste e norte;
- Sala B1 está localizada no pavimento térreo e possui janelas voltadas para as orientações solares sul, leste e norte;
- Salas B2 estão localizadas no pavimento típico, o qual se repete oito vezes e possui janelas voltadas para as orientações solares sul, leste e norte; e
- Sala B3 está localizada no pavimento de cobertura e possui janelas voltadas para as orientações solares sul, leste e norte.

Como informações adicionais tem-se que o pavimento térreo foi considerado em contato com o solo, o pavimento típico possui piso e teto considerados adiabáticos e o último pavimento possui a cobertura totalmente exposta à radiação solar e à convecção. O PJF_T adotado, conforme descrito anteriormente é o mesmo para todas as fachadas, o qual seguiu a média ponderada obtida no levantamento fotográfico realizado, que foi de 55%. A Figura 3.2 representa o edifício simulado com suas respectivas características descritas anteriormente.



Figura 3.2 - Layout do edifício base simulado.

Fonte: WASCHEVICZ (2016).

3.2 DEFINIÇÃO DAS LOCALIDADES

Segundo a “NBR 15220-3: Desempenho térmico de edificações”, o Brasil está dividido em oito regiões bioclimáticas diferentes, conforme a Figura 3.3. As oito zonas são relativamente homogêneas quanto ao clima. Para cada uma delas há um conjunto de recomendações técnico-construtivas, com o objetivo de otimizar o desempenho térmico das edificações, através de sua melhor adequação climática (ABNT, 2005). Resumidamente, a Zona Bioclimática é um resultado gráfico do cruzamento de três diferentes dados: zonas de conforto térmico humano, dados climáticos de uma região e estratégias de projeto.

A Figura 3.3 mostra as 8 zonas bioclimáticas resultantes. Os números junto à legenda indicam as percentagens territoriais correspondentes à cada clima. A zona 8 (clima quente e úmido) ocupa 53,7% do país, englobando a região amazônica e o litoral nordeste. A região mais fria (zona 1) fica ao sul e representa apenas 0,8%. Há 3 grupos de recomendações para cada zona. Um, sugere limites para Transmitância Térmica, Atraso Térmico e Fator de Calor Solar de coberturas e paredes. Outro, indica as áreas de abertura para ventilação e o sombreamento de janelas. O último aponta estratégias bioclimáticas que otimizem as condições térmicas das habitações.

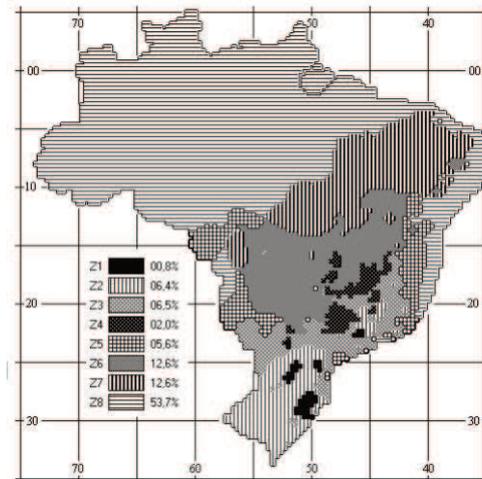


Figura 3.3 - Zoneamento Bioclimático brasileiro

Fonte: NBR 15220-3 (2005)

Para definir as localidades as quais as simulações dos projetos serão realizadas consideram-se como variáveis importantes a disponibilidade de arquivo climático e o agrupamento bioclimático brasileiro e os valores de CDD (*Cooling Degree-Days*).

3.2.1 Arquivo Climático

Segundo a ASHRAE (2010), existem dois tipos de arquivos climáticos desenvolvidos para os cálculos de simulação energética: o TRY (*Test Reference Year*), que foi desenvolvido pelo *National Climatic Center* e o TMY (*Typical Meteorological Year*), que foi preparado pelo *Sandia Laboratories*. Quanto mais refinado for o programa que realizará o complexo processo de simulação (exemplo DOE-2.1E ou *EnergyPlus*), mais detalhado deverá ser o arquivo climático. Este arquivo além de conter todos os dados meteorológicos necessários para possibilitar a simulação, deverá também, apresentá-los em intervalos horários ao longo do ano. Um ano completo com as quatro estações representadas é composto por 8760 horas.

No Brasil tem-se disponibilizados, sem valor adicional, pelo Laboratório de Eficiência Energética em Edificações (LabEEE), dados que foram medidos em aeroportos de capitais brasileiras. Estes arquivos climáticos estão disponíveis nos formatos CSV, SWERA e TRY. Os arquivos CSV (*Comma Separated Values*) são compostos de dados obtidos de arquivos TRY e são utilizados para exportar dados do Excel, e de outros programas. Os arquivos SWERA (*Solar and Wind Energy Resource Assessment*), são utilizados para estudos de análise de simulação energética.

O LabEEE também disponibiliza os arquivos TRY em formatos “epw”. Arquivos epw ou *EnergyPlus Weather*, contém todos dados meteorológicos necessários para a simulação termo energética das 8760 horas de um ano através do programa *EnergyPlus* e por isso, será utilizado neste trabalho. O arquivo climático TRY, então determinado por este processo, consiste em uma base de dados meteorológicos horários disponibilizados em formato padronizado, adequados para simulações computacionais que analisam o desempenho energético em edificações. A Tabela 3.1 apresenta a relação das cidades com disponibilidade de arquivos climáticos por região brasileira.

3.2.2 Agrupamento Bioclimático Brasileiro

Com a intenção de facilitar as simulações de projetos de eficiência energética de edificações, o Manual do RTQ-C (Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edificações Comerciais, de Serviços e Públicas) permite um agrupamento de diferentes Zonas Bioclimáticas (ZB), justificando-se pelo fato de que as simulações não mostraram diferenças significativas entre os consumos de energia das edificações simuladas. A Figura 3.4 apresenta uma representação do agrupamento bioclimático brasileiro.

Tabela 3.1 - Relação dos arquivos climáticos disponíveis por capitais do território nacional

Capital	Estado	Região	Capital	Estado	Região
Brasília	DF	Centro-Oeste	Rio Branco	AC	Norte
Goiânia	GO	Centro-Oeste	Macapá	AM	Norte
Cuiabá	MT	Centro-Oeste	Manaus	AM	Norte
Campo Grande	MS	Centro-Oeste	Belém	PA	Norte
Maceió	AL	Nordeste	Porto Velho	RO	Norte
Salvador	BA	Nordeste	Boa Vista	RR	Norte
Fortaleza	CE	Nordeste	Palmas	TO	Norte
São Luís	MA	Nordeste	Vitória	ES	Sudeste
João Pessoa	PB	Nordeste	Belo Horizonte	MG	Sudeste
Recife	PE	Nordeste	Rio de Janeiro	RJ	Sudeste
Teresina	PI	Nordeste	São Paulo	SP	Sudeste
Natal	RN	Nordeste	Curitiba	PR	Sul
Aracaju	SE	Nordeste	Porto Alegre	RS	Sul
-	-	-	Florianópolis	SC	Sul

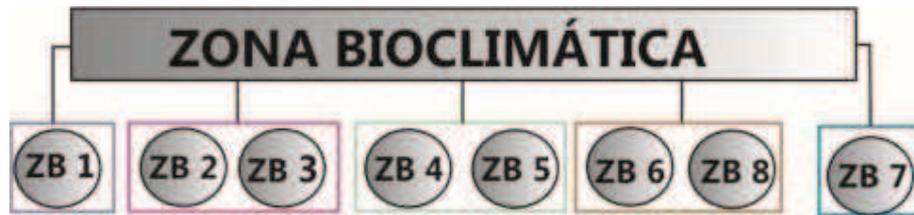


Figura 3.4 - Agrupamento das Zonas Bioclimáticas Brasileiras

Fonte: Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos, RTQ-C.

Levando em consideração a disponibilidade de arquivos climáticos TRY, a Tabela 3.2 mostra quais as cidades são representativas de cada agrupamento bioclimático brasileiro. Percebe-se que nesta situação a Zona Bioclimática 7 não apresenta arquivos disponíveis e, portanto, não fará parte da simulação.

Tabela 3.2 - Divisão de cidades por Zona Bioclimática

ZB1	ZB2 - ZB3	ZB4 - ZB5	ZB6 - ZB8	ZB7
Curitiba	Porto Alegre	Brasília	Rio de Janeiro	-
	Florianópolis		Vitória	
	São Paulo		Salvador	
			Maceió	
			Recife	
			Natal	
			Fortaleza	
			São Luiz	
			Belém	

Para as zonas bioclimáticas 2-3 e 6-8, existem mais de um arquivo climático disponível por zona e, devido a isto, deverá se considerar outros critérios afim de se definir qual a localidade mais apropriada para simulação. As informações apresentadas na Tabela 3.3 indicam os valores de CDD, por localidade e dispostas em ordem decrescente por zona bioclimática.

Consideram-se as localidades com maior valor de CDD mais significativas para pesquisas, justamente por terem maior necessidade de arrefecimento. CDD ou Graus dias é a diferença de temperatura ambiente e a temperatura média de conforto, somados ao longo do tempo. Dessa forma, quando maior for o grau dia de resfriamento, maior é a necessidade de resfriamento. Por isso, neste caso, optou-se por escolher os que apresentaram o maior CDD.

Em vista disso, as localidades selecionadas para simulação são São Luís, Brasília, Florianópolis e Curitiba, conforme disposto na Tabela 3.4. Apesar de Curitiba apresentar um valor baixo de CDD, ela também será simulada, pois é a única localidade com arquivo TRY disponível para simulação nesta Zona Bioclimática.

Tabela 3.3 - Valores de CDD para cada localidade

Localidade	ASHRAE 90.1	NBR: 15220
	CDD	Zona Bioclimática
São Luiz	3594	8 e 6
Recife	3429	8 e 6
Fortaleza	3394	8 e 6
Belém	3392	8 e 6
Natal	3148	8 e 6
Salvador	3011	8 e 6
Maceió	2716	8 e 6
Vitória	2614	8 e 6
Rio de Janeiro	2472	8 e 6
Brasília	1379	4 e 5
Florianópolis	1301	2 e 3
São Paulo	1140	2 e 3
Porto Alegre	1131	2 e 3
Curitiba	595	1

Tabela 3.4 - Localidades selecionadas para simulação por ZB

Localidade	Zona Bioclimática
São Luiz	8 e 6
Brasília	4 e 5
Florianópolis	2 e 3
Curitiba	1

3.3 PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

A última etapa que compõe a metodologia apresentada nesse trabalho aborda o programa de simulação computacional que será utilizado para gerar todos os dados necessários para as discussões dos resultados e considerações finais. O programa a ser utilizado para a simulação computacional da edificação é o *EnergyPlus*. Este software foi selecionado por

possibilitar à avaliação horária da carga térmica total (interna e externa) da edificação, a condição de conforto de todas as zonas térmicas características, o desempenho termo energético do modelo de referência utilizado e a influência das diferentes regiões geográficas do território brasileiro de acordo com as localidades selecionadas.

3.3.1 Simulações termo energéticas

Para a representação do edifício de maneira tridimensional foi utilizado o programa *Google SketchUP*, com o apoio do *plug-in Open Studio*, que permite exportar o modelo em uma extensão compatível ao programa de simulação, o “.idf”. Para simulação e avaliação do desempenho da edificação no modelo proposto foi utilizado o programa de simulação computacional *EnergyPlus*, versão 8.4. Este programa calcula a carga térmica necessária para manter a temperatura dos ambientes no *setpoint* desejado. Este cálculo é feito através do comportamento energético e térmico da edificação, do clima em que está inserida, das características arquitetônicas e do modo de utilização dos usuários.

3.3.2 Equipamentos simulados

As simulações serão feitas a partir dos sistemas de condicionamento de ar, *Split* fixo e *inverter* no modelo de edificação proposto e representado nas quatro localidades selecionadas. Os resultados permitirão caracterizar os sistemas conforme a Zona Bioclimática em que for inserido e analisar a variação do COP anual. Desta forma, as análises comparativas serão demonstradas através de tabelas e gráficos, durante o ano típico do arquivo TRY.

3.3.2.1 Materiais Construtivos

Em uma pesquisa feita por Ghisi *et al.* (2006), foi realizado um levantamento detalhado sobre trinta e cinco edifícios comerciais na cidade de Florianópolis, onde constatou-se que a maioria destes prédios possuem suas fachadas compostas por tijolos cerâmicos de seis furos, assentados no sentido horizontal e que totalizam uma parede de 20 cm de espessura, contabilizando o reboco interno e externo. Já o material de cobertura mais encontrado no estudo foi o de telhas de fibrocimento.

Portanto, o modelo inicial foi definido de acordo com as características atribuídas pelo estudo de Ghisi *et al.* (2006), as quais estão descritas na Tabela 3.5. Os dados térmicos foram extraídos da NBR 15.220-2003, a qual atribui valores de massa específica (ρ) e condutividade térmica (K) para diversos materiais construtivos.

Tabela 3.5 - Características dos materiais utilizados na simulação do modelo de referência

Material	Condutividade térmica [W/(m.K)]	Massa específica [kg/m ³]	Calor específico [J/(kg.K)]	Absortância
Tijolo cerâmico de seis furos, com argamassa de assentamento	0,90	1600	920	0,30
Argamassa reboco	1,15	2000	1000	0,20
Gesso	0,90	1450	920	0,20
Telha de fibrocimento	0,95	1800	840	0,50
Porcelanato	0,90	1450	920	0,50
Concreto	0,53	1280	840	0,70

Fonte: NBR 15.220, ABNT (2003)

3.3.3 Padrões de Uso e Ocupação

Segundo a ISO 7730 (2005), uma pessoa realizando atividade sedentária, a exemplo de um escritório comercial, libera um fluxo de potência de 70 W/m². Na NBR 16.401:3 (ABNT, 2008), para dimensionar a ocupação, o valor adotado é de 7,14 m²/pessoa, para escritórios de média densidade e este será o valor adotado no trabalho. O horário de trabalho de um edifício comercial pode ser considerando de 8 h de trabalho, com intervalo de 1 h e 30 minutos para o almoço. Considerando, no entanto, um percentual de funcionários que eventualmente podem fazer horas extras, influenciando no gasto energético, o *schedule* de ocupação adotado nesse trabalho adotará um percentual de 10% às 7 h, alcançando 100% de uso às 9 h e retornando a 60% às 19 h, ao final do expediente, conforme pode ser observado pela Figura 3.5.

O *schedule* de equipamentos também considera a jornada de trabalho de 8 h, mas que uma parte destes equipamentos ficam ligados 24 h por dia, como: modem, refrigeradores, filtros de água e servidor. Para efeitos de simulação, o valor utilizado para a densidade de carga interna instalada de equipamentos foi 10 W/m². Além dos equipamentos dos escritórios, foram adicionados à carga do edifício, dois elevadores de uso comum, os quais possuem uma potência de 486 W cada quando em uso e 71 W em *standby*. Tais valores são referentes ao modelo 3300

AP, com classificação nível A pela norma VDI 4707 (SCHINDLER, 2016). O enquadramento do modelo do elevador na norma VDI 4707 é pré-requisito do RTQ-C (Procel, 2014).

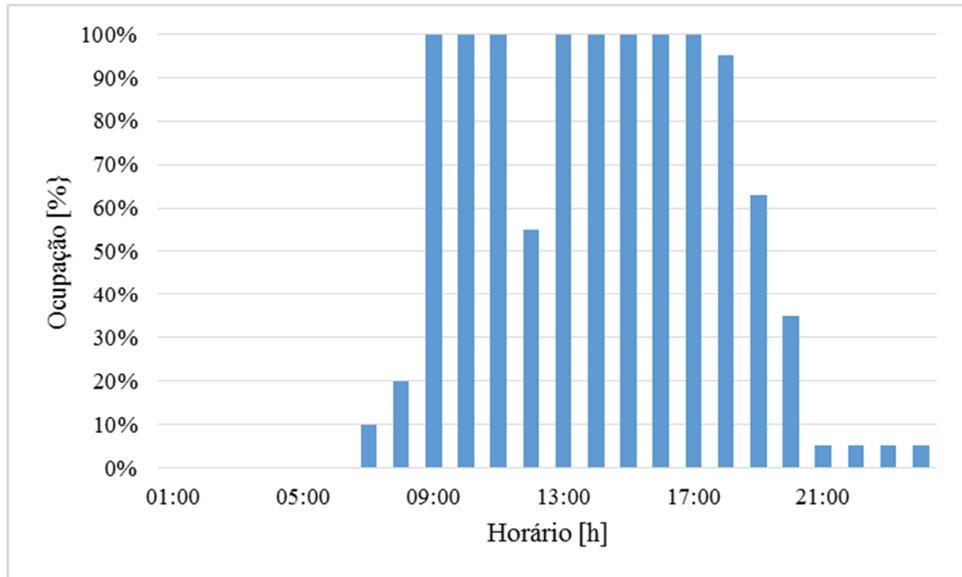


Figura 3.5 - Padrão de ocupação da edificação

Para a densidade de potência de iluminação (DPI), adotou-se um valor arbitrado pelo RTQ-C para obtenção do nível de eficiência A em escritórios, o qual é estipulado em $9,7 \text{ W/m}^2$, seguindo o *schedule* de ocupação.

3.3.4 Ar externo

A renovação de ar, além de ser um fator de extrema importância do ponto de vista do conforto e saúde humana, representa um item importante no estudo de carga térmica de um ambiente. A renovação de ar reduz a concentração de poluentes gasosos, biológicos e químicos, não retidos pelos filtros, e com isso contribui para a qualidade do ar interior.

A ANVISA, Agência Nacional de Vigilância Sanitária, através da Resolução RE nº 9, de janeiro de 2003, a qual atualiza a Resolução RE nº 176, apresenta padrões referenciais de qualidade do ar interior em ambientes climatizados artificialmente. Segundo esta resolução a taxa de renovação de ar deverá ser, no mínimo $27 \text{ m}^3/\text{h}$ por pessoa. Neste caso, se terá uma vazão de renovação de ar para horários ocupados na faixa de $1,6 \text{ ren/h}$ e uma infiltração de $0,5 \text{ ren/h}$ para os momentos não ocupados. Nesse valor está contemplada a renovação de ar

necessária para os ocupantes da edificação e a taxa de infiltração decorrente de frestas das esquadrias.

3.3.5 Sistema de condicionamento de ar do modelo de referência

Após serem declaradas todas as superfícies constituintes do edifício, informa-se ao EnergyPlus as características de cada superfície, como espessura, densidade, condutividade térmica, refletividade, tonalidade de cores, informam-se ainda características de ocupação do prédio, tais como quantidade de pessoas, iluminação, equipamentos, infiltrações, período de utilização de equipamentos e potências dos sistemas de ar-condicionado.

Para analisar o consumo energético do sistema de condicionamento de ar, o modelo de referência adotará um COP de 3,25, ventiladores que possuem pressão estática total de 250 Pa e eficiência total de 65%. O *schedule* utilizado para a simulação foi o seguinte: em dias de semana o horário de funcionamento do sistema é a partir das 06 h até às 22 h e aos sábados a partir das 06 h até às 18 h.

Para analisar as diferenças de consumo entre os sistemas de condicionamento de ar dos tipos *Split* fixo e *inverter* adotar-se-á os mesmos *schedules* utilizados no modelo de referência, inclusive COP nominal dos dois sistemas será de 3,25. Os dados de desempenho das unidades internas e externas, bem como os coeficientes das curvas de desempenho serão inseridos no programa *EnergyPlus* para a simulação dos sistemas de climatização *Split* fixo e *inverter*. O coeficiente de performance de um equipamento térmico é definido como sendo a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência utilizada (Beyer, 2009).

$$COP = \frac{Q_{ref}}{W_{cons}} \quad (3.2)$$

onde Q_{ref} é a capacidade de refrigeração ou aquecimento e, W_{cons} é a potência utilizada.

O manual do RTQ-C exige que o valor do COP utilizado atinja o nível de eficiência mínimo da classe desejada para a obtenção do selo. Conforme Figura 3.6 o nível mínimo exigido para classificação A é acima de 3,2. Além disso, outra solicitação expressa no manual é que a potência de ventilação do sistema deve ser modelada individualmente, onde os ventiladores possuam pressão estática total de 250 Pa e eficiência total de 65%.

Classes	Coeficiente de eficiência energética (CEE)	
	Mínimo	Máximo
A	3,20	
B	3,00	3,20
C	2,80	3,00
D	2,60	2,80
E	2,39	2,60

Figura 3.6 - Limites de eficiência, definidos pelo INMETRO, de condicionadores de ar do tipo Split, para cada classe de eficiência

Fonte: PROCEL (2014).

O condicionamento de ar por compressão de vapor pode ser realizado condicionando o ar através de um sistema composto por um compressor, um condensador, uma válvula de expansão ou um tubo capilar e um evaporador. O ciclo de compressão a vapor é o mais usado na prática. Dentre suas principais vantagens pode-se citar a possibilidade de o equipamento ser construído em pequenos volumes em comparação a outros sistemas (DOSSAT, 2004).

3.3.5.1 Curvas de Desempenho

As curvas de desempenho são usadas diretamente para simular o desempenho do equipamento HVAC. As curvas geralmente são criadas através da análise de regressão em dados tabulares para uma métrica de desempenho específica do equipamento. A análise de regressão determina os coeficientes de equação que são a entrada primária para todos os objetos da curva de desempenho. As curvas de desempenho são criadas usando dados empíricos que são derivados de informações coletadas através de observação, experiência ou meios experimentais. No caso deste trabalho serão expressas através dos dados do fornecedor do equipamento. Esses objetos podem ser usados para descrever genericamente o desempenho do equipamento HVAC (LBNL, 2010a).

No *EnergyPlus* o resultado de uma equação, ou seja, a variável dependente, representa a resposta que um sistema ou componente deu a uma entrada específica, ou seja, a resposta à variável independente. Esta resposta representa o desempenho do equipamento relacionado ao mecanismo que causa essa alteração. Esse mecanismo, por exemplo, pode ser a mudança de capacidade ou potência, com base em uma alteração condicional na temperatura ou a relação de carga parcial. Limites mínimos e máximos também podem ser aplicado às variáveis independentes e dependentes, conforme necessário.

Desta forma, para a obtenção de dados mais precisos e confiáveis, é necessária, para o programa de simulação, a inserção destas curvas de desempenho dos aparelhos a serem simulados. Neste trabalho, tanto as curvas de desempenho do *Split* fixo como o *Split inverter* foram obtidas a partir dos dados do fabricante dos aparelhos de ar condicionado e são apresentados no Anexo I.

3.3.5.2 Geração das Curvas de *Performance*

As curvas requeridas pelo *EnergyPlus* são necessárias para corrigir a capacidade e o consumo em função das temperaturas de bulbo úmido internas e de bulbo seco do ar externo, bem como corrigir o consumo em função do *Part Load Ratio* (PLR) que leva em conta a variação da rotação do compressor nas cargas parciais. O modelo escolhido para simular o *Split* fixo no *EnergyPlus* foi o *Packaged Terminal Air Conditioner* (PTAC), o qual é equipado com ventilador de volume de ar constante e resfriamento através de expansão direta. Para a correta simulação do aparelho, é necessária a inserção de dados das curvas quadrática e biquadrática. No caso do *inverter*, será utilizado o aparelho que é denominado de DX: *Variable Refrigerant Flow*, que é equipado com serpentinas de expansão direta e compressores de velocidade variável. Da mesma forma que o PTAC, esse sistema necessita dos valores de algumas curvas, neste caso, curvas linear, quadrática, cúbica e biquadrática.

A potência do equipamento é corrigida pelas seguintes curvas: CAPFT, EIRFT e EIRFPLR, conforme Eq. (3.3), proposta na *EnergyPlus Engineering Reference* (LBNL, 2010a):

$$POT = \left[\frac{CAP \times CAPFT}{COP} \right] EIRFT \times EIRFPLR \quad (3.3)$$

onde *POT* é a potência de refrigeração, *CAP* é a capacidade de refrigeração nominal, *COP* é o coeficiente de performance, *CAPFT* é o fator de correção da capacidade em função das temperaturas de operação, *EIRFT* é o EIR (*Energy Input Ratio*) em função das temperaturas de operação e o *EIRFPLR* é o EIR em função das cargas parciais.

A curva biquadrática CAPFT é representada pela Eq. (3.4), de acordo com as referências do *EnergyPlus* (2010):

$$CAPFT = a + [bTBU_i] + [cTBU_i^2] + [dTBS_e] + [eTBS_e^2] + [fTBU_i TBS_e] \quad (3.4)$$

O ajuste dos coeficientes de a a f da Eq. 3-4 é feito através de regressão polinomial, com base nas informações do fornecedor, cujos dados foram obtidos com o compressor operando com frequência de 52 Hz, considerada a frequência nominal para este equipamento, TBS_i de 26,7 °C e variando a temperatura de bulbo úmido interna (TBU_i) e a temperatura de bulbo seco do ambiente externo (TBS_e).

O EIR representa a razão entre a potência consumida e a capacidade do equipamento operando em refrigeração, ou seja, o EIR é o inverso do COP. O comportamento do EIR em função das temperaturas de operação é representado pela curva EIRFT e, esta curva biquadrática, por sua vez, é representada pela Eq. (3.5), de acordo com as referências do *EnergyPlus* (2010):

$$EIRFT = a + [bTBU_i] + [cTBU_i^2] + [dTBS_e] + [eTBS_e^2] + [fTBU_i TBS_e] \quad (3.5)$$

onde $EIRFT$ é o fator de correção de EIR em função das temperaturas de operação, as letras de a a f representam os coeficientes da equação, obtidos da mesma forma que para o CAPFT.

O PLR (*Part Load Ratio*) caracteriza-se por ser a relação entre a capacidade apresentada em relação à capacidade nominal (LBNL, 2010a) e o comportamento do EIR em função das cargas parciais é representado pela curva EIRFPLR, o qual é calculado pela Eq. 3.6, de acordo com as referências do *EnergyPlus* (2010):

$$EIRFPLR = \left[\frac{POT}{POT_{nom} COP_{nom}} \right] \quad (3.6)$$

onde $EIRFPLR$ é o EIR em função de cargas parciais, POT é a potência consumida em refrigeração, POT_{nom} é potência nominal consumida em refrigeração e o COP_{nom} é o coeficiente de performance nominal.

Quando o PLR for menor que um ($PLR < 1$), o comportamento do EIR em função das cargas parciais será representado pela curva EIRLowPLR e quando o PLR for maior que um ($PLR > 1$) será representado pela curva EIRHiPLR.

As curvas EIRLowPLR, representada pela Eq. (3.7), e EIRHiPLR, representada pela Eq. (3.8), são do tipo cúbica, conforme referências do *EnergyPlus* (2010a):

$$EIR_{LowPLR} = a + [bPLR] + [cPLR^2] + [dPLR^3] \quad (3.7)$$

onde EIR_{LowPLR} é o EIR em função do PLR quando $PLR < 1$, as letras de a a d são os coeficientes da equação e o PLR é a razão entre a capacidade apresentada e a capacidade nominal.

$$EIR_{HiPLR} = e + [fPLR] + [gPLR^2] + [hPLR^3] \quad (3.8)$$

onde o EIR_{HiPLR} é o EIR em função do PLR quando $PLR > 1$, as letras de e a h são os coeficientes da equação e o PLR é a razão entre a capacidade apresentada e a capacidade nominal.

A definição dos coeficientes de a a h também é feita através de regressão polinomial, com base nos dados do fornecedor.

3.3.5.3 Simulação em velocidade fixa

As curvas utilizadas na simulação para definir o funcionamento do equipamento de condicionamento de ar em velocidade fixa são: CAPFT, EIRFT, já anteriormente definidas e PLF (*Part Load Fraction*). Os coeficientes das curvas biquadráticas CAPFT (Eq. 3.4) e EIRFT (Eq. 3.5), serão inseridas no *EnergyPlus* para cada simulação das localidades selecionadas.

A fração de carga parcial (PLF) indica que existe uma perda de eficiência devido ao número de vezes que o compressor cicla. O PLF, por sua vez, de um equipamento convencional de velocidade fixa, pode ser calculado conforme a típica Eq. (3.9), de acordo com as referências de engenharia do *EnergyPlus* (2010a):

$$PLF = 0,85 + 0,15PLR \quad (3.9)$$

3.3.5.4 Simulação em Velocidade Variável

Esse módulo da simulação é semelhante aos modelos tradicionais (velocidade fixa), quando estes operam em condições de carga plena (*Full Load Condition*). No entanto, quando o condicionador de ar começa a operar em condições de carga parcial (*Part Load Condition*),

as curvas utilizadas na simulação para definir o funcionamento do equipamento em velocidade variável seguem o comportamento apresentado nas Eq. (3.6), (3.7) e (3-8):

- *CAPFT*: Capacidade em função das temperaturas de operação;
- *EIRFT*: EIR em função das temperaturas de operação;
- *EIRLowPLR*: EIR em função do PLR quando $PLR < 1$ e,
- *EIRHiPLR*: EIR em função do PLR quando $PLR > 1$.

De acordo com Raustad (2012), os sistemas com velocidade variável apresentam comportamentos diferentes quando submetidos a altas temperaturas externas em comparação com as baixas temperaturas. Devido a isto recomenda-se a aplicação de curvas que também representem estes diferentes comportamentos. As curvas recomendadas para sistemas com velocidade variável são:

- *CAPFLowT*: Capacidade em função das temperaturas de operação para baixas temperaturas de ambiente externo;
- *CAPFHIT*: Capacidade em função das temperaturas de operação para altas temperaturas de ambiente externo;
- *CAPFT Boundary*: Curva limite da capacidade em função das temperaturas de operação;
- *EIRLowT*: EIR em função das temperaturas de operação para baixas temperaturas de ambiente externo;
- *EIRFHIT*: EIR em função das temperaturas de operação para altas temperaturas de ambiente externo e,
- *EIRFT Boundary*: Curva limite do EIR em função das temperaturas de operação.

Como os dados foram apresentados para temperaturas externas mínimas de 25 °C, o comportamento foi representado por uma única curva de *CAPFT* e *EIRFT*. Os coeficientes das

curvas cúbicas EIRLowPLR, conforme Eq. (3.7) e EIRHiPLR, conforme Eq. (3.8), serão inseridas no *EnergyPlus* para cada simulação das localidades selecionadas também para o sistema de velocidade variável.

4 RESULTADOS

4.1 ANÁLISE DA INFLUÊNCIA CLIMÁTICA NO COP DOS EQUIPAMENTOS

Em condições meteorológicas estáveis, o teor de água na atmosfera e, dessa forma, a pressão de vapor, permanecem aproximadamente constantes ao longo de um dia. A temperatura apresenta um ciclo diário, com um máximo no início da tarde e um mínimo durante a madrugada. Sendo assim, a pressão de vapor saturado, função da temperatura, apresenta respectivamente máximo e mínimo nos mesmos períodos que a temperatura. A unidade relativa, razão entre pressão de vapor atual e saturado, conseqüentemente tem seu mínimo quando a temperatura é máxima e vice-versa. Estas observações indicam que existe uma tendência de variação no comportamento do coeficiente de performance (COP) de um sistema de condicionamento de ar, pois como as condições de troca de calor variam, certamente o rendimento também sofre variações (SOBRINHO e TUNA, 2013).

KIM *et al.* (2002), estudaram os efeitos da umidade do ar no coeficiente de transferência de calor aletado, onde a temperatura de entrada do ar foi de 12 °C e a umidade relativa variou entre 60 e 90 %. Neste estudo conclui-se que o coeficiente de transferência de calor varia com a velocidade do ar, ângulo de inclinação da aleta e a umidade relativa do ar na entrada. Como as aletas são importantes para o incremento da transferência de calor e os trocadores de calor são comumente utilizados para o resfriamento, diversos pesquisadores vêm investigando o efeito das propriedades térmicas variáveis na performance das mesmas.

Neste sentido também, FORTES *et al* (2006), apresentaram em seu estudo, de uma forma mais aprofundada sobre a influência da umidade relativa do ar no comportamento do rendimento de um sistema de condicionamento de ar de alta precisão, onde concluiu-se que pela modelagem desenvolvida e os testes experimentais, os coeficientes de transferência de calor e massa para uma corrente de ar úmido possui coeficientes de ajustes empíricos que dependerão do formato geométrico do dispositivo.

Neste trabalho, a análise do desempenho de condicionamento de ar inicia-se pela avaliação do comportamento da temperatura ao longo do ano em valores horários de temperaturas alcançadas no dia em determinada localidade. As figuras que seguem (Figura 4.1; Figura 4.2; Figura 4.3; Figura 4.4) representam o comportamento da temperatura para todas as localidades analisadas no trabalho, de acordo com as zonas bioclimáticas as quais representam.

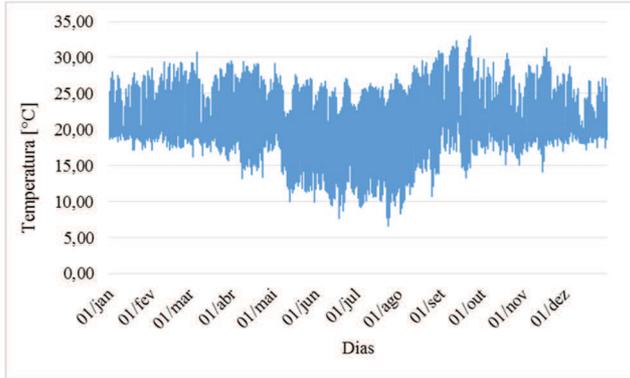


Figura 4.1 - Temperatura horário de Brasília

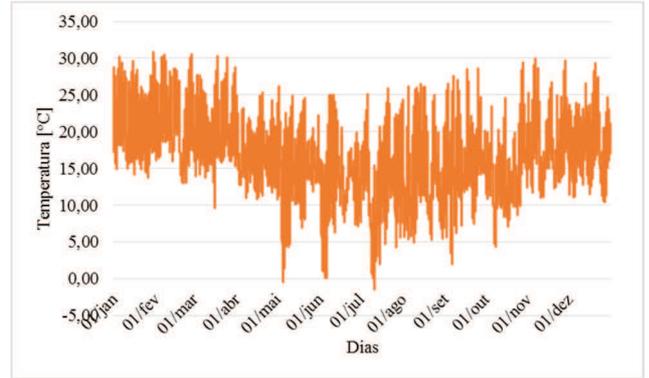


Figura 4.2 - Temperatura horária de Curitiba

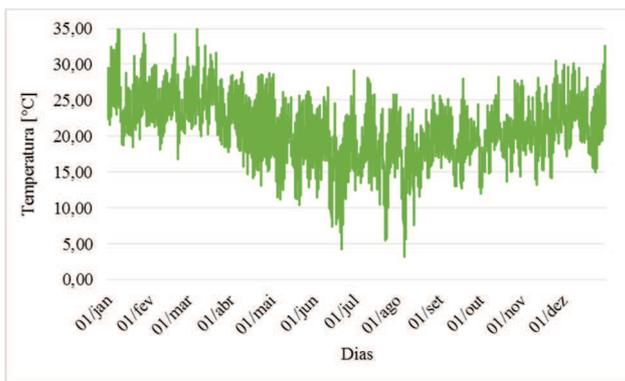


Figura 4.3 - Temperatura horário de Florianópolis

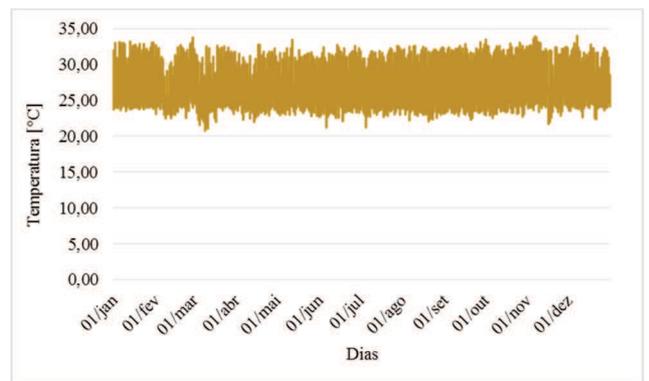


Figura 4.4 - Temperatura horária de São Luis

De acordo com a Figura 4.4, observa-se que a localidade de São Luis apresenta uma temperatura homogênea ao longo do ano, diferentemente de Florianópolis que, conforme a Figura 4.3, apresenta temperaturas máximas maiores de 30 °C e atinge temperaturas inferiores próximas do zero graus. A fim de exemplificar e considerando os dados extraídos no arquivo climático, a temperatura máxima alcançada na cidade de Brasília é 33 °C em 22 de setembro, com um percentual de umidade relativa do ar de 17%. A temperatura mínima de bulbo seco atinge 6,2 °C em 24 de julho, com umidade relativa do ar de 87%. A Tabela 4.1 evidencia as temperaturas máximas e mínimas (de bulbo seco e úmido) de cada zona bioclimáticas e a variação do comportamento da temperatura dispostas no arquivo climático. Através dessas especificidades é possível justificar o comportamento diferenciado que os aparelhos de condicionamento de ar apresentam em cada zona bioclimática e também a forma de operação que apresentam em cada região. Os resultados de comportamento do aparelho serão apresentados nos parágrafos que seguem.

Tabela 4.1 - Temperaturas máximas e mínimas de cada localidade.

Localidade	TBS máx [°C]	TBS mín [°C]	TBU máx [°C]	TBU mín [°C]
Brasília	32,96	6,60	24,22	5,47
Curitiba	30,79	-1,46	23,61	-1,50
Florianópolis	35,77	3,25	31,53	2,43
São Luis	33,95	20,76	27,70	20,26

Como pode ser observado através do comportamento do gráfico e da variação retornada pelo desvio padrão, a localidade representante das zonas bioclimáticas 8 e 6, São Luis, difere mais significativamente das demais, pois sua variação de temperatura ao longo do ano é pequena. São Luís tem um clima tropical, onde chove muito mais no verão que no inverno. A média anual de pluviosidade é de 1896 mm e, quando comparados o mês mais seco tem uma diferença de precipitação de 360 mm em relação ao mês mais chuvoso. Ao longo do ano as temperaturas médias mensais variam 1,4 °C. A temperatura média no mês de outubro, o mês mais quente do ano, é 27,8 °C. Com uma temperatura média de 26,4 °C, fevereiro é o mês com a mais baixa temperatura ao longo do ano. O mês mais seco é outubro com 7 mm. Com uma média de 367 mm o mês de abril é o mês de maior precipitação.

A análise do desempenho de condicionamento de ar é realizada de acordo com as variáveis de saída obtidas na simulação do *EnergyPlus* e, o primeiro item analisado foi o desempenho do aparelho, tanto fixo como *inverter*, ao longo dos meses do ano, a fim de atingir um COP anual específico para cada aparelho e, para cada localidade. Para o cálculo foram extraídos os valores horários da taxa de resfriamento total (*total cooling rate*), expressa em *watts* e, a energia elétrica dispendida no resfriamento (*cooling electric power*) também expressa em *watts*. Dessa forma então e, de acordo com a Eq. (3.2), é possível realizar o cálculo do coeficiente de performance (COP).

4.1.1 Equipamento do tipo *Split* fixo

O COP anual foi calculado através da média ao longo do ano dos valores de COP em cada hora de simulação. Dos 8760 resultados apresentados, foram excluídos aqueles em que o resultado foi nulo, pois identifica-se que o aparelho não está em operação, devido ao *schedule* anteriormente apresentado. Na Tabela 4.2 são apresentados os valores de COP anual calculados para o *Split* fixo.

Tabela 4.2 - Valores de COP anual para cada zona bioclimática.

Localidade	Zonas bioclimáticas	COP anual <i>Split</i> fixo
Brasília	4 e 5	4,35
Curitiba	1	4,93
Florianópolis	2 e 3	4,94
São Luis	8 e 6	4,54

Para detalhar o entendimento, na Tabela 4.3 podem ser verificados os resultados dessa análise para a localidade de Brasília. O COP anual do aparelho fixo atinge o valor de 4,35, valor este, 34% maior do que o COP de placa especificado no aparelho. Também é possível verificar ao longo do ano em quais meses foram atingidos o maior e o menor COP, através da média horária em cada mês. O melhor resultado foi no mês de janeiro, com COP de 4,52, enquanto setembro apresentou o menor resultado, 4,14. Mesmo com a variação completa do aparelho, nenhuma das horas de operação apresentou resultado igual ou abaixo do COP de placa, o que demonstra que o aparelho recebe avaliação abaixo da sua real capacidade de desempenho, mesmo que atuando com compressor fixo.

Tabela 4.3 - COP médio mensal aparelho fixo para Brasília

COP Médio	Mês
4,52	Janeiro
4,45	Fevereiro
4,41	Março
4,34	Abril
4,32	Maiο
4,29	Junho
4,26	Julho
4,21	Agosto
4,14	Setembro
4,34	Outubro
4,32	Novembro
4,49	Dezembro

A situação se repete em todas as localidades analisadas, conforme pode ser observado no gráfico apresentado na Figura 4.5. O COP em questão representa a média diária para cada zona bioclimática, em comparação ao COP de placa especificado pelo aparelho. Os valores de COP médio mensais por zonas bioclimáticas são detalhados no ANEXO III.

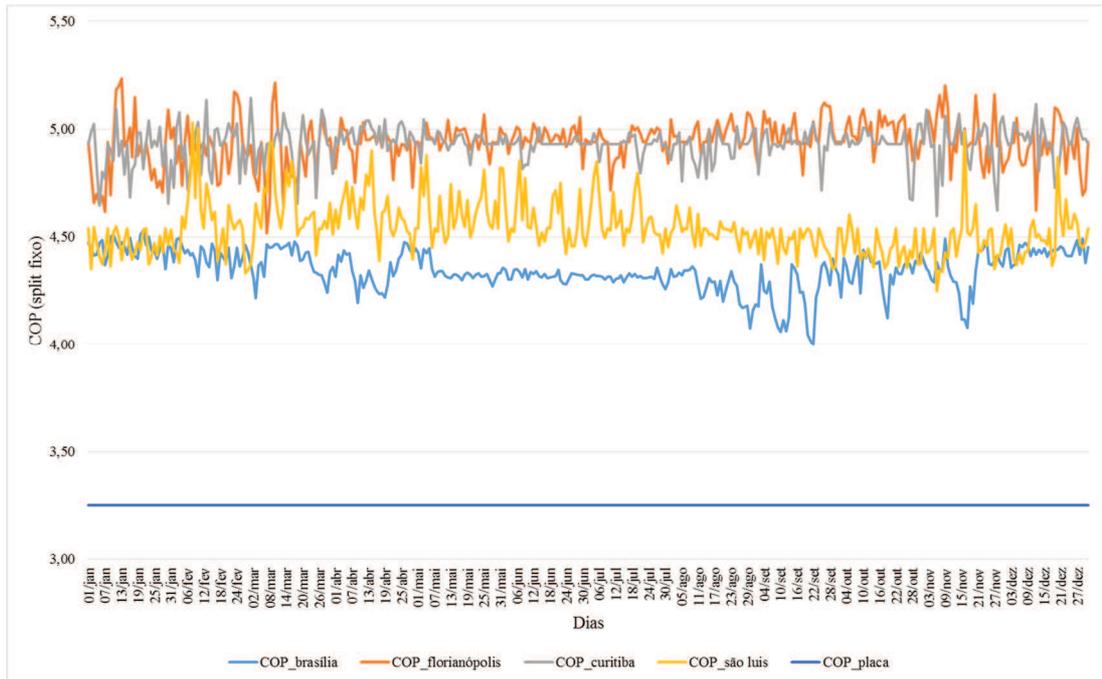


Figura 4.5 - Comparação COP fixo anual e COP de placa

4.1.2 Equipamento do tipo *Split inverter*

O mesmo procedimento foi executado com o *Split inverter* e os resultados de COP anual para essa tipologia de equipamento são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Valores de COP anual para cada zona bioclimática

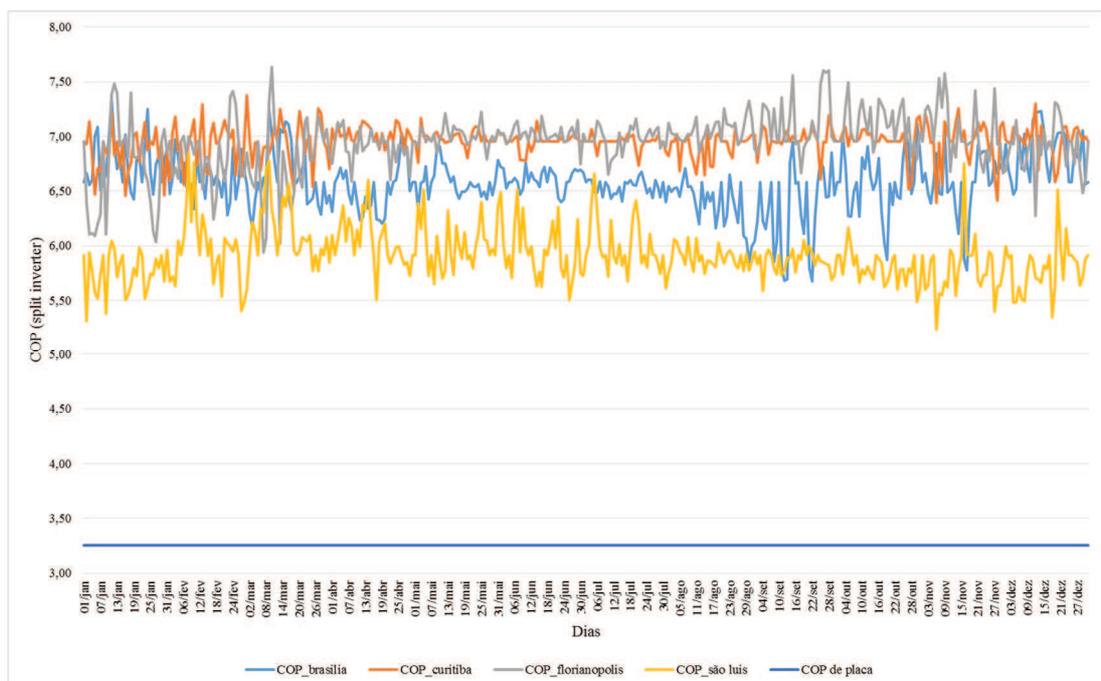
Localidade	Zonas bioclimáticas	COP anual <i>Split inverter</i>
Brasília	4 e 5	6,58
Curitiba	1	6,94
Florianópolis	2 e 3	6,95
São Luis	8 e 6	5,91

Da mesma forma, para detalhar o entendimento, na Tabela 4.5 podem ser verificados os resultados dessa análise para a localidade de Brasília. O COP anual do aparelho *inverter* atinge o valor de 6,58, valor este, 102% maior do que o COP de placa especificado no aparelho. Mesmo com a variação completa do aparelho, nenhuma das horas de operação apresentou resultado igual ou abaixo do COP de placa, o que demonstra que o aparelho recebe avaliação abaixo da sua real capacidade de desempenho, já atuando com compressor variável.

Tabela 4.5 - COP médio mensal aparelho fixo para Brasília

COP Médio	Mês
6,89	Janeiro
6,64	Fevereiro
6,69	Março
6,45	Abril
6,58	Maiο
6,64	Junho
6,47	Julho
6,21	Agosto
6,08	Setembro
6,59	Outubro
6,54	Novembro
7,08	Dezembro

A situação também se repete em todas as localidades analisadas, conforme pode ser observado no gráfico apresentado na Figura 4.6 e, os valores de COP médio mensais para o *Split inverter* também é detalhado no ANEXO III.

Figura 4.6 - Comparação COP *inverter* anual e COP de placa

4.1.3 Variação de desempenho

Segundo STOECKER (2002), nos equipamentos com condensação a ar, a capacidade de refrigeração depende principalmente da temperatura do ar ambiente e da vazão de ar pelo condensador. Como a temperatura de condensação aumenta com o aumento da temperatura ambiente, a capacidade de refrigeração diminui devido a redução da vazão de refrigerante. Segundo SOBRINHO e TUNA (2013) pode-se identificar a influência da umidade relativa no COP do sistema, identificando que para uma baixa umidade o rendimento do sistema de condicionamento de ar tem uma queda de até 75% no seu desempenho, conforme encontrado nos testes em sua bancada experimental.

A umidade é importante no ambiente interno, pois aumenta a transferência de calor na serpentina evaporadora e favorece o desempenho do equipamento. Neste caso, a influência da umidade relativo do ar externo, ocorre devido a renovação de ar para o ambiente interno, o que causa alteração na umidade relativa interna e conseqüentemente, na operação do aparelho.

Nos resultados obtidos em bancada identificou-se que entre a faixa de 40 a 65 % de umidade relativa não se tem grandes variações no desempenho do sistema, entretanto, a partir deste valor a modificação do rendimento do sistema é bastante significativa, chegando até a variar 70%, para os casos em que o ensaio foi realizado em dias de chuva onde a umidade relativa era elevada, conforme identificado na Figura 4.7.

Neste caso, quando considerado a temperatura para a análise da performance do sistema, não foi identificado grandes variações na faixa de 16 °C a 20 °C. No entanto, não se pode afirmar que a umidade relativa externa é a única responsável pelas alterações de comportamento do aparelho. No caso descrito, a bancada do sistema opera sob condições idênticas de umidade relativa interna e externa, pois a todas as partes do aparelho estão no mesmo ambiente e, então, não é possível confirmar diretamente a influência da temperatura, uma vez que a umidade relativa não teve seu valor fixado para entender quais variáveis causam um maior efeito no desempenho do aparelho de condicionamento.

Nesta pesquisa em questão, também se identifica a influência da umidade relativa no desempenho do equipamento. Resultados semelhantes foram encontrados neste trabalho, onde dessa forma foi possível justificar o melhor desempenho do condicionador de ar de Brasília em janeiro, comparado com seu desempenho no mês de maio, por exemplo. Apesar da temperatura ser maior em janeiro, a umidade relativa interna do ar também apresentou um maior resultado.

Conforme o gráfico representado pela Figura 4.8, na média mensal a umidade relativa do ar em janeiro é aproximadamente 10% maior que o mês de maio. Este resultado se apresenta

tanto para a umidade interna quanto para umidade externa, uma vez que a umidade interna acompanha a umidade externa, mesmo que o aparelho tenha a capacidade de desumidificar o ar.

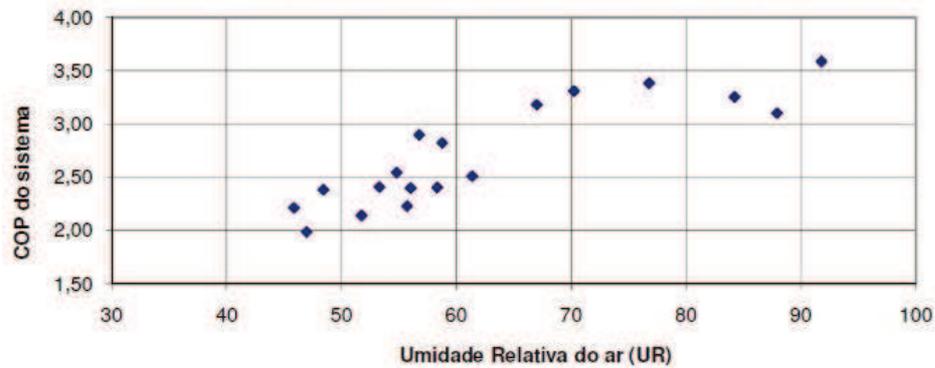


Figura 4.7 - Variação do COP em função da variação de umidade relativa do sistema.

Fonte: Adaptado de SOBRINHO e TUNA (2013).

No ambiente interno, onde está localizado o evaporador, a influência da umidade é significativa e, também existem outras fontes de geração de umidade interna, como as pessoas, no entanto, o aparelho de condicionamento de ar retira umidade quando o ar passa no evaporador e consegue arbitrar níveis mais constante e de umidade relativa presente no ambiente.

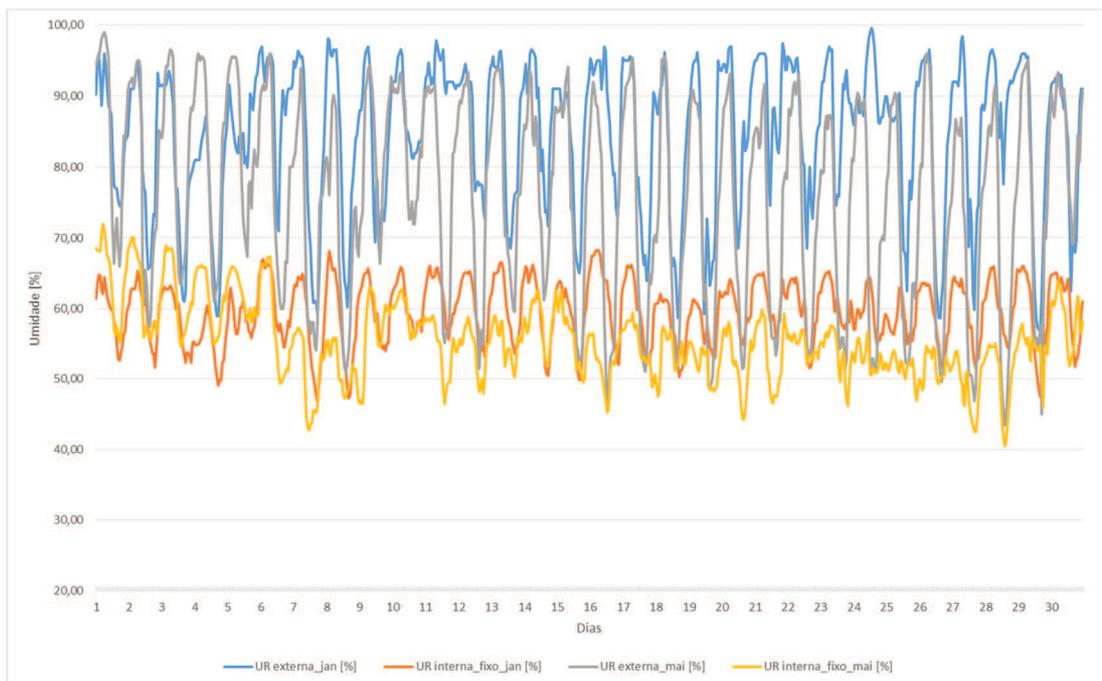


Figura 4.8 - Comparação da umidade relativa do ar entre os meses de janeiro e maio de Brasília

Neste caso, o pior desempenho ocorreu em setembro, conforme o gráfico representado pela Figura 4.9. Na média mensal a umidade relativa do ar em janeiro é aproximadamente 33% maior que o mês de setembro.

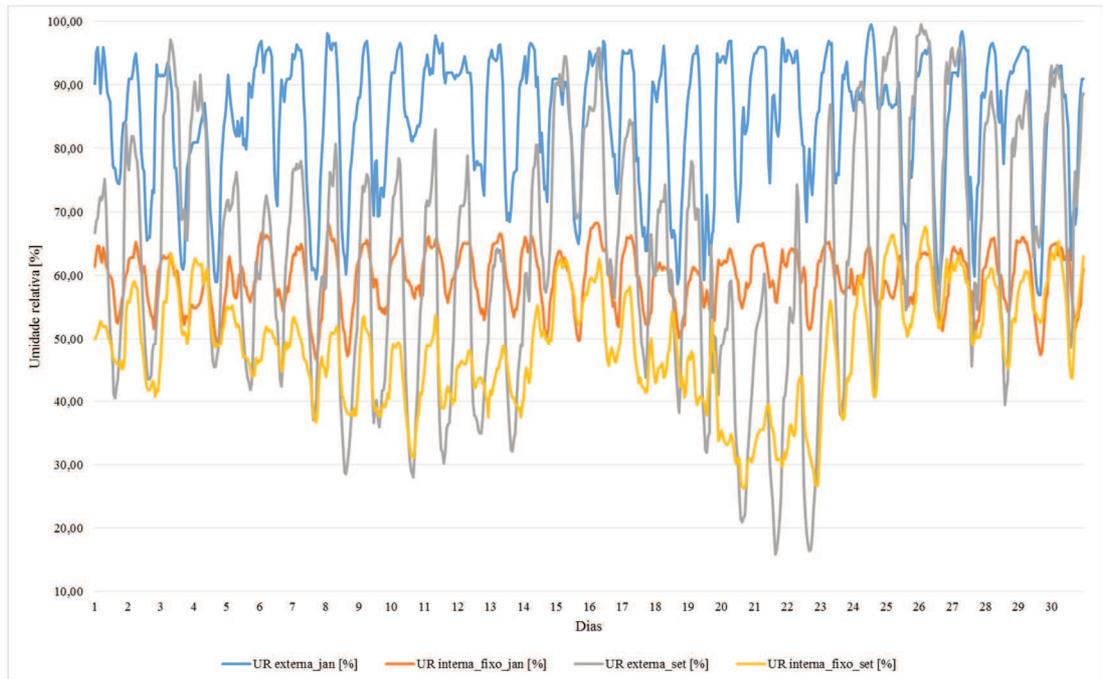


Figura 4.9 - Comparação da umidade relativa do ar entre os meses de janeiro e setembro de Brasília

Conforme o gráfico, apesar da umidade relativa interna apresentar um comportamento mais homogêneo ao longo dos meses, em função da atuação do aparelho condicionador de ar, em setembro a umidade ainda é inferior a umidade apresentada no mês de janeiro.

Considerando a variação de temperatura, conforme o gráfico representado pela Figura 4.10, em setembro são alcançadas temperaturas mais altas, que variam entre 33 °C e 14 °C e, em janeiro, variam entre 27 °C e 17 °C. Quando se fixa o valor de umidade relativa, quanto menor a temperatura, maior é a capacidade de desempenho do equipamento. O oposto também é válido, quando se fixa o valor de temperatura, quanto maior a umidade relativa do ar, maior o desempenho do aparelho de condicionamento de ar. Esta situação também é percebida nas demais localidades, conforme os gráficos do APÊNDICE A.

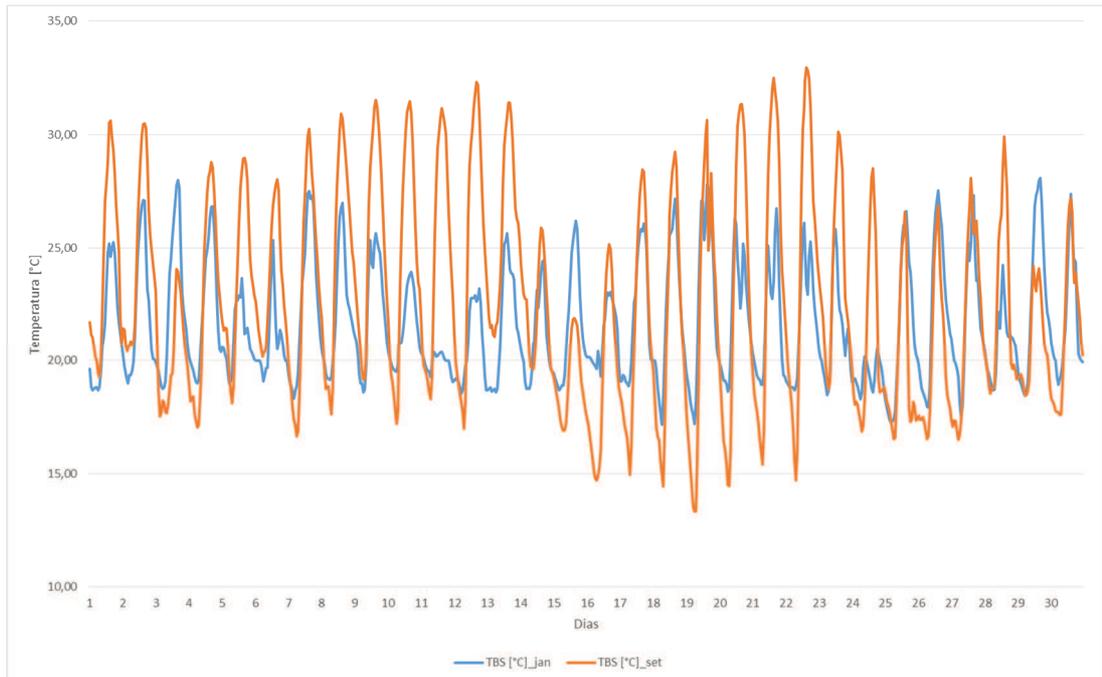


Figura 4.10 - Comparação da temperatura entre os meses de janeiro e setembro de Brasília

Na maioria dos processos de resfriamento, a temperatura do ponto de orvalho do ar entrante está acima da temperatura da superfície da serpentina de resfriamento, de modo que o vapor de água no ar entrante seja condensado e o condensado será drenado. Assim, ocorre transferência simultânea de calor e massa durante o processo de desumidificação. Pode notar-se que os coeficientes de transferência de calor aumentaram à medida que aumenta a umidade relativa.

Aparentemente, é atribuído à presença de condensado que proporciona um aumento da transferência de calor latente. Além disso, a presença de água condensada funciona como um mecanismo de rugosidade e, assim, melhora o desempenho da transferência de calor. No entanto, o efeito da rugosidade na performance de transferência de calor é mais pronunciado quando a velocidade do ar é aumentada e não se aplica a esse sistema, uma vez que os valores de velocidade de ar estão constantes. Para a influência da umidade relativa, verifica-se que os coeficientes de transferência de calor aumentam com o aumento da umidade relativa indicando que a transferência de calor latente é uma parcela muito significativa em condições de desumidificação. Em geral, o incremento absoluto do consumo anual de energia de condicionamento diminui com o aumento da umidade média do ar em horas de condicionamento (BOURABAA et al, 2011; WANG et al, 1999).

Para fins de comparação entre zonas bioclimáticas foram utilizadas as localidades de Curitiba e Florianópolis. Nos meses de janeiro a março, os valores de COP do aparelho são

praticamente idênticos, mas no mês de abril ocorre uma mudança significativa desses valores. O valor do COP de Curitiba é 26% maior que o valor de COP apresentado em Florianópolis. Tal fato justifica-se pela diferenciação da temperatura neste mesmo, conforme apresentado no gráfico da Figura 4.11. Neste mês, também ocorreu uma diminuição de 24% na temperatura média em Curitiba em relação a Florianópolis, sendo possível justificar o melhor desempenho do equipamento. Em relação a umidade interna, não foram verificadas alterações significativas que possam ter influência na melhora desse desempenho.

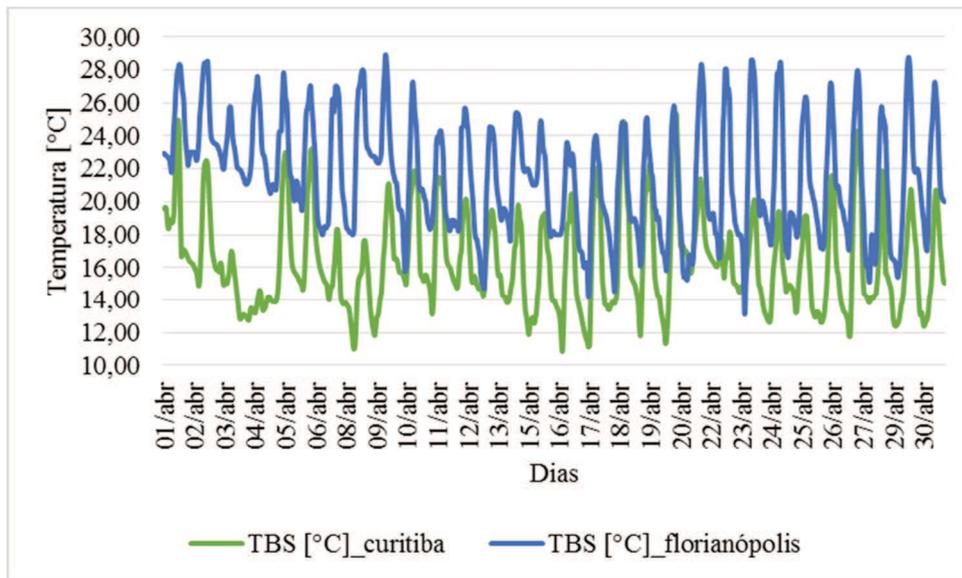


Figura 4.11 - Variação de temperatura em Curitiba e Florianópolis no mês de abril

4.1.4 Potencial de escolha entre equipamentos

Sistemas de condicionamento de ar são projetados para suportar a maior carga total esperada em condições extremas e, são desenhados para oferecer um resfriamento confortável e controle de umidade para os ocupantes de um edifício e, embora sejam importantes, pequenas variações de qualquer um dos dois são geralmente aceitáveis. Os compressores e condensadores são posteriormente escolhidos para atender esta capacidade máxima necessária. De qualquer modo, em quase 95% do tempo que o sistema está ligado ele está com uma carga reduzida, e os compressores de velocidade fixa devem ser ciclados para tentar alcançar a carga. Uma vez que se utilizam os compressores em velocidades fixas, seu consumo de energia é maior do que o necessário para atingir os requerimentos do sistema.

Comparando ambos os sistemas, fixo e *inverter*, através da variável *Run Time Fraction* (RTF) é possível avaliar o percentual do tempo que o sistema realmente está em operação para atender a carga de refrigeração total que está sendo demanda pelo ambiente. Quando esse valor é igual a 1,0, significa que o sistema está operando em sua carga nominal e não se apresentam perdas em função da ociosidade do mesmo. Conforme apresentado nos histogramas que seguem (Figura 4.12, Figura 4.13, Figura 4.14, Figura 4.15), o indicador de RTF do aparelho *inverter* atinge o valor de 1,0 com maior incidência, ou seja, como trabalha em carga parcial, mais frequentemente seu compressor se adapta para operar na carga nominal demandada pelo ambiente. O RTF do aparelho fixo chega ao valor unitário em menos de 0,3% dos casos apresentados, o que propicia uma ciclagem muito maior nesse tipo de aparelho.

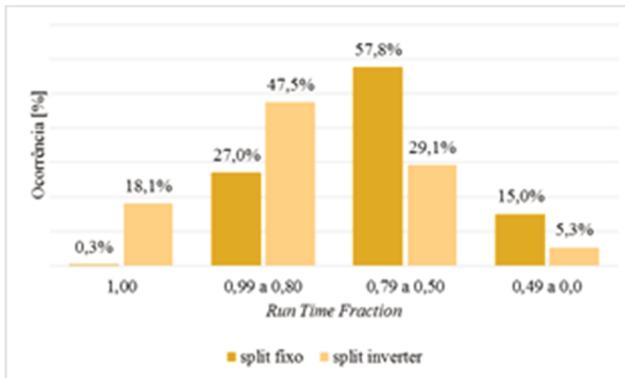


Figura 4.12 – Histograma RTF – São Luis

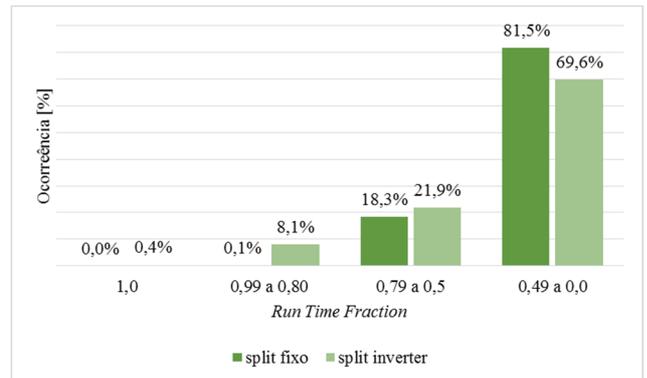


Figura 4.13 – Histograma RTF - Brasília

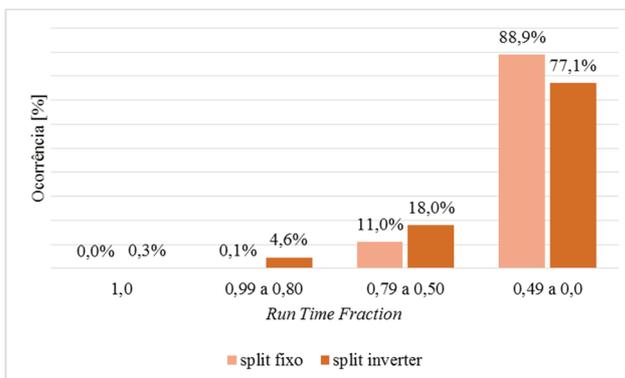


Figura 4.14 – Histograma RTF – Curitiba

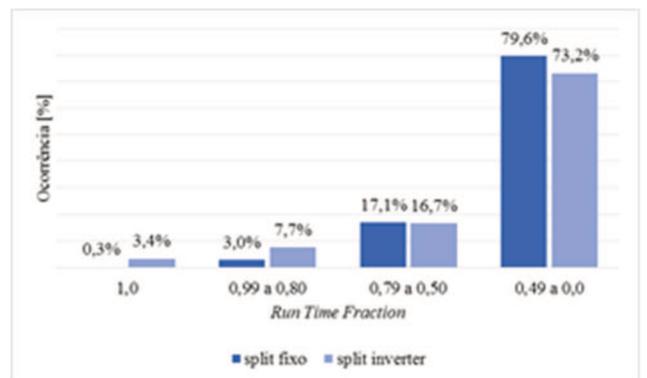


Figura 4.15 – Histograma RTF - Florianópolis

Diferentemente do esperado, apesar dos valores de RTF reportados pelo aparelho *inverter* serem melhores que os reportados pelo aparelho fixo, está valor ainda está distante de ser o ideal. Conforme os objetivos apresentados anteriormente, comparou-se a performance dos equipamentos tipo fixo e *inverter*, aplicados a tipologia de edificação comercial definida e, dessa forma, foi possível identificar qual o equipamento mais vantajoso energeticamente. A Tabela 4.6 representa essa comparação.

Tabela 4.6 - Comparação COP fixo e *inverter*

Localidade	Zonas bioclimáticas	COP anual <i>Split</i> fixo	COP anual <i>Split inverter</i>	Δ COP fixo/COP <i>inverter</i>
Brasília	4 e 5	4,35	6,58	51,4%
Curitiba	1	4,93	6,94	40,9%
Florianópolis	2 e 3	4,94	6,95	40,6%
São Luis	8 e 6	4,54	5,91	30,1%

Também, diferentemente do esperado, a variação de COP apesar de consideravelmente maior em relação ao COP de placa, entre zonas bioclimáticas é relativamente pequena. A diferença entre o maior e menor desempenho para o *Split* fixo é 13,5%, enquanto que essa mesma diferença para equipamento *Split inverter* é 17,6%.

Atenta-se a variação entre fixo e *inverter* em cada localidade. A localidade com maior potencial de economia energética pela substituição do equipamento de operação fixa pela operação variável é Brasília, pois obteve-se o incremento de mais de 50% de capacidade de desempenho entre um e outro. No caso de São Luis, o ganho com a substituição dos equipamentos é menor, 30,1%, justamente porque a variação de temperatura ao longo do dia é menor, conforme apresentado na Figura 4.4 e, conseqüentemente a ciclagem do aparelho ao longo do dia também é menor. Neste caso, seria necessário também uma avaliação econômica do investimento neste tipo de aparelho, para garantir a viabilidade da substituição, o qual não é suportado por esta pesquisa.

4.1.5 Consumo dos equipamentos

Com as análises realizadas foi possível identificar, conforme o esperado, que os meses com temperaturas mais baixas proporcionam um melhor desempenho do equipamento, mas pequenas diferenciações são identificadas, devido a incidência de uma segunda variável, a umidade relativa interna do ar, que quando maior, também contribui para a melhora do

desempenho. Conforme pode ser observado na Figura 4.16 o consumo de energia elétrica segue a variação de temperatura de cada zona bioclimática e, os meses com maiores médias de temperaturas são aqueles onde são apresentados os maiores consumos de energia.

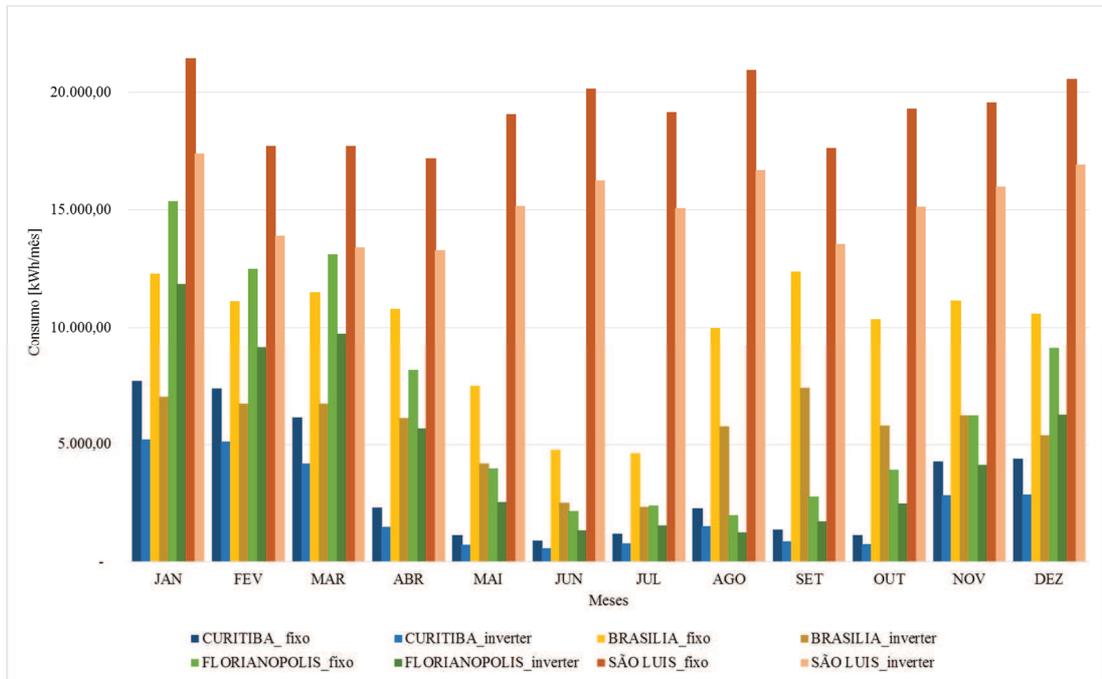


Figura 4.16 - Consumo de energia elétrica (kWh/mês)

Da mesma forma, pode-se observar a diminuição do consumo de energia entre os aparelhos do tipo Split fixo e *inverter*. A média geral de economia de energia produzida a partir da substituição dos equipamentos fixos pelos equipamentos variáveis é 33% e, a economia de cada localidade pode ser observada na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 - Economia de energia pelo substituição de equipamentos fixos por variáveis

Localidade	Média percentual [%]
CURITIBA	34
BRASÍLIA	44
FLORIANÓPOLIS	33
SÃO LUIS	21

Além da redução do consumo pela substituição dos equipamentos, apresenta-se também um ganho de projeto com a aplicação dos coeficientes de performance simulados em detrimento dos especificados na placa dos equipamentos. Conforme apresentado no Anexo 2, hoje a especificação PROCEL classifica um equipamento eficiente, tipo A, quando COP é superior a

3,23, para este caso considerou-se COP de placa 3,25 em comparação aos coeficientes simulados.

Aplicando os coeficientes simulados nas mesmas características de projetos, identifica-se uma maior capacidade de produção de energia útil e, dessa forma, observa-se uma redução na necessidade de potência instalada, pois os equipamentos garantem a quantidade adequada de produção de energia para o conforto do ambiente que será condicionado.

Para isso, foi utilizado o consumo total simulado em quilowatt-hora, multiplicado pelo COP anual simulado, fornecendo o total de energia transferida em quilowatt-hora. Adotou-se esse total como a energia necessária para o condicionamento adequado do ambiente. Após essa ação, dividiu-se a energia total transferida pelo COP de placa imputado ao aparelho, obtendo-se um novo consumo de projeto em quilowatt-hora. A variação entre o consumo simulado, utilizando o COP anual e o consumo de projeto, utilizando o COP de placa, pode ser observado na Tabela 4.8.

Conforme citado anteriormente, o desconhecimento do comportamento dos sistemas de condicionamento de ar acaba por considerar um maior consumo de energia, pois o equipamento opera grande parte do tempo em carga parcial, quando o COP real é maior que o nominal. Nos casos analisados a redução de consumo com dimensionamento correto, ocorre tanto para os aparelhos do tipo fixo como para aparelhos tipo inverter, de acordo com a Tabela 4.8. A redução maior se dá nos aparelhos com operação variável, favorecendo a aplicação desses aparelhos com ação efetiva de eficiência energética.

Conforme pode-se observar, uma análise correta reduziria em até 50% a estimativa de consumo energético, além de permitir uma avaliação mais adequada dos projetos e dos diversos parâmetros que influenciam o consumo de energia.

Tabela 4.8 - Redução de consumo em relação ao projeto

Localidade	Redução de consumo em relação ao projeto [%]
CURITIBA_fixo	34
CURITIBA_inverter	53
BRASILIA_fixo	25
BRASILIA_inverter	51
FLORIANOPOLIS_fixo	34
FLORIANOPOLIS_inverter	53
SÃO LUIS_fixo	28
SÃO LUIS_inverter	45

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A análise de eficiência energética deste trabalho foi baseada no COP anual simulado para os equipamentos de condicionamento de ar dos tipos *Split* fixo e *inverter*. Este índice relaciona a energia total retirada pelo equipamento no período de um ano pela potência elétrica gasta no mesmo período. Essa pesquisa buscou apresentar de que modo as condições climáticas brasileiras podem influenciar o desempenho energético de equipamentos condicionadores de ar com tecnologia fixa e *inverter* através da utilização do programa de simulação computacional *EnergyPlus*. Para se analisar o comportamento energético do sistema de HVAC, inicialmente, uma metodologia que permitisse a identificação das principais localidades que representaram o perfil climatológico para o território brasileiro em todo a sua extensão continental, foi desenvolvida. Desse modo, as quatro localidades selecionadas como objeto de avaliações foram: Brasília, Florianópolis, Curitiba e São Luis. O modelo de referência para o edifício adotado procurou representar uma edificação comercial base, de acordo com o levantamento fotográfico realizado e exemplificado na metodologia.

A performance dos equipamentos condicionadores de ar foi avaliada ao longo de um ano através de resultado de COP (*Coefficient of Performance*). Resultados relevantes obtidos através das simulações computacionais realizadas mostraram que o condicionador de ar apresenta performance superior a relatada na placa dos equipamentos nas 8760 horas simuladas e em todas as horas de operação do aparelho, que variam de acordo com a região bioclimática. A partir do processo de integração dos resultados de desempenho do condicionador de ar identificou-se um indicador anual de performance (COP anual) para cada zona bioclimática e para cada tipologia de aparelho. O maior valor de COP anual atingido para o aparelho fixo foi de 4,94 e, 6,95 para o equipamento *inverter*, ambos os resultados foram atingidos na localidade de Florianópolis, representante da zona bioclimática dois e três.

Também foram avaliadas as influências da umidade relativa do ar no rendimento do sistema e da temperatura do ar, visto que na literatura, para sistemas de condicionamento de ar, conforme apresentado anteriormente, ambos os itens são relevantes. Nos resultados obtidos identificou-se que o rendimento do sistema é maior quando a umidade relativa do ar interno é mais elevada e menor, quando a temperatura de ar externa é mais elevada. Com os resultados obtidos também foi possível qualificar a importância de cada variável climática na performance dos equipamentos, onde a temperatura do ar é a mais significativa nos casos analisados. Apesar de a umidade relativa interna também influenciar no desempenho do equipamento, quando o sistema está submetido a uma temperatura mais elevada e com umidade mais alta, apresenta

um menor desempenho do que quando está submetido a temperatura mais reduzida e com umidade mais baixa.

Com a pesquisa, foi possível identificar a relevância da substituição dos equipamentos fixos por *inverters* e assegurar o ganho de eficiência energética. Em todas as localidades foram apresentados ganhos superiores a 20% de economia, alcançando 44% em Brasília. Os valores indicam que zonas bioclimáticas com variação diária de temperatura maiores, garantem um maior ganho com a substituição do aparelho, pois as ciclagens apresentadas no aparelho fixo diminuem. Expressos pelo valor de RTF (*Run Time Fraction*), identifica-se que o aparelho com rotação fixa apresenta valor unitário em menos de 0,3% do tempo total de operação do aparelho, ou seja, opera sempre abaixo da sua carga nominal para atender o condicionamento exigido pelo ambiente.

Nesse sentido, torna-se cada vez mais relevante o entendimento e a aplicação de um indicador de eficiência energética capaz de representar a eficiência de maneira integral do sistema de climatização. Indicadores integrados de eficiência energética podem ser obtidos através de métodos específicos como, por exemplo, modelos matemáticos, simulações computacionais ou até mesmo através de medições efetuadas na própria edificação. Conforme esperado, os resultados apresentaram-se de forma coerente, através dos quais as organizações certificadoras podem elaborar normas e procedimentos capazes de orientar e regulamentar o modo como os indicadores anuais de performance podem e devem ser viabilizados, difundidos e aplicados dentro do mercado de HVAC para garantir maior eficiência dos equipamentos.

Problematizado no capítulo um e respondido no capítulo quatro, o COP nominal de condicionadores de ar não é representativo da real eficiência dos equipamentos no Brasil, pois os valores encontrados através das simulações são maiores em 100% das horas simuladas. Da mesma forma, o COP nominal imputado na placa dos equipamentos também não é imune às especificidades climáticas de cada região do Brasil, pois para cada zona bioclimática foram encontrados resultados diferentes do nominal e diferentes entre si.

Utilizar-se da referência nominal de desempenho dos equipamentos para o dimensionamento de projetos acaba por demandar um sistema maior que o necessário para atender o condicionamento exigido pelo ambiente, principalmente quando este valor é o mesmo para equipamentos fixos e *inverters*. Se utilizados os valores de COP anual simulados, seria possível projetar sistemas mais ajustados e os mesmos atuariam uma menor parte do tempo em carga parcial, diminuindo as perdas pela ociosidade do sistema e, favorecendo a utilização dos equipamentos de rotação variável, já que o seu índice de eficiência energética é superior e contribui de forma significativa para redução do consumo de energia elétrica.

5.1 SUGESTÕES PARA O DESENVOLVIMENTO DE NOVOS TRABALHOS

Para o desenvolvimento de futuros trabalhos sugere-se a análise da viabilidade econômica na aquisição de sistemas de condicionamento de ar mais eficientes, ou seja, o sistema *inverter* em relação ao sistema fixo. Buscar identificar as condições nas quais, do ponto de vista do consumidor, é economicamente interessante empregar os modelos mais eficientes, utilizando como critério o custo anual do equipamento, investimento inicial mais custo de operação e, a Taxa Interna de Retorno.

Além disso, pode-se avaliar os impactos energéticos atribuído ao Programa Selo PROCEL, no âmbito de condicionadores de ar do tipo Janela e Split (fixo e *inverter*), a fim de garantir a viabilidade de projeto de eficiência energética que promovem a substituição desse aparelho e têm como avaliação a relação custo benefício (RCB).

REFERÊNCIAS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 16401-1 (2008) - **Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários**. Parte 1: Projetos das Instalações. ABNT. Rio de Janeiro.

ABNT, ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-3:2005 – **Desempenho térmico de edificações** – Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social.

ALMEIDA, C. E. G.; TEIXEIRA, I. M. V. **Aspectos da Construção Sustentável no Brasil e Promoção de Políticas Públicas**. CBCS. [S.l.], p. 111. 2014.

ASHRAE, 90.1-2010 **Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings**, American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, EUA, 2010.

BAJENARU, Nicolae; DAMIAN, Andrei; FRUNZULICA, Rodica. Evaluation of the energy performance for an NZEB office building under specific climatic conditions. **Sustainable Solutions for Energy and Environment**, Bucharest, n. 85, p.26-34, 20 Nov. 2015.

BEIZAE, A., ALLINSON, D., LOMAS, K., FODA, E., LOVEDAY, D. Measuring the Potential of Zonal Space Heating Controls to Reduce Energy use in UK homes: the case of um-furbished 1930s dwellings, **Energy and Buildings**, Elsevier, 44 p., 28 Jan. 2015.

BEYER, P. O.; “**Apostila de Aquecimento Ambiental**”, Departamento de Engenharia Mecânica (DMEC), UFRGS, 2009.

BOURABAA, A., SAIGHI, M., BELAL, I. **The influence of the inlet conditions on the air side heat transfer performance of plain finned evaporator**. World Academy of Science, Engineering and Technology, 59 (2011).

BRASIL. _____. ANVISA. Agência Nacional de Vigilância Sanitária. **Resolução Nº 009, de 16 de janeiro de 2003**. Estabelece padrões referenciais de qualidade de ar interno em ambientes climatizados artificialmente de uso público e coletivo. Disponível em: <http://portal.anvisa.gov.br/wps/wcm/connect/d094d3004e5f8dee981ddcd762e8a5ec/Resolucao_RE_n_09.pdf?MOD=AJPERES>. Acesso em: 17 de agosto de 2017.

CALAPRICE, A., The New Quotable Einstein, 2005.

CHIRARATTANANON, S.; TAWEWKUN, J. A Technical Review of Energy Conservation Programs for Commercial and Government Buildings in Thailand. **Energy Conservation and Management**. Thailand, V.44, 743-762, 2002.

CUI, Y., YAN, D., HONG, T., XIAO, C., LUO, X., ZHANG, Q. Comparison of typical year and multiyear building simulations using a 55-year actual weather data set from China. **Applied Energy**. 195, 890–904 (2017).

DING, Y.; LI, B.; YAO, R.; TAN, Y. Part load operation coefficient of air-conditioning system of public building, **Energy and Buildings**, v. 42, p. 1902–1907, 2010.

DOSSAT, R.J., *Princípios de Refrigeração*, São Paulo: Emus, 2004, 896 p.

FORTES, M., FERREIRA, D.A., SOUZA, W. R. **Modelagem de um condicionador de ar de alta precisão para uso em processamento agrícola**. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, Jaboticabal, v.26, n.2, p. 578-589, 2006.

GELLER, Howard. **Índices Mínimos de Eficiência Energética, Etiquetas e Procedimento de Ensaio para Refrigeradores, Freezers e Condicionadores de Ar de Janela no Canadá, México, Estados Unidos, China e Outros Países em Desenvolvimento e em Transição**. [S. L.]: Collaborative Labeling and Appliance Standards Program, 2006. 19 p.

GHISI, E.; RAMOS, G.; SANTANA, M., MINKU, P., MOREIRA, C., COELHO, G. **Impactos da Adequação Climática Sobre a Eficiência Energética e o Conforto Térmico de Edificações de Escritórios no Brasil-Zona 03**. UFSC: Florianópolis. 2006; 120p.

HURTADO, L. A., RHODES, J. D., NGUYEN, P. H., KAMPHUIS, I. G., WEBBER, M. E. Quantifying demand flexibility based on structural thermal storage and comfort management of non-residential buildings: A comparison between hot and cold climate zones. **Applied Energy**. 195, 1047–1054 (2017).

ILIE, A., DUMITRESCU, R., GIRIP, A., CUBLESAN, V. **Study on technical and economical solutions for improving air conditioning efficiency in building sector**. **Energy Procedia**, v 112, p. 537 – 544, 2017.

ISO 7730. **Ambientes Térmicos: Instrumentos e Métodos para Medição de Parâmetros Físicos**. 2005.

KIM, M. H., SONG, S., BULLARD, C. W. **Effect of inlet humidity condition on the airside performance of an inclined brazed aluminum evaporator**. *Inst. Journal of Refrigeration*, vol 25, p.611-620, 2002.

LABEEE. **Eficiência Energética em Edificações**. LabEEE. Disponível em: <www.labeee.ufsc.br/linhas-de-pesquisa/eficiencia-energetica-em-edificacoes>. Acesso em: maio de 2017.

LAMBERTS, R, BORGSTEIN, E. Developing energy consumption benchmarks for buildings: Bankbranches in Brazil, **Energy and Buildings**, v. 82, p. 82–91, 2014.

LAMBERTS, R., 1996, Electricity efficiency in commercial and public buildings: Energy for Sustainable Development. , **Energy for Sustainable Design**, v.2, Elsevier, 4 p., mar.1996.

LBNL, **EnergyPlus Engineering Reference – The Reference to EnergyPlus Calculations**, US Department Of Energy, Version 5.0, USA, 2010a.

MARANGONI, F., TELLINI, T., MORENO, R., FERREIRA, S., KONOPATZKI, E. **Comparativo econômico entre condicionadores de ar com tecnologia convencional e**

inverter. In: ENCONTRO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, 35, 2015, Fortaleza. p. 20.

MASCARO, Juan Luis; MASCARO, Lucia Elvira Raffo; STORCHI, Ceres. **Incidência das variáveis projetivas e de construção no consumo energético dos edifícios:** relatório de pesquisa. 2. ed. Porto Alegre: Sagra-dc Luzzatto, 1992. 134 p.

MENEZES, A.C., CRIPPS, A., BUSWELL, R. A., WRIGHT, J., BOUCHLAGHEM, D. Estimating the energy consumption and power demand of small power equipment in office buildings. **Energy And Buildings**, [s. L.], n. 75, p.199-209, 14 fev. 2014.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Eficiência Energética:** guia para etiquetagem de edifícios: volume 1. Brasília: MMA, 2015. 70 p.

NI, Jiacheng; BAI, Xuelian. A review of air conditioning energy performance in data centers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. L.], n. 67, p.625-640, 19 set. 2016.

PARK, Doo Yong; YUN, Gyeong; KIM, Kang Soo. Experimental evaluation and simulation of a variable refrigerant- flow (VRF) air-conditioning system with outdoor air processing unit. **Energy And Buildings**, Coreia do Sul, n. 146, p.122-140, 14 abr. 2017.

PEREIRA, Cláudia Donald; LAMBERTS, Roberto; GHISI, Enedir. **Nota técnica referente aos níveis mínimos de eficiência energética de condicionadores de ar no Brasil.** Florianópolis: Centro Brasileiro de Eficiência Energética em Edificações, 2013. 9 p.

PÉREZ-LOMBARD, ORTIZ, J., CORONEL, J., MAESTRE, I. A review of HVAC systems requirements in building energy regulations, **Energy and Buildings**, v. 43, p. 255–268, 2011.

Pozza, F., **Análise Térmica e energética de uma edificação residencial com ar condicionado VRF – Fluxo de Refrigerante Variável**, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2011.

Procel edifica. **Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edificações Comerciais, de Serviços e Públicas.** Disponível em: http://www.pbeedifica.com.br/sites/default/files/projetos/etiquetagem/comercial/downloads/Port372-2010_RTQ_Def_Edificacoes-C_rev01.pdf. Acesso em: 10 de ago. 2017.

PROCEL. **PROCEL - Edifica.** PROCEL. Disponível em: <http://www.procelinfo.com.br/data/Pages>>. Acesso em: maio de 2017.

RAUSTAD, R, **Creating Performance Curves for Variable Refrigerant Flow Heat Pump in EnergyPlus**, Florida Solar Energy Center, University of Central Florida, Florida, U.S.A, 2012.

SCHINDLER. **Energy Efficiency Label for Elevators.** Disponível em: http://www.schindler.com/content/nz/internet/en/mobility-solutions/products/elevators/_jcr_content/rightPar/downloadlist/downloadList/56_1371006083020.download.asset.56_1371006083020/VDI%20Brochure.pdf. Acesso em: 21 de agosto de 2017.

SOBRINHO, P. M., TUNA, E. C. Experimental research on the influence of the air humidity conditions in an air conditioning system. **Experimental Thermal and Fluid Science**. 49, 152–159 (2013).

SOUZA, Edson Palhares de. **Economia de energia em ar condicionado no Brasil: eficiência e economicidade**. 2010. 114 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Elétrica, Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2010.

STOECKER, W.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Edgard Blucher, 2002, 371 p.

WANG, Chi-chuan; LIN, Yur-tsai; LEE, Chi-juan. Heat and momentum transfer for compact louvered fin- and-tube heat exchangers in wet conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Taiwan, v. 2000, n. 43, p.3443-3452, 31 maio 1999.

WASCHEVICZ, Juliana Damasio. **ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DA ENVOLTÓRIA E DE DIFERENTES TIPOS DE SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR EM EDIFICAÇÃO VERTICAL COMERCIAL EM PORTO ALEGRE/RS**. 2016. 94 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2016.

XIAOTONG, D., XIAOMEI, Q.; CUNDONG, W. **Determination of Effective Energy in Buildings**. IEEE. International Conference on Automation and Logistics. Shenyang, China. August 2009.

ZHANG, Dongliang; XIA, Xueying; ZHANG, Xu. **Study on simplified evaluation method for annual operation performance of multi-connected air conditioning system**. Applied Thermal Engineering, [s. L.], n. 99, p.1165-1170, 13 fev. 2016.

ANEXO I

Tabela - Curva quadrática PTAC

	<i>Cooling Coil CAP-FF</i>	<i>Cooling Coil EIR-FF</i>	<i>Cooling Coil PLF</i>
Coefficiente1 constante	1	1	0,85
Coefficiente2 x	0	0	0,15
Coefficiente3 x^{xy2}	0	0	0
Mínimo valor de x	0,5	0,5	0
Máximo valor de x	1,5	1,5	1

Tabela - Curva biquadrática PTAC

	<i>Cooling Coil CAP-FT</i>	<i>Cooling Coil EIR-FT</i>
Coefficiente1 constante	2,25452787	-0,658159052
Coefficiente2 x	-0,10103296	0,117729325
Coefficiente3 x^{xy2}	0,00482478	-0,003030569
Coefficiente4 y	-0,01148338	0,006482818
Coefficiente5 y^{xy2}	0,000066729	0,000812854
Coefficiente6 x^{xy}	-0,00111539	-0,001062934
Mínimo valor de x	17	17
Máximo valor de x	22	22
Mínimo valor de y	25	25
Máximo valor de y	40	40

Tabela - Curva linear

	<i>CoolingCombRatio</i>	<i>HeatingCombRatio</i>
Coefficiente1 constante	1	0
Coefficiente2 x	0	0
Mínimo valor de x	1,0	1,0
Máximo valor de x	1,5	1,5
Saída de curva mínima	1,0	1,0
Saída de curva máxima	1,2	1,2

Tabela - Curva Quadrática

	<i>VRFCPLFFPLR</i>	<i>HeatingEIRHiPLR</i>	<i>VRFACCoolCapFFF</i>
Coefficiente1 constante	1	0	1
Coefficiente2 x	0	0	0
Coefficiente3 x^{xy2}	0	0	0
Mínimo valor de x	0	1	0,5
Máximo valor de x	1	1,5	1,5
Saída de curva mínima	0,85	-	-
Saída de curva máxima	1	-	-

Tabela - Curva cúbica

Saída de curva máxima	Saída de curva mínima	Máx x		Min x	Coef4 x ³	Coef3 x ²	Coef2 x	Coef1 cte	VRFCoolCapFT Boundary	
-	-	30	VRFCoolCapFTBoundary	11	0	0	0	1	1	VRFCoolEIRFT Boundary
-	-	24	VRFCoolEIRFTBoundary	15	0	0	0	1	2,5329406	CoolingEIRLowPLR
-	-	1	CoolingEIRLowPLR	0,62	-2,633519	8,6965637	-7,595183	1	1	VRFHeatCapFT Boundary
-	-	27	VRFHeatCapFTBoundary	15	0	0	0	1	1	VRFHeatEIRFT Boundary
15	-20	27	VRFHeatEIRFTBoundary	15	0	0	0	1	1	HeatingEIRLowPLR
-	-	1	HeatingEIRLowPLR	0	0	0	0	1	-0,889797	CoolingEIRHiPLR
-	-	1,3	CoolingEIRHiPLR	1	0,4388293	-1,671643	3,1226107	1	1	VRFTUHeatCapFT
1,5	0,5	50	VRFTUHeatCapFT	0	0	0	0	1		

Tabela - Curva biquadrática

	VRFCoolEIRFT	VRFHeatCapFT	VRFHeatCapFTHi	VRFHeatEIRFT	VRFHeatEIRFTHi	CoolingLengthCorrectionFactor	VRFTUCoolCapFT
Coef1 cte	0,658159052	1	1	1	1	1	2,25452787
Coef2 x	0,117729325	0	0	0	0	0	0,10103296
Coefx²	0,003030569	0	0	0	0	0	0,00482478
Coef4 y	0,006482818	0	0	0	0	0	0,01148338
	VRFCoolEIRFT	VRFHeatCapFT	VRFHeatCapFTHi	VRFHeatEIRFT	VRFHeatEIRFTHi	CoolingLengthCorrectionFactor	VRFTUCoolCapFT
Coef5 y²	0,000812854	0	0	0	0	0	0,000066729
Coef6 xy	0,001062934	0	0	0	0	0	0,00111539
Mín x	17	15	15	15	15	2	17
Máx x	22	27	27	27	27	30	22
Mín y	25	-20	-10	-20	-10	0,5	25
Máx y	40	15	15	12	15	1,5	40

ANEXO II

ENCE - Etiqueta Nacional de Conservação de Energia

Selo PROCEL de Economia de Energia

CONDICIONADORES DE AR SPLIT HI-WALL

Data atualização: 24/4/2017

Classes	Coeficiente de eficiência energética (W/W)		Split Hi-Wall			
			Rotação Fixa		Rotação Variável	
A	3,23	<CEE	375	41,8%	315	91,3%
B	3,02	<CEE ≤ 3,23	178	19,8%	22	6,4%
C	2,81	<CEE ≤ 3,02	274	30,5%	8	2,3%
D	2,60	≤CEE ≤ 2,81	70	7,8%	0	0,0%

897 un

345 un

Nota: A classificação dos equipamentos nessa tabela obedece aos índices de eficiência em vigor da portaria INMETRO / MDIC número 410 de 16/8/2013.

IMPORTANTE: Para efeito de confirmação do status do registro junto ao Inmetro, os modelos presentes nesta tabela devem ser consultados no banco de dados do registro no link: <http://www.inmetro.gov.br/registrosobjetos/Default.aspx?pag=1>

TABELA SPLIT_HI_WALL_(24)-(04)-(2017) - Novos Índices

ANEXO III

Quadro 1 - COP fixo mensal em Brasília

Resumo <i>Split</i> fixo - Brasília		
COP anual	4,35	
COP Médio	4,52	Janeiro
COP Médio	4,45	Fevereiro
COP Médio	4,41	Março
COP Médio	4,34	Abril
COP Médio	4,32	Maio
COP Médio	4,29	Junho
COP Médio	4,26	Julho
COP Médio	4,21	Agosto
COP Médio	4,14	Setembro
COP Médio	4,34	Outubro
COP Médio	4,32	Novembro
COP Médio	4,49	Dezembro

Quadro 2 - COP *inverter* mensal em Brasília

Resumo <i>Split inverter</i>- Brasília		
COP anual	6,58	
COP Médio	7,08	Janeiro
COP Médio	6,64	Fevereiro
COP Médio	6,69	Março
COP Médio	6,45	Abril
COP Médio	6,58	Maio
COP Médio	6,64	Junho
COP Médio	6,47	Julho
COP Médio	6,08	Agosto
COP Médio	6,21	Setembro
COP Médio	6,59	Outubro
COP Médio	6,54	Novembro
COP Médio	6,89	Dezembro

Quadro 3 - COP fixo mensal em Curitiba

Resumo <i>Split</i> fixo - Curitiba		
COP anual	4,93	
COP Médio	4,84	Janeiro
COP Médio	4,90	Fevereiro
COP Médio	4,91	Março
COP Médio	5,09	Abril
COP Médio	5,00	Maio
COP Médio	4,90	Junho
COP Médio	4,92	Julho
COP Médio	4,83	Agosto
COP Médio	4,97	Setembro
COP Médio	4,95	Outubro
COP Médio	4,92	Novembro
COP Médio	4,99	Dezembro

Quadro 4 - COP *inverter* mensal em Curitiba

Resumo <i>Split inverter</i> - Curitiba		
COP anual	6,94	
COP Médio	6,77	Janeiro
COP Médio	6,90	Fevereiro
COP Médio	6,93	Março
COP Médio	7,16	Abril
COP Médio	7,10	Maio
COP Médio	6,97	Junho
COP Médio	6,93	Julho
COP Médio	6,76	Agosto
COP Médio	7,03	Setembro
COP Médio	7,02	Outubro
COP Médio	6,95	Novembro
COP Médio	6,99	Dezembro

Quadro 5 - COP fixo mensal em Florianópolis

Resumo <i>Split</i> fixo - Florianópolis		
COP anual	4,94	
COP Médio	4,84	Janeiro
COP Médio	4,91	Fevereiro
COP Médio	4,83	Março
COP Médio	4,91	Abril
COP Médio	4,99	Maio
COP Médio	5,02	Junho
COP Médio	4,92	Julho
COP Médio	5,07	Agosto
COP Médio	5,10	Setembro
COP Médio	5,06	Outubro
COP Médio	5,01	Novembro
COP Médio	4,88	Dezembro

Quadro 6 - COP *inverter* mensal em Florianópolis

Resumo <i>Split inverter</i> - Florianópolis		
COP anual	6,95	
COP Médio	6,53	Janeiro
COP Médio	6,75	Fevereiro
COP Médio	6,64	Março
COP Médio	6,86	Abril
COP Médio	7,08	Maio
COP Médio	7,15	Junho
COP Médio	7,02	Julho
COP Médio	7,31	Agosto
COP Médio	7,43	Setembro
COP Médio	7,31	Outubro
COP Médio	7,14	Novembro
COP Médio	6,82	Dezembro

Quadro 7 - COP fixo mensal em São Luis

Resumo <i>Split</i> fixo - São Luis		
COP anual	4,54	
COP Médio	4,41	Janeiro
COP Médio	4,60	Fevereiro
COP Médio	4,68	Março
COP Médio	4,67	Abril
COP Médio	4,68	Maio
COP Médio	4,62	Junho
COP Médio	4,61	Julho
COP Médio	4,52	Agosto
COP Médio	4,42	Setembro
COP Médio	4,38	Outubro
COP Médio	4,43	Novembro
COP Médio	4,48	Dezembro

Quadro 8 - COP *inverter* mensal em São Luis

Resumo <i>Split inverter</i> - São Luis		
COP anual	5,91	
COP Médio	5,71	Janeiro
COP Médio	6,03	Fevereiro
COP Médio	6,25	Março
COP Médio	6,14	Abril
COP Médio	6,08	Maio
COP Médio	5,97	Junho
COP Médio	6,03	Julho
COP Médio	5,87	Agosto
COP Médio	5,81	Setembro
COP Médio	5,65	Outubro
COP Médio	5,68	Novembro
COP Médio	5,70	Dezembro

APÊNDICE - A

Comparativo de umidade relativa e temperatura de ar externa para cada zona bioclimática simulada

A Figura A.1 apresenta o comparativo entre os valores de umidade entre os meses de abril e agosto na localidade de Curitiba.

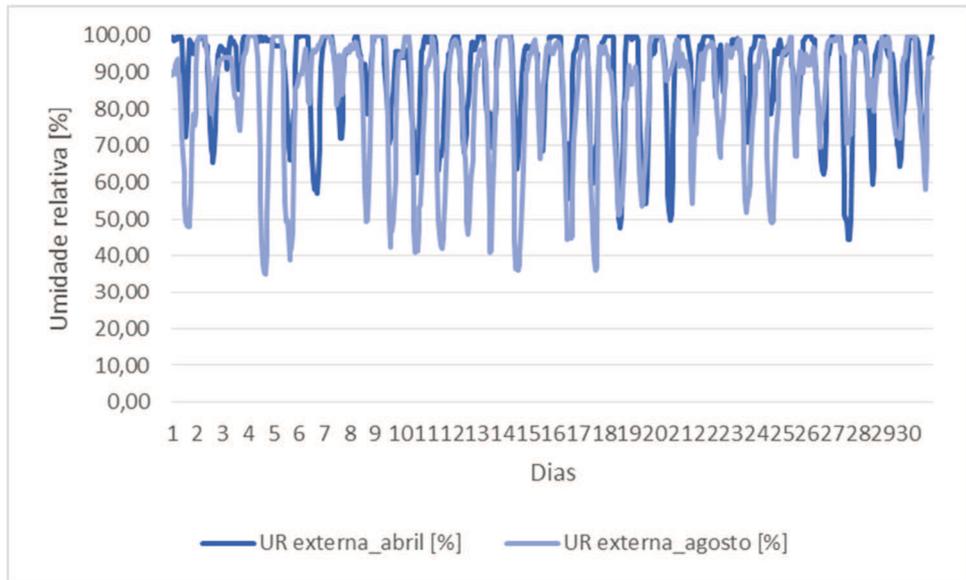


Figura A.1 – Comparativo de umidade - Curitiba

A Figura A.2 apresenta o comparativo entre os valores de temperatura entre os meses de abril e agosto na localidade de Curitiba.

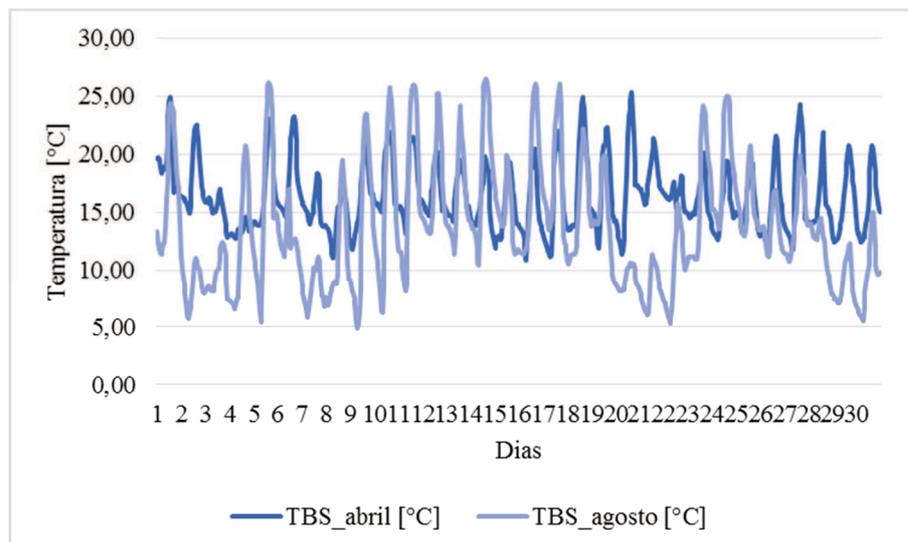


Figura A.2 – Comparativo de temperatura – Curitiba

A Figura A.3 apresenta o comparativo entre os valores de umidade entre os meses de março e setembro na localidade de Florianópolis.

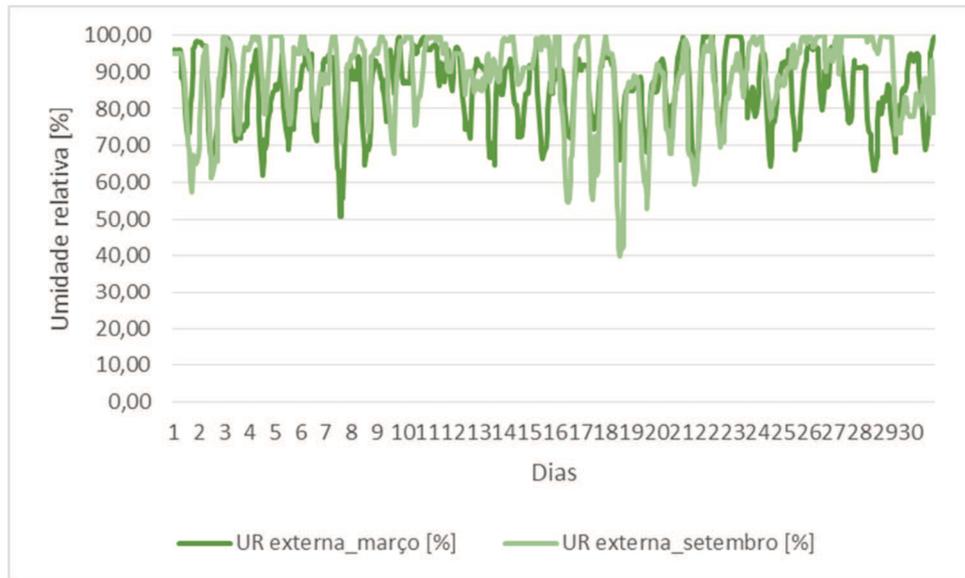


Figura A.3 – Comparativo de umidade – Florianópolis

A Figura A.4 apresenta o comparativo entre os valores de temperatura entre os meses de março e setembro na localidade de Florianópolis.

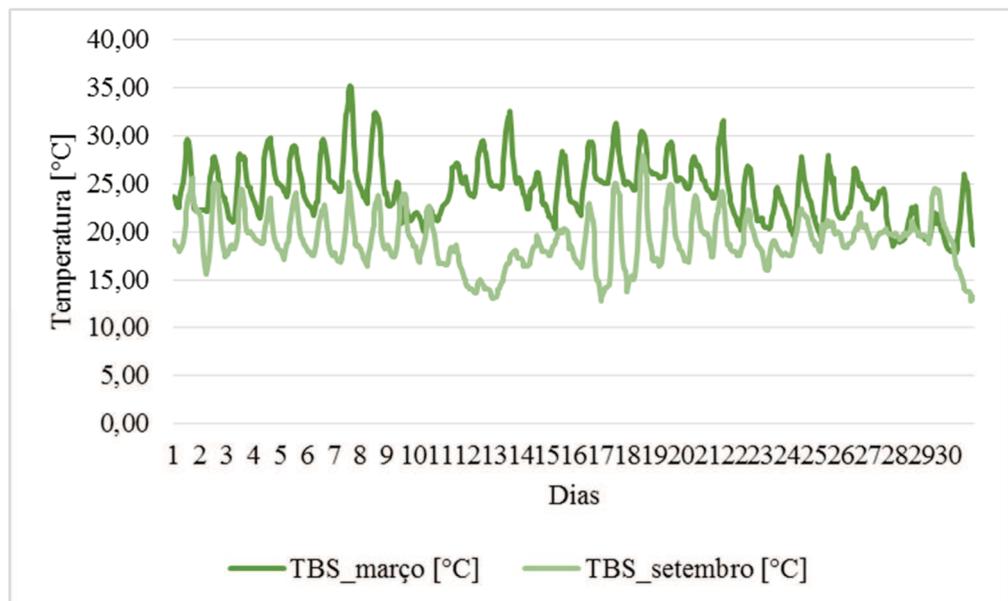


Figura A.4 – Comparativo de temperatura – Florianópolis

A Figura A.5 apresenta o comparativo entre os valores de umidade entre os meses de março e outubro na localidade de São Luis.

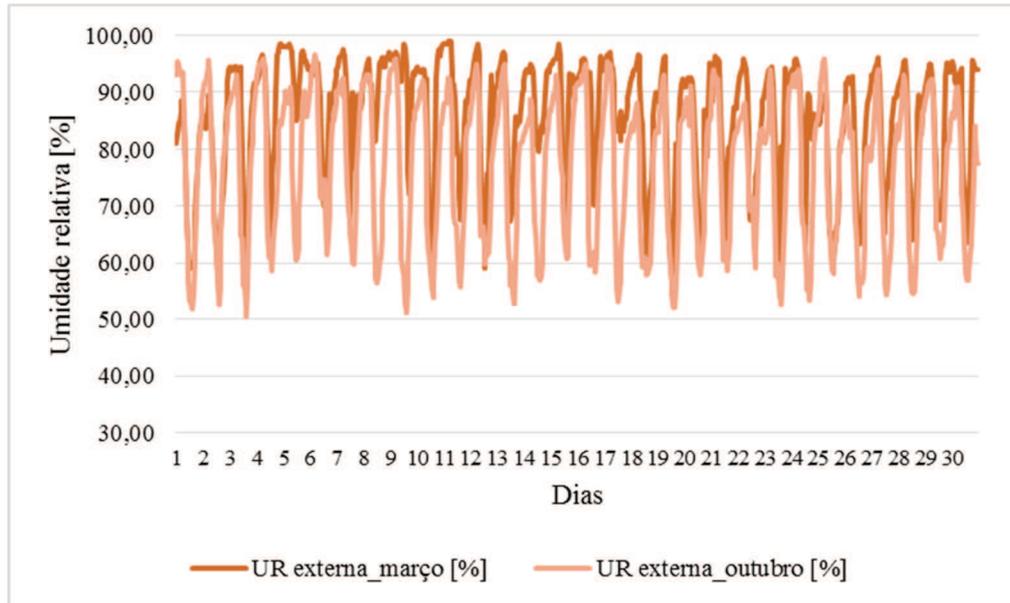


Figura A.5 – Comparativo de umidade – São Luis

A Figura A.6 apresenta o comparativo entre os valores de temperatura entre os meses de março e outubro na localidade de São Luis.

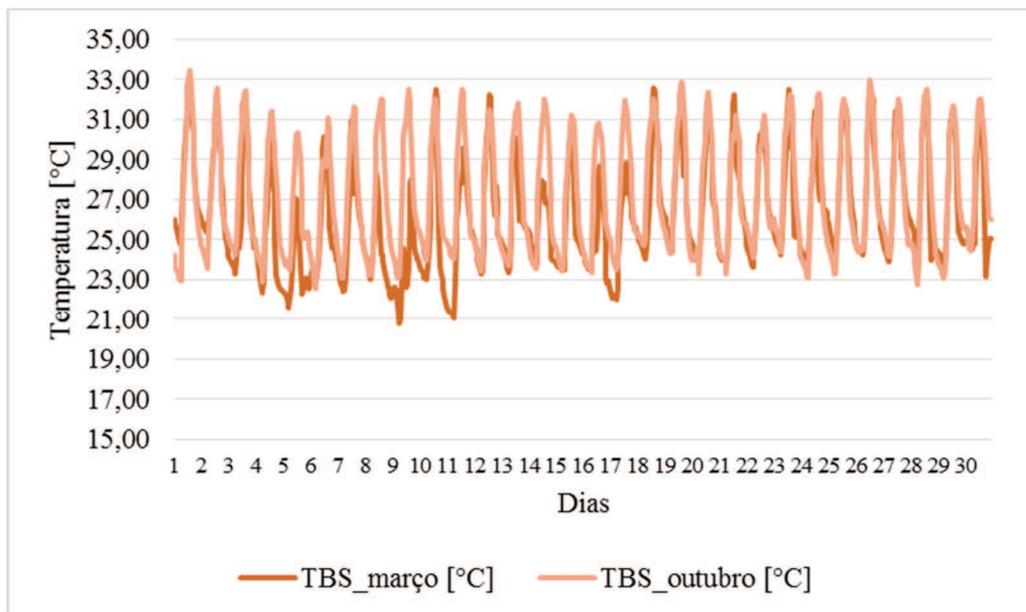


Figura A.6 – Comparativo de temperatura – São Luis

A Figura A.7 apresenta o comparativo entre os valores de umidade entre os meses de janeiro e setembro na localidade de Brasília.

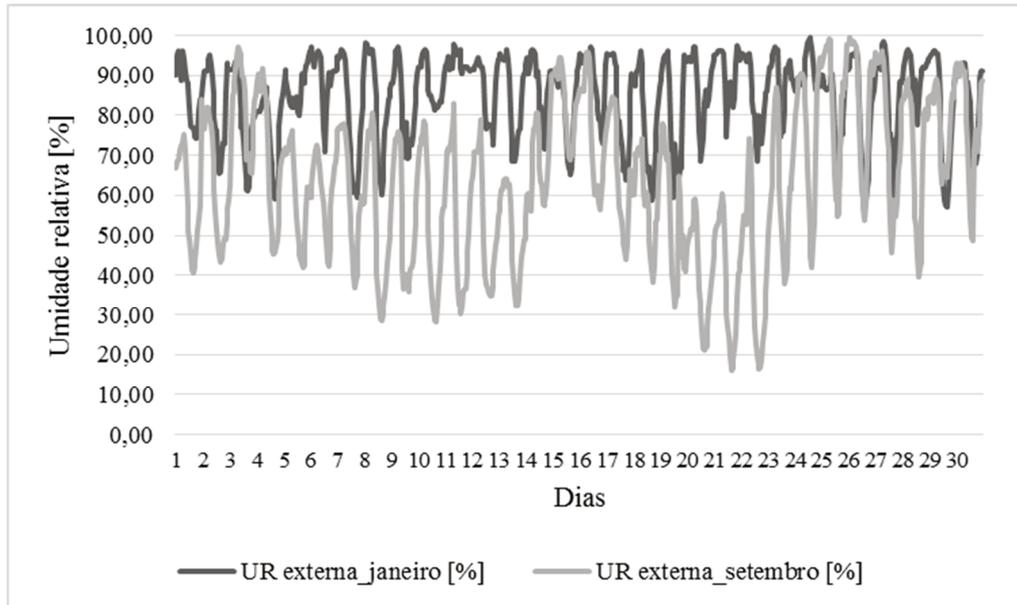


Figura A.7 – Comparativo de umidade – Brasília

A Figura A.8 apresenta o comparativo entre os valores de temperatura entre os meses de janeiro e setembro na localidade de Brasília.

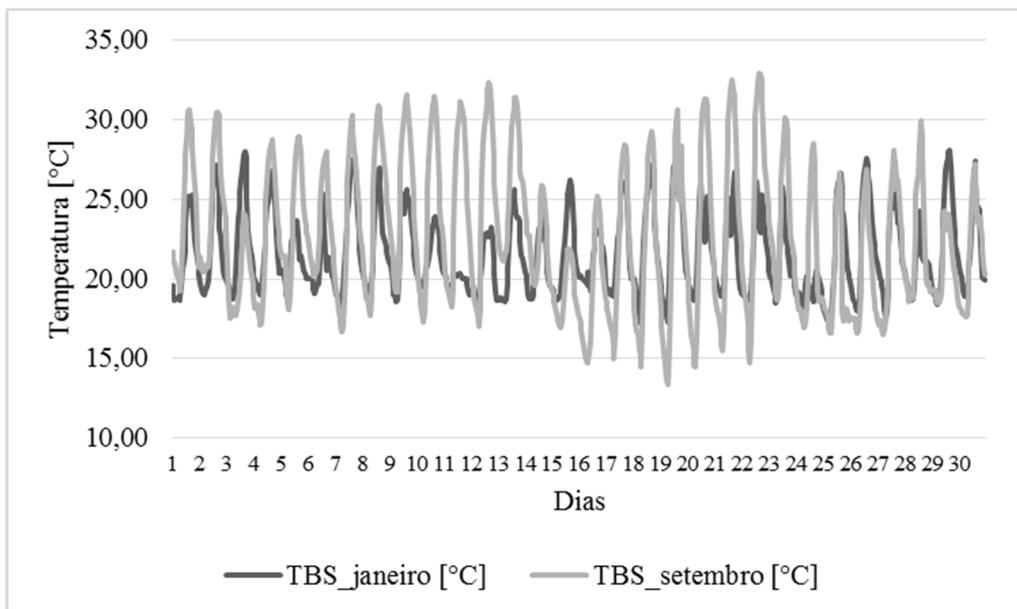


Figura A.8 – Comparativo de temperatura – Brasília

APÊNDICE - B

Comparativo de consumo de energia elétrica entre os sistemas de condicionamento de ar Split *fixo* e *inverter* em cada zona bioclimática simulada.

A Figura B.1 apresenta o comparativo entre o consumo do sistema fixo e sistema inverter entre os meses na localidade de Curitiba.

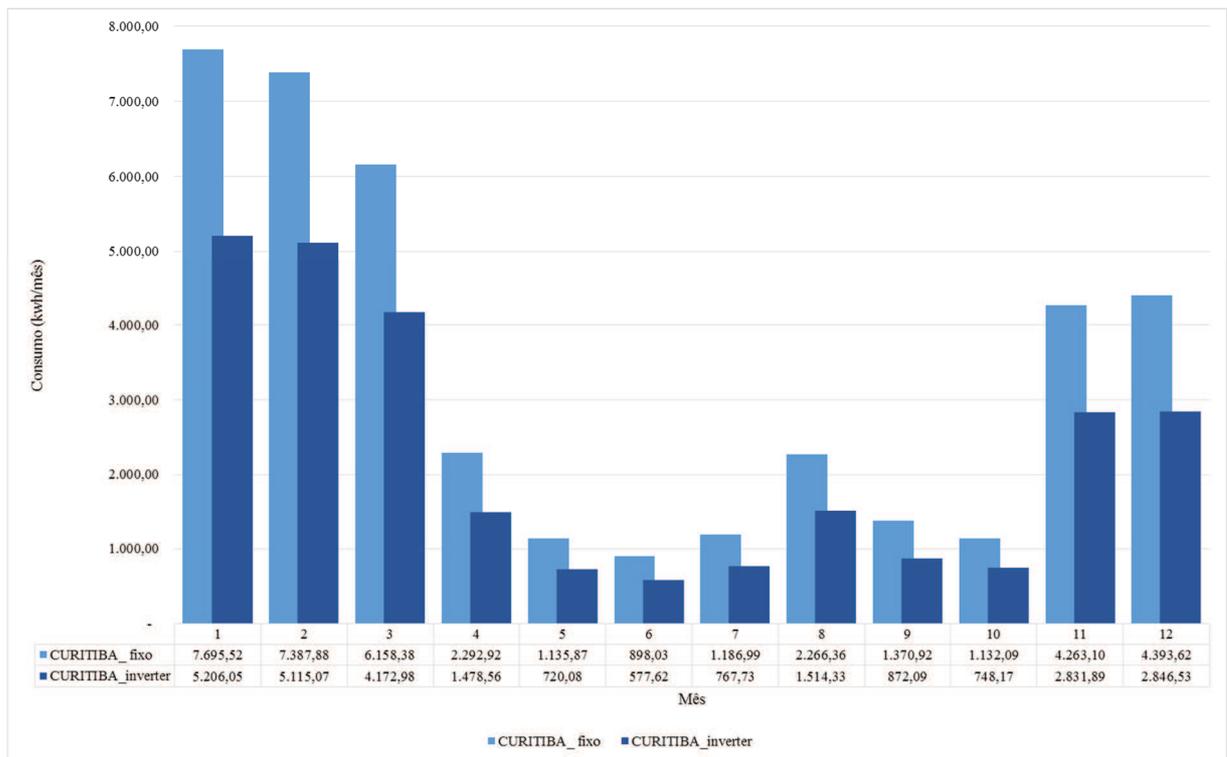


Figura B.1 – Comparativo de consumo – Curitiba

A Figura B.2 apresenta o comparativo entre o consumo do sistema fixo e sistema inverter entre os meses na localidade de Brasília.

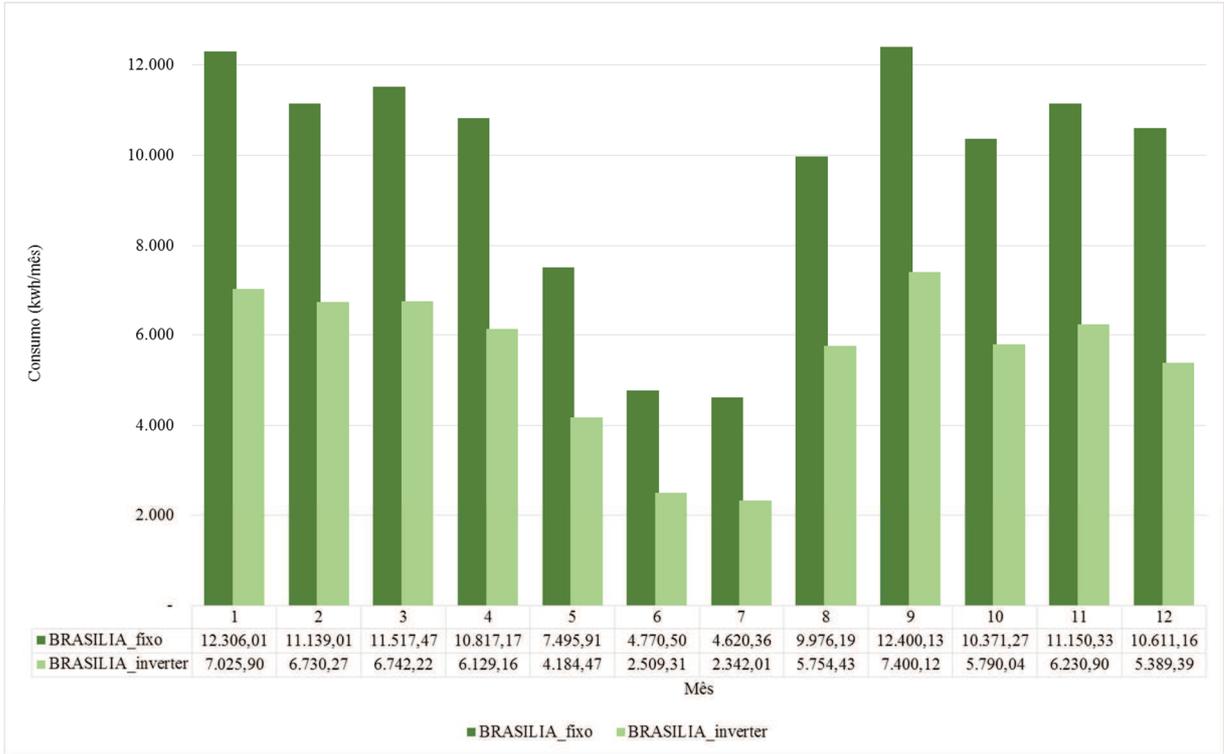


Figura B.2 – Comparativo de consumo – Brasília

A Figura B.3 apresenta o comparativo entre o consumo do sistema fixo e sistema inverter entre os meses na localidade de Florianópolis.

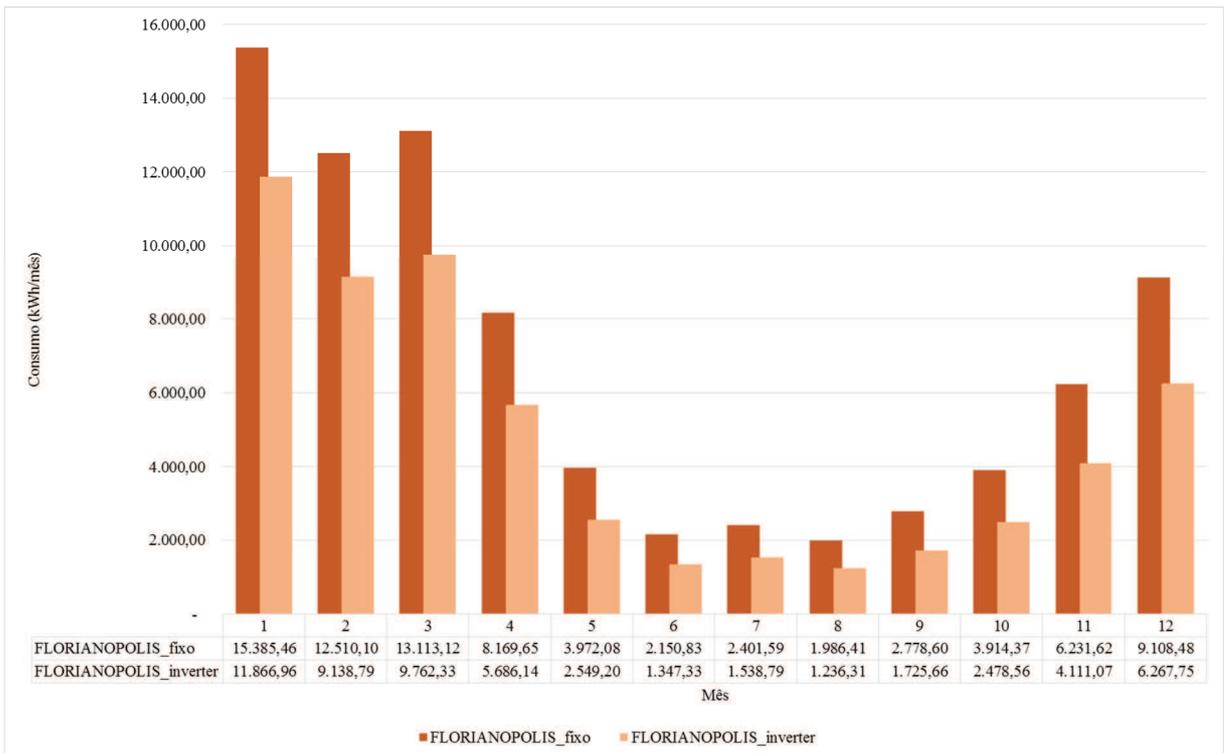


Figura B.3 – Comparativo de consumo – Florianópolis

A Figura B.4 apresenta o comparativo entre o consumo do sistema fixo e sistema inverter entre os meses na localidade de São Luis.

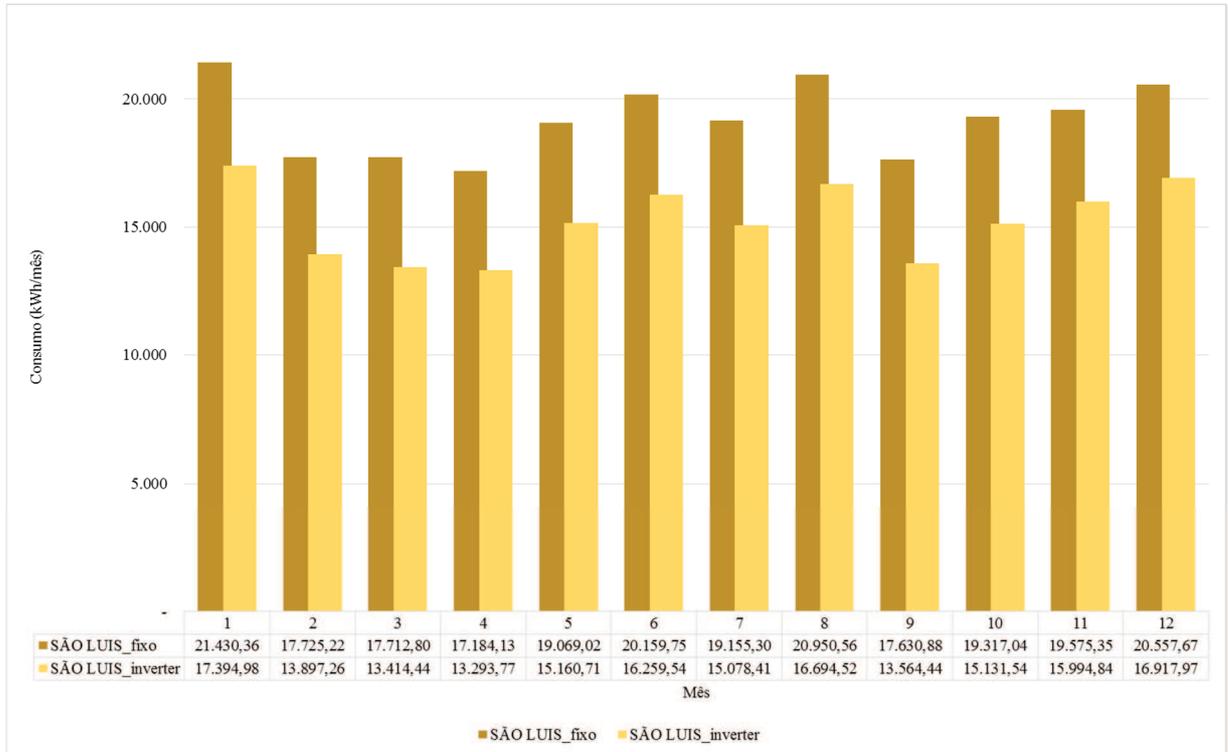


Figura B.4 – Comparativo de consumo – São Luis