



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE OPERAÇÃO  
DE CENTRAL DE ÁGUA GELADA  
EM EDIFÍCIO PÚBLICO**

**Eduardo Arduini Folster**

Brasília, setembro de 2022

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE OPERAÇÃO  
DE CENTRAL DE ÁGUA GELADA  
EM EDIFÍCIO PÚBLICO**

**Eduardo Arduini Folster**

*Projeto de Graduação submetido ao Departamento de Engenharia Mecânica  
como requisito para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico*

Banca Examinadora

Prof. João Manoel Dias Pimenta, Ph.D, \_\_\_\_\_  
FT/UnB  
*Orientador*

Prof. Edgar Amaral Silveira, Ph.D, FT/UnB \_\_\_\_\_  
*Examinador interno*

Prof. Antonio Cesar Pinho Brasil Junior, Ph.D, \_\_\_\_\_  
FT/UnB  
*Examinador interno*

## FICHA CATALOGRÁFICA

FOLSTER, EDUARDO ARDUINI

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE OPERAÇÃO DE CENTRAL DE ÁGUA GELADA EM EDIFÍCIO PÚBLICO [Distrito Federal] 2022.

xvi, 192 p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Engenheiro, Engenharia Mecânica, 2022).

Projeto de Graduação - Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica

1. HVAC

2. Otimização

3. Eficiência energética

4. Controle ótimo

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

FOLSTER, E.A (2022). *ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE OPERAÇÃO DE CENTRAL DE ÁGUA GELADA EM EDIFÍCIO PÚBLICO*. Projeto de Graduação, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 192 p.

## CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Eduardo Arduini Folster

TÍTULO: ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE OPERAÇÃO DE CENTRAL DE ÁGUA GELADA EM EDIFÍCIO PÚBLICO.

GRAU: Engenheiro Mecânico ANO: 2022

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste Projeto de Graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. Os autores reservam outros direitos de publicação e nenhuma parte desse Projeto de Graduação pode ser reproduzida sem autorização por escrito dos autores.

---

Eduardo Arduini Folster

Depto. de Engenharia Mecânica (ENM) - FT

Universidade de Brasília (UnB)

Campus Darcy Ribeiro

CEP 70919-970 - Brasília - DF - Brasil

## Agradecimentos

*Agradeço primeiro a Deus, pois se tive força e capacidade para realizar este trabalho é porque esses atributos me foram dados.*

*Agradeço à minha família, por todo o suporte não só no tempo deste trabalho, nem somente da minha graduação, mas de toda uma vida de filho e irmão.*

*Agradeço de modo ímpar a Luciana Antunes que me acompanhou e incentivou em cada etapa deste projeto, desde sua concepção, passando pelas dificuldades e, por fim, chegando à sua conclusão.*

*Agradeço à Eng<sup>a</sup> Sinara Campos, que transformou meu modo de ver a engenharia e fomentou em mim a busca pela resolução de problemas de maneira técnica e inteligente.*

*Agradeço à equipe técnica do STF, na pessoa da Marina Frossard e do Francisco Solimar, por todo apoio, acesso e disposição em fornecer o que fosse preciso para a realização deste projeto.*

*Agradeço ao time da Almeida França Engenharia, especialmente na figura do David Paneque, que não poupou esforços para superar todos os obstáculos técnicos referentes às instalações e o sistema de automação do STF.*

*Por fim, mas não menos importantes, agradeço a todos os professores que formaram o engenheiro que busco ser, especialmente ao professor Pimenta, que desde o início de minha graduação esteve presente e disponível, fomentando a formação de engenheiros competentes e críticos.*

*Eduardo Arduini Folster*

---

## RESUMO

Com a crescente pressão pela redução do consumo energético em edifícios, este trabalho tem como objetivo otimizar a operação e controle de uma central de água gelada visando minimizar o consumo de energia da planta. Isso foi obtido por meio de uma modelagem de uma instalação de referência no software EnergyPlus, que pôde ser utilizada para a experimentação de duas estratégias de controle visando obter setpoints ótimos: controle de setpoints estáticos e dinâmicos. No primeiro, obteve-se uma economia de 5% em relação ao modo de operação atual, e no segundo, de cerca de 6%, o que equivale a um retorno financeiro anual de R\$ 24.000,04 para os gestores do edifício.

Palavras-chave: HVAC, Otimização, Eficiência energética, Controle ótimo.

---

## ABSTRACT

With the growing pressure to reduce energy consumption in buildings, this work aims to optimize the operation and control of a chilled water plant in order to minimize the energy consumption. This was obtained by modeling a reference plant in the EnergyPlus software, which could be used to experiment with two control strategies in order to obtain optimal setpoints: control of static and dynamic setpoints. In the first, savings of 5% were obtained in relation to the current mode of operation, and in the second, of about 6%, which is equivalent to an annual financial return of R\$24,000.04 for the managers of the building.

Keywords: HVAC, Optimization, Energy efficiency, Optimal control.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.2	ESTADO DA ARTE	5
1.3	OBJETIVOS	9
1.4	METODOLOGIA	10
1.5	ESTRUTURA DO RELATÓRIO	10
<b>2</b>	<b>Revisão de conceitos</b>	<b>12</b>
2.1	CLIMATIZAÇÃO CENTRALIZADA: CENTRAIS DE ÁGUA GELADA	12
2.1.1	CONFIGURAÇÕES DE CENTRAIS DE ÁGUA GELADA	14
2.2	DINÂMICA DE OPERAÇÃO DE UMA CENTRAL DE ÁGUA GELADA	20
2.3	ESTRATEGIAS DE OTIMIZAÇÃO DE CONTROLE DE CENTRAIS DE ÁGUA GELADA	28
2.3.1	ALGORITMO DE CONTROLE DE BRAUN (1988)	32
<b>3</b>	<b>Descrição da CAG modelo</b>	<b>35</b>
3.1	CARACTERIZAÇÃO DA CAG DO EDIFÍCIO	38
3.1.1	ELEMENTOS DE AUTOMAÇÃO DA CAG	47
3.1.2	O SISTEMA SUPERVISÓRIO	50
3.2	LÓGICA DO SISTEMA DE AUTOMAÇÃO	53
<b>4</b>	<b>Modelagem da CAG no OpenStudio/EnergyPlus</b>	<b>57</b>
4.1	WEATHER FILE PERSONALIZADO	59
4.2	CÁLCULO INDIRETO DO CALOR TROCADO NO EVAPORADOR DOS CHILLERS	63
4.3	VAZÃO NO CIRCUITO DE ALIMENTAÇÃO	66
4.3.1	CENÁRIOS DE VAZÃO NO CIRCUITO SECUNDÁRIO	71
4.4	CALIBRAÇÃO DOS CHILLERS	74
4.4.1	DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DAS CURVAS DE PERFORMANCE	76
4.5	BOMBAS PRIMÁRIAS E BOMBAS DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO	90
4.6	BOMBAS SECUNDÁRIAS	92
4.7	TORRES DE ARREFECIMENTO	96
4.8	DEMANDA DO EDIFÍCIO: INSERÇÃO DA CARGA TÉRMICA	100
4.9	MECANISMOS DE CONTROLE DE OPERAÇÃO	101
4.10	VALIDAÇÃO DO MODELO	102
<b>5</b>	<b>Aplicação de controles inteligentes</b>	<b>106</b>

5.1	SETPOINTS FIXOS ÓTIMOS.....	106
5.2	SETPOINTS DINÂMICOS ÓTIMOS .....	113
5.2.1	ELABORAÇÃO DA BASE DE DADOS PARA REGRESSÃO .....	114
5.2.2	REGRESSÃO E ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DA FUNÇÃO OBTIDA....	118
5.2.3	COMPARATIVO DE CONSUMO ENERGÉTICO .....	124
<b>6</b>	<b>Conclusão.....</b>	<b>129</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>131</b>
	<b>Apêndices .....</b>	<b>134</b>
I.1	PROGRAMA PARA CÁLCULO DA TEMPERATURA DE PONTO DE ORVALHO A PARTIR DA TEMPERATURA DE BULBO SECO E DA UMIDADE RELATIVA .....	135
I.2	PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DAS CURVAS CAP <sub>F</sub> T, EIR <sub>F</sub> T E EIR <sub>F</sub> PLR DOS CHILLERS .....	139
I.3	PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DA CURVA DE PERFORMANCE DAS BAGSs .....	149
I.4	PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DA CURVA DE PERFORMANCE DAS TORRES .....	155
I.5	PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DA EQUAÇÃO BIQUADRÁTICA DE POTÊNCIA .....	159
I.6	CÓDIGO EMS PARA APLICAÇÃO DO ALGORITMO DE CONTROLE DINÂMICO .....	168
I.7	FICHA TÉCNICA - CHILLERS 1 E 2.....	176
I.8	FICHA TÉCNICA - CHILLER 3.....	179
I.9	FICHA TÉCNICA - BOMBAS .....	184
I.10	FICHA TÉCNICA - TORRES DE RESFRIAMENTO.....	188
I.11	PLANILHAS DE DADOS .....	192

## LISTA DE FIGURAS

1.1	Participação setorial no consumo de eletricidade (EPE, 2021).....	2
1.2	Consumo típico em edifícios de escritório (AUSTRALIAN GOVERNMENT, 2013) .....	4
2.1	Ilustração de uma central de água gelada, com seus componentes típicos (FRIOCLIMATIZADO, 2018).....	12
2.2	Exemplo de Fancoil (CARRIER, 2020b).....	14
2.3	Exemplo de Fancolete (CARRIER, 2020b).....	14
2.4	Exemplo de chiller com condensação a água (CARRIER, 2020a) .....	15
2.5	Exemplo de chiller com condensação a água (CARRIER, 2020a) .....	15
2.6	Esquemático de CAG com chiller de condensação a água e detalhes do bombeamento primário e secundário (ASHRAE, 2016).....	15
2.7	Curva típica de uma bomba centrífuga (ASHRAE, 2016).....	17
2.8	Curvas típicas para diferentes rotações de uma bomba centrífuga (ASHRAE, 2016) .....	18
2.9	Esquema de funcionamento de válvula de duas vias (WANG, 2000) .....	21
2.10	Esquema de funcionamento de válvula de três vias (WANG, 2000) .....	21
2.11	Ciclo ideal de refrigeração por compressão a vapor (ÇENGEL; BOLES, 2013)	23
2.12	<i>Trade-off</i> entre potência da bomba e do chiller com o setpoint de água gelada (ASHRAE, 2019) .....	24
2.13	Relação de temperaturas entre ar e água durante o processo de resfriamento na torre (ASHRAE, 2016) .....	25
2.14	Análise psicrométrica do ar passando por uma torre de resfriamento (ASHRAE, 2016).....	25
2.15	<i>Trade-off</i> entre potência da torre e do chiller com a vazão de ar na torre (ASHRAE, 2019) .....	28
2.16	Classificação esquemática de técnicas de otimização para sistemas de engenharia (WANG; MA, 2008) .....	31
3.1	Localização do complexo de edifícios do STF .....	36
3.2	Localização do edifício Anexo II .....	36
3.3	Fachada do edifício Anexo II, com vidros dotados de película reflexiva .....	38
3.4	Central de água gelada do edifício, com destaque para os CH-01 e CH-02.....	39
3.5	Projeto da CAG, com posicionamento de grupos de componentes .....	40
3.6	Fluxograma de água gelada .....	41
3.7	Tomada de ar dos ventiladores centrífugos das torres de resfriamento .....	42
3.8	Visão da tomada de ar de duas das torres. Ao fundo, tem-se a parede estilo cobogó .....	43



3.9	Vista exterior da parede de entrada de ar da área das torres, visto a partir da via S2.....	43
3.10	Imagem de satélite com localização da saída de ar das torres.....	44
3.11	Área de saída de ar da torre.....	44
3.12	Conjunto de bombas de água de condensação, com uma bomba ausente para reparos.....	45
3.13	Válvulas de bloqueio tipo borboleta das bombas de água de condensação parcialmente fechadas.....	45
3.14	Conjunto de bombas secundárias (à frente) e conjunto de bombas (ao fundo). Também é possível ver uma das bombas de água de condensação bem ao fundo, em ângulo com o barrilete primário.....	46
3.15	Válvulas de bloqueio motorizadas (circuladas em amarelo), válvulas de bloqueio manuais no circuito de água gelada (circuladas em azul) e válvulas de bloqueio no circuito de água de condensação (circuladas em verde).....	48
3.16	Sensor de temperatura e umidade relativa.....	49
3.17	Válvulas de entrada de água na torre, sendo a válvula motorizada (coberta por pano de proteção) circulada em amarelo e a válvula manual circulada em rosa.....	50
3.18	Tela gráfica geral da CAG.....	51
3.19	Tela gráfica com informações específicas do CH-02.....	52
3.20	Tela gráfica com informações específicas da BAGS-01.....	52
3.21	Diagrama com blocos de funções para o controle das BAGSs. A pressão dinâmica é atrelada a um controlador PID que manda um mesmo sinal para o variador de frequência das 3 bombas.....	56
3.22	Diagrama com blocos de funções para o controle das torres de resfriamento. A temperatura de bulbo úmido é calculada a partir da de bulbo seco e umidade relativa que, acrescida de 3°C é transformada no setpoint de temperatura da água na saída da bacia das torres.....	56
4.1	Loop de água de condensação no OpenStudio, para um chiller.....	58
4.2	Loop de água gelada no OpenStudio, para um chiller.....	59
4.3	Comparativo entre temperatura de bulbo seco e umidade relativa para o <i>weather file</i> original e o modificado.....	62
4.4	$Q_{ev}$ do chiller 1 pelas Equações 4.7 e 4.8.....	64
4.5	$Q_{ev}$ do chiller 2 pelas Equações 4.7 e 4.8.....	65
4.6	$Q_{ev}$ do chiller 3 pelas Equações 4.7 e 4.8.....	65
4.7	$\dot{V}_{sec}$ calculada pela Equação 4.10 posta, comparativamente, junto do $\Delta T_{sec}$ que a determina e do perfil de carga térmica.....	68
4.8	$\dot{V}_{sec}$ calculada em função da carga térmica $CT$ , juntamente com retas de comportamento esperado.....	69

4.9	Frequência da corrente elétrica de alimentação de cada uma das BAGSs ao longo do dia 08/04/2022 .....	70
4.10	Frequência da corrente elétrica de alimentação de cada uma das BAGSs ao longo do dia 14/04/2022 .....	71
4.11	Vistas do ajuste da curva CAPfT aos 3669 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 1 .....	78
4.12	Vistas do ajuste da curva CAPfT aos 24322 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 2 .....	78
4.13	Vistas do ajuste da curva CAPfT aos 1429 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 3 .....	79
4.14	Vistas do ajuste da curva EIRfT aos 3669 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 1 .....	80
4.15	Vistas do ajuste da curva EIRfT aos 24322 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 2 .....	80
4.16	Vistas do ajuste da curva EIRfT aos 1429 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 3 .....	81
4.17	Vistas do ajuste da curva EIRfPLR aos 59787 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 1.....	82
4.18	Vistas do ajuste da curva EIRfPLR aos 185019 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 2.....	82
4.19	Vistas do ajuste da curva EIRfPLR aos 13858 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 3.....	83
4.20	Vistas da comparação entre a curva CAPfT obtida para o CH-01 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha) .....	85
4.21	Vistas da comparação entre a curva CAPfT obtida para o CH-02 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha) .....	85
4.22	Vistas da comparação entre a curva CAPfT obtida para o CH-03 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha) .....	86
4.23	Vistas da comparação entre a curva EIRfT obtida para o CH-01 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha) .....	86
4.24	Vistas da comparação entre a curva EIRfT obtida para o CH-02 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha) .....	87
4.25	Vistas da comparação entre a curva EIRfT obtida para o CH-03 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha) .....	87
4.26	Vistas da comparação entre a curva EIRfPLR obtida para o CH-01 (linha cheia) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (linha pontilhada) .....	88
4.27	Vistas da comparação entre a curva EIRfPLR obtida para o CH-02(linha cheia) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (linha pontilhada) .....	88
4.28	Vistas da comparação entre a curva EIRfPLR obtida para o CH-03(linha cheia) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (linha pontilhada) .....	89
4.29	Resultado da regressão sem a imposição da restrição na Equação 4.22 .....	94

4.30	Resultado da regressão com a imposição da restrição na Equação 4.22.....	95
4.31	Curva de potência para a torre 1 .....	98
4.32	Curva de potência para a torre 2 .....	98
4.33	Curva de potência para a torre 3 .....	99
4.34	Curva de potência para a torre 4 .....	99
4.35	Comparativo entre os dados da simulação (linhas cheias) e os coletados no STF (linhas pontilhadas) para o chiller 1 em operação. ....	103
4.36	Comparativo entre os dados da simulação (linhas cheias) e os coletados no STF (linhas pontilhadas) para o chiller 2 em operação. ....	104
5.1	Diagrama esquemático da divisão anual. Cada forma geométrica é uma unidade de subdivisão, e cada cor representa um valor da variável correspondente à respectiva subdivisão. ....	116
5.2	Ajuste e erros para as simulações 1 a 24, com $f_1 = 800$ kW e $f_2 = 18^\circ\text{C}$ .....	120
5.3	Ajuste e erros para as simulações 19 a 24, com $f_1 = 800$ kW e $f_2 = 18^\circ\text{C}$ .....	120
5.4	Ajuste e erros para as simulações 1 a 24, com $f_1 = 400$ kW e $f_2 = 18^\circ\text{C}$ .....	121
5.5	Ajuste e erros para as simulações 1 a 24, com $f_1 = 400$ kW e $f_2 = 16^\circ\text{C}$ .....	121
5.6	Valores ótimos de $\mathbf{u}$ em função de $\mathbf{f}$ .....	122
5.7	Valores ótimos de J em função de $\mathbf{f}$ , ou seja, $J(\mathbf{u}^*, \mathbf{f})$ .....	124
5.8	Desempenho horário da CAG em simulação, presente o controle dinâmico com $\mathbf{u}^*$ .....	125
5.9	Diferenças entre a aplicação de setpoints dinâmicos e fixos ( $u_1 = 13,5^\circ\text{C}$ e $u_2 = 6,5^\circ\text{C}$ ) e .....	127

## LISTA DE TABELAS

4.1	Coeficientes $a_i$ para a curva CAPfT obtida pelos dados da instalação e intervalos de aplicação .....	83
4.2	Coeficientes $b_i$ para a curva EIRfT obtida pelos dados da instalação e intervalos de aplicação.....	84
4.3	Coeficientes $c_i$ para a curva EIRfPLR obtida pelos dados da instalação e intervalos de aplicação.....	84
4.4	Coeficientes das curvas de performances utilizadas nas simulações .....	90
4.5	Valores nominais de operação dos chillers .....	90
4.6	Caracterização das BAGPs e BACs no EnergyPlus.....	91
4.7	Coeficientes da regressão da curva de performance das BAGSs.....	95
4.8	Parâmetros do objeto virtual das BAGSs .....	96
4.9	Coeficientes da $\backslash\text{autoref}\{eq:PLRcurveTR\}$ para a curva de potência dos ventiladores das torres de resfriamento .....	100
4.10	Inputs de condições nominais das torres de arrefecimento .....	100
5.1	Consumo energético anual do chiller (CH-01) para setpoints fixos no ano de 2021, em MWh-ano .....	107
5.2	Consumo energético anual das bombas (BAGP+BAGSs+BAC) para setpoints fixos no ano de 2021, em MWh-ano.....	108
5.3	Consumo energético anual das torres de arrefecimento (TR-01+TR-02+TR-03+TR-04) para setpoints fixos no ano de 2021, em MWh-ano .....	109
5.4	Consumo energético anual total da CAG para setpoints fixos no ano de 2021, em MWh-ano .....	110
5.5	Combinações de $u_1$ , $u_2$ e $f_1$ abrangidas em cada simulação de teste para formação da base de dados para posterior regressão. ....	117

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

$c$	Calor específico à pressão constante
$f$	Frequência
$I$	Corrente elétrica
$m$	Massa
$P$	Pressão
$Q$	Quantidade de calor
$R^2$	Coefficiente de determinação
$T$	Temperatura
$V$	Volume
$W$	Trabalho

## Símbolos Gregos

$\Delta$	Varição entre duas grandezas similares
$\rho$	Massa específica
$\omega$	Velocidade de rotação
$\phi$	Umidade relativa

## Grupos Adimensionais

### Subscritos

<i>alim</i>	de alimentação
<i>cd</i>	Condensador
<i>cdw</i>	Água de condensação
<i>chw</i>	Água gelada
<i>comp</i>	Compressor
<i>db</i>	Bulbo seco
<i>dp</i>	Ponto de orvalho
<i>ev</i>	Evaporador
<i>in</i>	na entrada do elemento
<i>nom</i>	nominal, de referência
<i>out</i>	na saída do elemento
<i>pump</i>	Bomba
<i>rel</i>	relativo(a)
<i>ret</i>	de retorno
<i>wb</i>	Bulbo úmido

### Sobrescritos

.	Variação temporal, taxa
---	-------------------------

### Siglas

BAGP	Bomba primária
BAGS	Bomba secundária
BAC	Bomba de água de condensação
CAP	Capacidade
CAPfT	Curva de capacidade de refrigeração como função da temperatura
CH	Chiller
COP	Coefficiente de performance
CT	Carga Térmica
EIRfT	Curva de razão de consumo de energia como função da temperatura
EIRfPLR	Curva de razão de consumo de energia como função da carga parcial
PLR	Carga parcial
TR	Torre de arrefecimento

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Em tempos modernos, a energia elétrica é forma mais comum de energia consumida. Nesse contexto, o avanço econômico de nações em desenvolvimento depende diretamente do consumo elétrico, mais do que o uso do petróleo (SHAHBAZ et al., 2017). Mas a questão de sua produção e disponibilidade é um fator preocupante, tendo em vista a cadeia produtiva da eletricidade e seus impactos ambientais. Levando em conta que energia é um elemento transiente, que é convertido e dissipado, é preciso, então, de um manejo correto de seu uso para que este seja o mais eficiente possível.

A matriz energética em 2020 brasileira foi majoritariamente renovável, tendo a energia hidráulica a fonte mais substancial para consumo, responsável por 65,2% do total (EPE, 2021). De fato, o Brasil está acima da média mundial em uso de energias renováveis (EPE, 2021), mas a queima de combustíveis como fonte de energia ainda é responsável por 22,1% da energia elétrica ofertada em território nacional. A geração de energia por meio da queima de combustíveis (fosseis ou não) emitem gases poluentes na atmosfera, contribuindo para fenômenos indesejados como aquecimento global e chuvas ácidas. Por outro lado, vale ressaltar que mesmo as fontes renováveis não são isentas de impactos ecológicos. A infraestrutura necessária para uma usina hidrelétrica traz consequências negativas ao ecossistema local, com o desvio de cursos d'água, formação de lagos artificiais e, por vezes, a expulsão compulsória de habitantes da área, exemplificados pela construção da usina hidrelétrica de Belo Monte (SANTOS; HERNANDEZ, 2009). Como agravante de uma matriz tão dependente de recursos hídricos, crises energéticas estarão atreladas a crises hídricas, cada vez mais frequentes devido a mudanças climáticas (UN, 2021). Por isso, a energia elétrica deve ser usada com responsabilidade, tendo em mente que é um elemento que vem a um custo financeiro, ecológico e humano.

O cenário de uso de energia no Brasil, em 2020, mostra o setor público como consumidor de 7,9% da demanda total de energia do país (Figura 1.1), demanda esta que é financiada pelos cofres públicos. Diante disso, o poder público põe-se, então, a debater o assunto da eficiência energética em suas edificações, a fim de minimizar desperdícios e seguir a

tendência mundial de eficiência energética em edificações, como no Reino Unido, com o Energy Efficiency Accreditation Scheme - EEAS (certificação independente que reconhece a redução de energia em prédios públicos e privados); na França, com a Direction Generale de l'Énergie et des Matieres Premieres- DGEMP (Diretoria do Ministério da Ecologia, da Energia, do Desenvolvimento Sustentável e de Gestão do Território, responsável por definir políticas energéticas); na Alemanha, com a Deutsche Energie Agentur- DENA (agência que trata das questões relacionadas à eficiência energética); em Portugal, com o programa P3E (Programa para eficiência energética em edifícios).

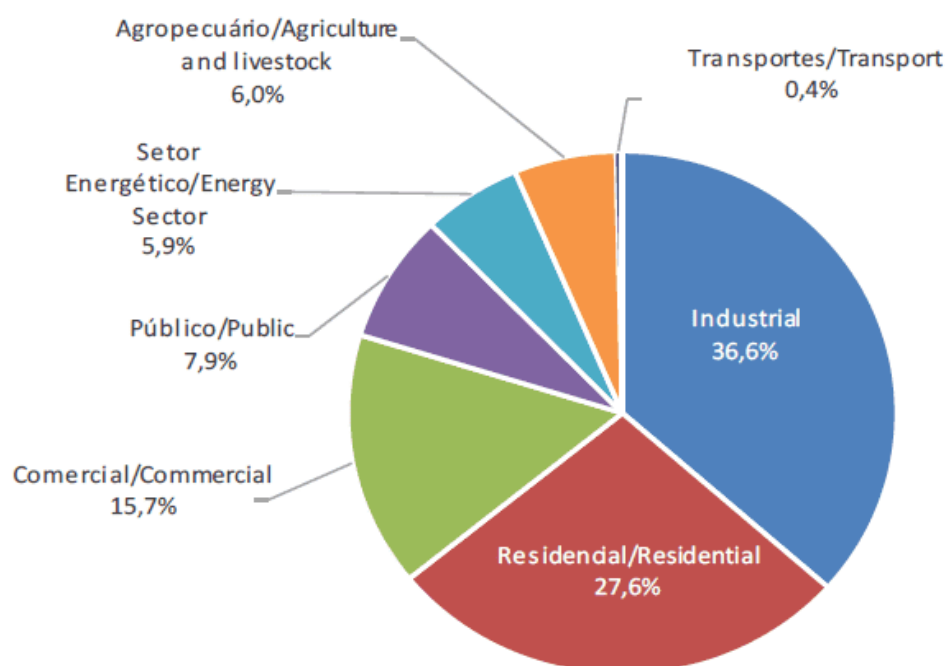


Figura 1.1: Participação setorial no consumo de eletricidade (EPE, 2021)

Já na década de 80 o assunto já estava em debates, culminando na Portaria Interministerial 1.877 de 1985, que “considerando o elevado potencial de conservação de energia elétrica no País, institui, entre outras medidas, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL”, que alavancou atividades de melhorias no campo da eficiência energética em equipamentos, edificações e processos. Só no ano de 2020, as ações do PROCEL resultaram em uma economia no consumo de energia de 4,64%, o que equivale a 22,02 bilhões de kWh (PROCEL, 2021). O Programa Nacional de Eficiência Energética em Edificações – PROCEL Edifica – instituído em 2003, traz medidas para uso racional de energia elétrica em edificações em todo o território nacional, visando reduzir desperdícios



e impactos ao meio ambiente. Mais focado em prédios públicos, o Programa de Eficiência Energética em Prédios Públicos, vigente desde 1997, visa promover a eficiência energética em edifícios públicos nos níveis federal, estadual e municipal, implementando medidas de eficiência e difusão de informação junto aos agentes envolvidos com a administração pública.

Também diversos decretos e portarias foram promulgadas, com medidas mais diretas para a administração pública. Mais recentemente, o decreto 10.779, de 25 de agosto de 2021, trouxe um novo desafio à administração pública ao estabelecer medidas para a redução de energia elétrica no âmbito federal, que torna obrigatória a busca permanente de recomendações de uso racional de energia, como desligar equipamentos quando não utilizados, utilização de ventilação e iluminação natural sempre que possível, e adquirir aparelhos de ar condicionado dotados de compressor com tecnologia de rotação variável. Além disso, no decreto ficou definida uma meta temporária (setembro de 2021 a abril de 2022) de redução de consumo de energia de 10 a 20% em relação à média de cada mês referido nos anos de 2018 e 2019, respeitando a disponibilidade orçamentária do órgão. Mas não foi a primeira vez que esse tipo de meta foi aplicado, pois já em 2002, a portaria nº 113, de 15 de março de 2002, já estipulava a autarquias, empresas públicas e sociedades de economia mista a meta de redução de consumo para 82,5% da média do consumo mensal com base no mesmo mês do ano anterior. Não só isso, a IN nº 02, de 4 de junho de 2014, exige que novos edifícios públicos federais devem ser projetados de modo a receber Etiqueta Nacional de Conservação de Energia (ENCE) classe “A” (a mais alta) segundo o Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), e os retrofits devem ser realizadas visando a obtenção da ENCE Parcial da Edificação Construída classe “A”.

Mais focada na capital federal, a Portaria Interministerial 244, de 6 de junho de 2012, instituiu o Projeto Esplanada Sustentável, que visa incorporar critérios de sustentabilidade e eficiência energética nas edificações da Esplanada dos Ministérios. Fora isso, o objetivo do projeto é transformar as edificações do centro político da nação em um exemplo para a sociedade, promovendo conscientização, inovação tecnológica, redução de emissões e também fomentar boas práticas de projeto, gestão e consumo. Uma consequência dessa atitude foi o sucesso no retrofit do Ministério do Meio Ambiente em 2012, que resultou em uma economia de 11% no consumo total de energia elétrica do edifício (DALL’AGNOL et al., 2018).

Eis, pois, que a administração pública está constantemente sob pressão para ser exemplo

de edificações de baixo consumo de energia. Ao olhar mais de perto as edificações em geral, percebe-se que o maior consumidor de energia é o sistema de climatização. Segundo o Departamento de Indústria, Ciência, Energia e Recursos do Governo Australiano, cerca de 40% do consumo de energia elétrica em edifícios de escritório é devido ao sistema de ar condicionado (Figura 1.2), o que é uma parcela significativa e deve ser encarada como uma potencial fonte para reduções expressivas de consumo com as medidas adequadas. Esse gasto com ar condicionado, especialmente em prédios antigos, é acentuado pela presença de equipamentos antigos e ineficientes, por vezes até com a presença de fluidos refrigerantes danosos ao meio ambiente (IEA, 2018), ocasionando em altos consumos de energia.

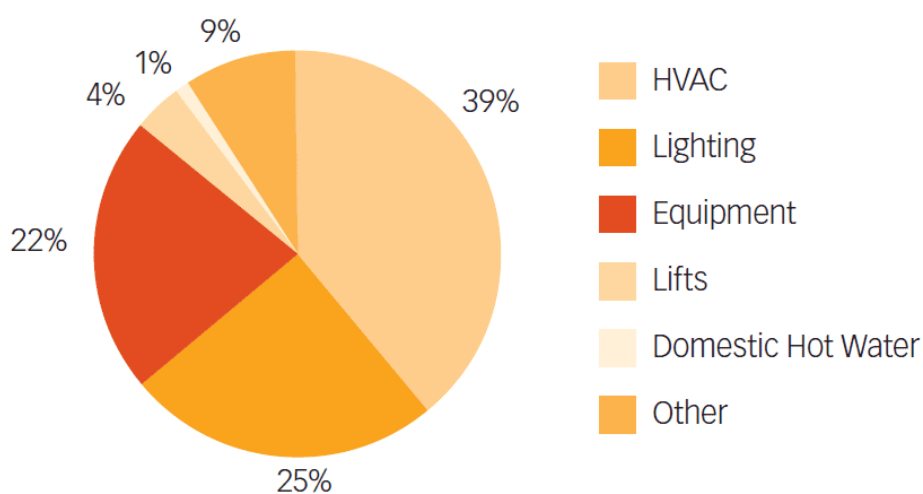


Figura 1.2: Consumo típico em edifícios de escritório (AUSTRALIAN GOVERNMENT, 2013)

Sendo assim, o sistema de ar condicionado é um excelente alvo para gestores de prédios públicos quando o assunto é economia de energia e eficiência energética, pois o avanço tecnológico das máquinas e a conscientização da importância da automação predial tem fornecido recursos para combater a ineficiência desses sistemas. O retorno advindo de transformações para sistemas mais eficientes é não só financeiro, mas também ecológico.

Diante do exposto, este trabalho se põe na função de buscar pela eficiência energética em edifícios públicos na capital federal. Especial atenção se dará às estratégias de controle e operação do sistema de HVAC, uma vez que esses são as mudanças mais facilmente implementáveis em um edifício, em comparação com o retrofit, que muitas vezes se mostra custoso financeiramente no curto prazo.

## 1.2 ESTADO DA ARTE

Há muito vem sendo discutido o tema da economia de energia em instalações de HVAC. A Electric Energy Association, NY (1974) elaborou um manual de boas práticas de projeto para uso ótimo da energia em edificações. Certamente, a tecnologia da época era rudimentar comparada com a atual, mas já existiam diversos artifícios disponíveis para se ter um edifício com baixo consumo de energia elétrica. Dentre eles, pode-se citar o uso de água para resfriar lâmpadas especiais e assim retirar calor do ambiente (para o verão) ou o aproveitamento do calor gerado ao se manter refrigerados os alimentos (para o inverno).

Braun (1988) dedicou esforços consideráveis no desenvolvimento de estratégias de controle ótimas no campo de HVAC, propondo modelos quadráticos para sistemas de água gelada. Seu trabalho propôs duas abordagens para a determinação do controle ótimo: a análise a partir de modelos dos componentes, e a análise do sistema como um todo. Na primeira, cada elemento do sistema é levado em consideração, como chillers, torres de resfriamento, bombas e ventiladores. A segunda abordagem não leva em consideração elementos específicos, mas o conjunto como um todo (seguindo a ideia das *black-box* e *gray-box*). Em todo caso, as equações de funcionamento em ambas as abordagens é do tipo quadrática em função das variáveis de controle (como setpoints e temperaturas desejadas), das variáveis independentes (como carga térmica e condições climáticas), e modos de operação, o que permitiu uma abordagem direta de um ponto quase-ótimo de controle, rapidamente determinado. O trabalho de Braun apresentou a modelagem de um sistema real, cuja performance confirmou o modelo em ambas as abordagens. Foi mostrado que funções quadráticas representam bem os componentes e o sistema, e que a otimização, facilmente implementável em controladores, resulta em economias de até quase 20% no consumo de energia. Tão importante foi este trabalho que, quase 20 anos depois, a ASHRAE (2019, cap 43) ainda o cita como referência em estratégia de controle.

Huang e Lam (1997) mantiveram seus focos em algo bem específico dentro do controle de sistemas de HVAC: o ajuste do controle PID. Sabendo que algoritmos genéticos estavam em alta para solução de problemas de otimização não lineares, eles utilizaram aprendizado adaptativo baseado em algoritmo genético para o ajuste automático do controle PI de sistemas HVAC visando performance ótima. Os parâmetros analisados no trabalho foram o *overshoot*, tempo de acomodação e erro quadrático médio, e os resultados confirmou o

algoritmo como forte ferramenta de otimização quando comparado a outros métodos mais convencionais.

Zaheer-uddin e Zheng (2000) já eram estudiosos na área de otimização energética em sistemas de climatização, e neste ano publicaram um estudo em que analisam estratégias de controle para sistemas de HVAC com programação horária, levando em consideração fatores como ocupação e preço da energia elétrica como sendo variáveis. Os resultados dos setpoints ideais se mostraram sensíveis aos fatores ambientais e à flutuação do preço da energia elétrica, como esperado.

Mais focado em controle de sistemas de vazão de ar variável, Wang e Jin (2000) realizaram um estudo do controle ótimo em sistemas VAV utilizando algoritmo genético para a tarefa de otimização. A modelagem se deu em termos de componentes, cujas performances foram verificadas com simulação. Os resultados mostraram-se promissores, mas a escolha da função custo e outros fatores influenciam diretamente o resultado.

Seguindo a tendência das redes neurais, no início do novo milênio Massie (2002) desenvolveu um conjunto de redes para controlar um sistema de acumulação térmica. Como cita o autor, a vantagem em se utilizar redes neurais é que elas se mantêm sempre calibradas (desde que bem calibradas inicialmente), e como não dependem de regras ou suposições, é uma ferramenta viável dentro de uma gama de operações e de sistemas de precificações de energia. As redes utilizadas no estudo são de aprendizado contínuo, se aperfeiçoando quanto mais trabalha, que permite a auto-calibração. Os resultados se mostram promissores e refletem o reconhecimento de padrões humano, o que a torna capaz de um manejo do sistema de acumulação térmica eficaz.

Lu et al. (2004), utilizando algoritmo genético, buscaram a otimização de plantas de chillers com condensação a água, analisando pontos ótimos de vazão de ar e de água. Os resultados de uma simulação virtual e outra em laboratório mostraram sucesso, reportando economias de 10% em horários de pico de carga e de até 50% em período de baixa carga térmica quando comparado com estratégias convencionais de controle, como fluxos de ar e/ou de água fixos.

Com a emergência de implementação de fontes renováveis de energia em edifícios, Zhang e Hanby (2006) se dedicaram ao controle das fontes de energia em um edifício com sistema de acumulação térmica. A ideia era minimizar o uso de energia elétrica externa, ou seja,

gerir o uso da energia gerada internamente, seja por meio do uso direto, seja por rejeição ao ambiente ou seja por acumulação para uso posterior.

Ma e Wang (2009) focaram na otimização de uma central complexa de água gelada de um edifício específico: um arranha-céu comercial de aproximadamente 490 m de altura em Hong Kong, o mais alto da época na cidade e ainda em construção durante o estudo. Com a modelagem do problema e simulação virtual da instalação (abrangendo 6 chillers e os diversos componentes associados), o resultado da operação ótima mostra economia de cerca de 25% nas bombas e economia total de quase 3% do sistema como um todo em relação a estratégias de controle convencionais.

Fasiuddin e Budaiwi (2011) mantiveram seus olhares em seu país de clima desértico: a Arábia Saudita. Ali analisaram diferentes técnicas de otimização, seja em relação à operação do sistema de climatização seja na adaptação do uso dos espaços, e obtiveram resultados beirando 25% de economia de energia. Mesmo sem estratégias inovadoras de controle sofisticadas, é possível ver que mudanças simples podem gerar grande impacto.

Mais interessados em um edifício já em operação, Yu e Chan (2012) se utilizaram da estatística frente à imensa quantidade de dados já coletados. Com análise multivariada e de envelopamento de dados, os autores buscaram identificar oportunidades para se economizar energia. Uma expressão para o COP em funções das diversas variáveis foi encontrada, mostrando que o fator de carga (ou fração de carga parcial) do chiller é o elemento mais influente no COP, e além disso mostrou o grau de influência de cada variável, permitindo uma análise (a nível local do chiller) de boas práticas para economia de energia.

Também com a ideia da utilização de dados de uma instalação operante, Kusiak, Xu e Zhang (2014) analisaram e buscaram melhorar a eficiência de um sistema que atende um edifício de ocupação variável. Para isso, usaram um modelo *perceptron* de múltiplas camadas para simular o sistema HVAC e prever a performance. Nisso, a implementação de um algoritmo de otimização com base no método do ponto interior foi utilizado para encontrar a melhor condição de operação do sistema. O modelo de predição se mostrou preciso, e com a otimização, economias de até 20% foram encontradas, quanto se mantiam as condições de conforto térmico.

Cai et al. (2016) buscaram uma maneira mais adaptativa de controle ótimo em edifícios, pois alega que as soluções de mercado existentes são específicas para cada instalação e,

consequentemente, financeiramente custosas. Então, os autores buscaram um método de controle genérico no estilo *plug-and-play* (em tradução livre, conectar e rodar) que seja implementável em qualquer edifício com pequenas alterações nas relações entre os agentes envolvidos no algoritmo, que se utiliza de múltiplos agentes interagindo, cada um devendo contribuindo para o menor consumo possível de energia da instalação. Com resultados obtidos em simulação tanto em uma instalação com água gelada e outra com expansão direta, o algoritmo alcança soluções quase ótimas que resultam em economias na faixa de 10% do consumo.

Levando em consideração que a capacidade máxima de um chiller não é necessariamente a nominal, mas sim dependente das condições de operação, Liu et al. (2017) se empenharam em trabalhar nesta área: determinar um sequenciamento ótimo de chillers tendo a capacidade máxima como variável. Buscando a minimização do consumo energético da planta, propõe-se a modelagem dos vários chillers e torres de arrefecimento (no estilo *gray-box*) em diferentes casos de estudo e aplica-se diferentes estratégias de controle, como vazão variável ou fixa e bombas dedicadas ou não. Os resultados mostram que a capacidade máxima de um chiller depende fortemente da temperatura de bulbo úmido, e que economias na ordem de 20% podem ser alcançadas a depender do cenário e das condições de operação.

No mesmo ano, Cutillas, Ramírez e Miralles (2017) focaram seus esforços no controle específico da torre de resfriamento. Sabendo que ela é um elemento responsável pelo consumo tanto de energia elétrica quanto de água do edifício, buscou-se o controle de sua operação de tal modo que obtivesse-se mínimos consumos de ambos os recursos. O estudo se deu em forma virtual, com modelos de máquinas criados a partir de máquinas reais, aplicando-se 4 estratégias de controle, desde sequenciamento de ventiladores, passando por estágios de velocidade em cada ventilador, também com o uso de variadores de frequência e por fim o modelo de controle ótimo desenvolvido pelos autores. Aplicando esse controles em diferentes configurações e arranjos de torres, economias na ordem de 10% e 5% foram alcançadas para o consumo de energia elétrica e de água, respectivamente.

Teimourzadeh, Jabari e Mohammadi-Ivatloo (2020), preocupados com a operação inadequada em sistemas com múltiplos chillers que operam simultaneamente, abordou o problema da determinação da carga parcial ótima em cada chiller visando minimizar o consumo total da planta. A abordagem utilizada foi intitulada "otimização de pesquisa de grupo aumentada" (*augmented group search optimization*, AGSO) que evitava a convergência em pontos

de mínimos locais. Os resultados apontam o método como possuidor de alta taxa de convergência e resulta em significativa economia de energia.

Diante do cenário internacional de intensa atividade em busca da otimização de sistemas de HVAC, o Brasil se mostra inepto, pois pouco se produz sobre o tema, em termos de conhecimento aplicado à eficiência energética em edifícios. Embora não alheios ao tema, os focos são mais esparsos, com autores como Medeiros e Barbosa (2010), que analisam o COP de um chiller em regime transiente, apontando detalhes de sua operação e apontando a diferença do resultado teórico com o prático; e também Nascimento (2019), que classifica o edifício de uma instituição de ensino segundo a etiquetagem do PROCEL. Frente a um mundo científico focado em questões energéticas, o Brasil não pode ficar aquém. Precisa-se de estudos brasileiros contemplando a operação de instalações em edifícios nacionais, com análises e resultados de e para o Brasil.

### **1.3 OBJETIVOS**

Este estudo se propõe a preencher tal lacuna brasileira e abordar a otimização operacional de uma central de água gelada na capital do país, e espera-se que sirva de inspiração para que seja fomentada a atividade científica nesse ramo não só em universidades mas no mercado em geral.

Assim, neste trabalho será realizada a modelagem e simulação da central de água gelada de um edifício público, a saber, o Supremo Tribunal Federal (Anexo II), visando obter um controle ótimo da mesma. Tem-se como objetivos:

- Avaliação da situação atual da CAG do edifício, apontando especificidades e/ou problemas;
- Obtenção de um modelo virtual da CAG, permitindo simulações diversas;
- Verificação de performance de uma estratégia de otimização de operação no meio virtual.

Espera-se que os resultados deste trabalho possam ser de utilidade às equipes de Engenharia de outros edifícios, mas em especial à equipe técnica de Engenharia e Manutenção do STF.

## 1.4 METODOLOGIA

Para alcançar os objetivos propostos na Seção 1.3, é necessário um processo, que abrange as seguintes etapas:

- Coleta de dados de operação da CAG do edifício, para se ter o comportamento da mesma em diversas condições de operação;
- Análise crítica dos dados e do sistema existente, visando detectar especificidades e/ou problemas;
- Modelagem da CAG no software OpenStudio, para a simulação do comportamento sob diferentes estratégias de controle;
- Implementação de um controle ótimo na simulação e avaliação de performance.

## 1.5 ESTRUTURA DO RELATÓRIO

Este relatório segue uma sequencia informativa do processo em que se deu o projeto, iniciando-se pela contextualização do tema e seguindo para uma breve revisão de conceitos para o correto entendimento dos elementos presentes nas análises deste trabalho. Em seguida, dá-se início a uma descrição da instalação física de referência e, em seguida, a descrição da obtenção do modelo virtual que a representa. Com o modelo, parte-se à exploração de estratégias de controle ótimos, o objetivo central desse trabalho. Por fim, conclui-se com uma recapitulação dos elementos centrais do estudo, bem como recomendações para trabalhos futuros. Para isso, são necessários os seguintes capítulos.

- Capítulo 1 - Neste capítulo está presente a contextualização do tema no qual este trabalho se insere e também o "estado da arte" do assunto em estudo. Por fim, são descritos sucintamente os objetivos e metodologia do trabalho;
- Capítulo 2 - Neste capítulo busca-se a descrição e caracterização de uma central de água gelada típica, sua natureza e princípios de operação, com enfoque especial na interconexão de seus elementos e na dinâmica de sua operação;



- Capítulo 3 - Este capítulo traz uma descrição detalhada da CAG a ser estudada neste trabalho, abordando seus componentes, um a um, e a lógica do sistema de automação que os governa;
- Capítulo 4 - Este capítulo trata do procedimento utilizado para se modelar a CAG caracterizada no Capítulo 3 no software OpenStudio. Isso se faz primeiro através de uma visão geral do arranjo dos componentes no programa, e em sequencia, detalhes dos parâmetros de cada elemento individualizado. Por fim, tem-se a validação do modelo de maneira comparativa com a instalação real.
- Capítulo 5 - Nessa parte, utilizando base realizada na Capítulo 4 explora-se o efeito 2 esquemas de controles distintos: o estático e o dinâmico. No controle estático (Seção 5.1), aplica-se setpoints fixos ao longo de todo um ano e visa-se a determinação do melhor setpoint estático. No controle dinâmico (Seção 5.2), é descrito e aplicado um controle de setpoint mutável no tempo para se adequar aos fatores externos.

## 2 REVISÃO DE CONCEITOS

### 2.1 CLIMATIZAÇÃO CENTRALIZADA: CENTRAIS DE ÁGUA GELADA

Grandes edifícios têm alta demanda por climatização e, conseqüentemente, o sistema para suprir tal demanda também é de grande porte. Nesse cenário, as chamadas centrais de água gelada (CAG's) se mostram como excelentes alternativa quando comparadas ao resfriamento descentralizado por equipamentos de ar condicionado do tipo *split system*. Certamente existem algumas desvantagens em sistemas centrais de expansão indireta para a climatização, mas em se tratando de grandes prédios com altas cargas térmicas, a opção pela centralização se mostra vantajosa por diversos motivos, como será abordado nessa seção.

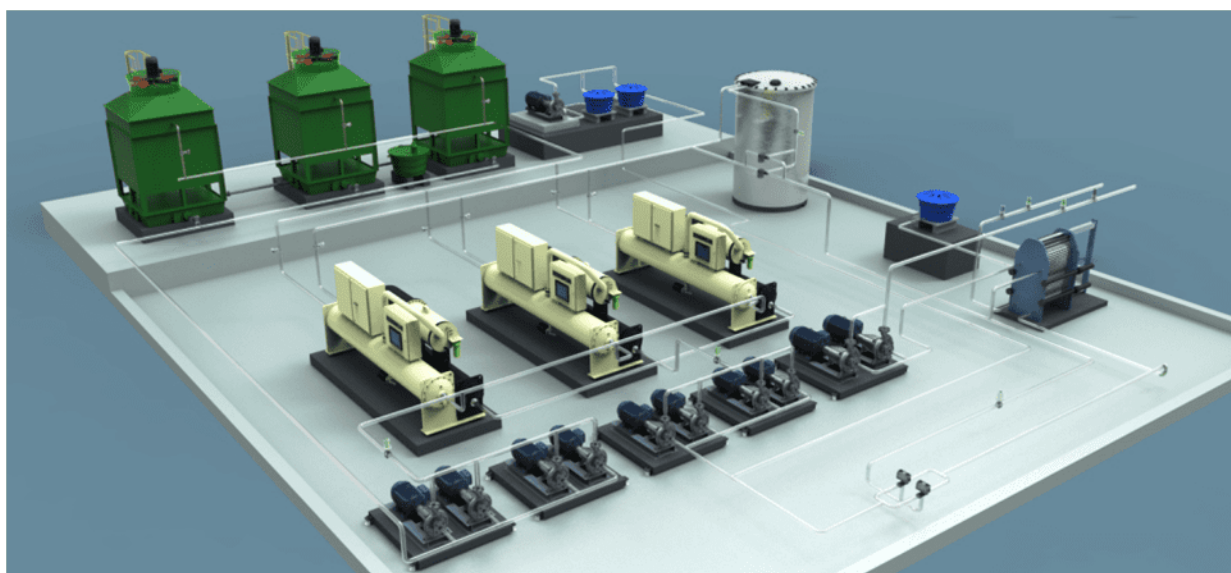


Figura 2.1: Ilustração de uma central de água gelada, com seus componentes típicos (FRIOCLIMATIZADO, 2018)

Como bem elencado pela ASHRAE (2016), algumas das desvantagens em tais sistemas centralizados podem ser:

- Alta inércia entre demanda por frio e resposta da central, visto que existe um caminho entre o local a ser climatizado e a CAG, o que resulta em um tempo entre produção de frio e sua entrega;

- No caso de indisponibilidade da central, todo o edifício fica sem climatização;
- Existência de máquinas mais complexas, em local dedicado, requerendo então mais espaço no edifício e também a presença de uma equipe técnica mais qualificada, além da intrínseca lógica de controle mais complicada;
- Grande sistema de tubulações percorrendo o edifício, tomando espaço útil em áreas de infraestrutura, e que podem eventualmente vazar ou gotejar água condensada;
- Custo inicial mais elevado quando comparado à sistemas descentralizados.

Em contrapartida, as vantagens, especialmente operacionais, de um sistema centralizado são diversas, como:

- Fornecimento de frio independente do modo de operação dos equipamentos foras da central;
- Equipamentos maiores mas em menor número facilitam a operação e a manutenção, reduzindo custos e estoque de peças;
- Facilidade na expansão do sistema, desde que haja espaço físico, bastando apenas adicionar um ou outro componente à central;
- Na existência de uma CAG com máquinas redundantes, a produção de frio pode se dar de maneira ininterrupta mesmo com eventuais paradas de uma ou outra máquina;
- Maior conforto acústico para os ocupantes do prédio, pois as maiores fontes de ruído se encontram distantes (na CAG) e encapsuladas em ambientes próprios;
- Maior segurança, uma vez que o fluido que circula o prédio nas tubulações não é um fluido refrigerante, e sim água.

Dito isso, percebe-se que, no caso de edifícios com grandes dimensões, com espaços pensados para um sistema de climatização prático e funcional, a escolha por uma CAG é preferencial. A aplicação centralizada facilita o dia-a-dia de operação e manutenção e mantém em um único lugar, seguro e controlado, as funções mais críticas da instalação, restando aos diversos ambientes climatizados equipamentos mais simples para o condicionamento do ar e com menor probabilidade de falha, que são os chamados fancoils e fancoletes: máquinas

compostas basicamente de ventilador e serpentina (como o nome sugere) que resfriam o ar a partir de um fluxo de água gelada na serpentina.

Fancoils (Figura 2.2) são máquinas de porte médio, que exigem um espaço de casa de máquinas, ou ao menos espaço de entreforro considerável, que, por meio de dutos, recolhem ar quente do ambiente climatizado, resfria-o e o retorna ao ambiente, adicionado de uma parcela de ar exterior para se manter as condições salutaras do ar, conforme prevê a NBR 16401. O termo fancolete é aplicado a fancoils de pequeno porte e normalmente não dutados, muito semelhantes em aparência externa ao conhecido *split* (Figura 2.3), com capacidades na faixa de até 3 TR, enquanto fancoils apresentam capacidades na faixa de 5 a 50 TR (CARRIER, 2020b). Embora o funcionamento seja simples, no mercado existem diferentes modelos de fancoil e fancoletes, podendo conter controle de umidade e diferentes níveis de filtragem, além de diversas geometrias e capacidades, o que os torna muito versáteis em termos estéticos e técnicos.



Figura 2.2: Exemplo de Fancoil (CARRIER, 2020b)



Figura 2.3: Exemplo de Fancolete (CARRIER, 2020b)

Apresentados os equipamentos externos à central, é esta que recebe atenção especial neste trabalho e, para caracterizá-la é preciso entender que existem diferentes possibilidades de configurações de CAG, cada uma se adequando a uma ou outra situação, como será discutido na Subseção 2.1.1.

### 2.1.1 Configurações de centrais de água gelada

Uma central de água gelada é primariamente caracterizado pela sua máquina principal: o chiller. É ele o responsável pelo ciclo de refrigeração, normalmente por compressão a vapor, que resfria um circuito de água que, por sua vez, leva o frio aos ambientes a serem climatizados. Por ser o coração de todo o sistema, seu modelo e suas condições de operação ditarão todo o arranjo dos componentes auxiliares que permitem que ele realize sua função.

Como o ciclo de refrigeração com compressão a vapor é dominante no mercado brasileiro, apenas este será abordado nesta revisão, embora exista também chillers que funcionem segundo um ciclo de absorção.



Figura 2.4: Exemplo de chiller com condensação a água (CARRIER, 2020a)



Figura 2.5: Exemplo de chiller com condensação a água (CARRIER, 2020a)

Diferentes arranjos para uma CAG são viáveis, podendo-se citar CAGs baseadas em um (ou mais) chiller(s) com condensação a água (Figura 2.4). Nesta configuração, existem dois circuitos de água independentes, sendo eles o circuito de água gelada (*chilled-water*) e o circuito de água de condensação (*condenser water*), como mostra a Figura 2.6 .

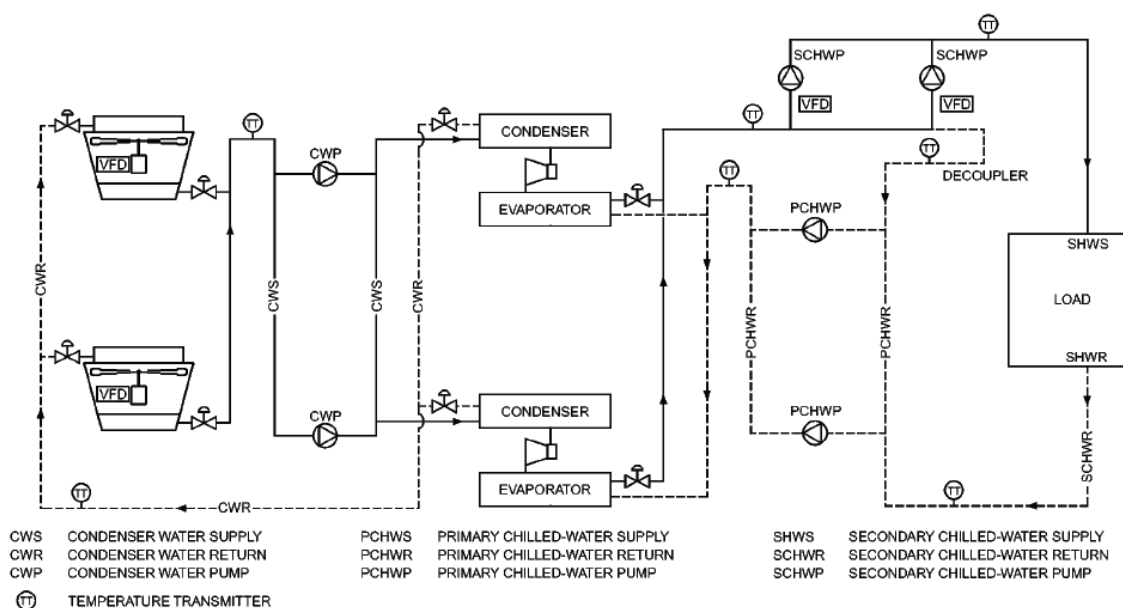


Figura 2.6: Esquemático de CAG com chiller de condensação a água e detalhes do bombeamento primário e secundário (ASHRAE, 2016)

A lógica de funcionamento deste arranjo de CAG é cíclica e seu funcionamento é o seguinte: o edifício gera calor, e este calor é retirado do ambiente pelas unidades de trata-

mento de ar (equipamentos do tipo ventilador e serpentina) que o transferem para o circuito de água gelada, esquentando-a. Esta água segue para a CAG e adentra o evaporador do chiller, que a resfria novamente e permite que ela volte para o edifício para fechar o ciclo. Paralelamente a isso, outro circuito de água independente, o circuito de água de condensação, resfria o chiller através do condensador, e leva este calor em direção a uma ou mais torres de resfriamento, que, por meio da troca de calor sensível, mas principalmente de calor latente, com o ar externo, resfria esta água e faz com que esteja em temperatura aceitável para retornar ao chiller e resfriá-lo novamente.

Para que isso ocorra, é necessário contínuo bombeamento de água nos circuitos, o que é realizado normalmente por bombas centrífugas, podendo ser categorizadas de acordo com sua função. Como chillers de condensação a água apresentam condensador e evaporador como trocadores de calor, normalmente do tipo casco e tubo, há grande perda de pressão ao atravessá-los, por isso, bombas imediatamente antes da entrada tanto do condensador quanto do evaporador são utilizadas. As bombas categorizadas como bombas de água de condensação são responsáveis por prover o fluxo de água no condensador, e estão localizada entre as torres de resfriamento e o chiller. No circuito de água gelada, as bombas ditas bombas primárias são responsáveis por suprir o evaporador de água a ser resfriada, superando todas as perdas de carga sem que haja cavitação (semelhante à bomba de água de condensação), enquanto as bombas secundárias tem a função de mandar a água gelada para o edifício, superando todas as perdas de cargas nas tubulações de distribuição e fornecendo água gelada a cada unidade de tratamento de ar do edifício.

Tais bombas podem ter rotação constante ou variável. As bombas com rotação constante tem a vazão como função do aumento de pressão na mesma (Figura 2.7), o que faz com que, em situações de pressões constantes, a vazão seja constante. Uma maneira de controlar a vazão de bombas de rotação constante é com o uso de uma válvula de controle à jusante da bomba, que, ao ser fechada parcialmente, aumenta a pressão e conseqüentemente reduz a vazão, e vice versa. Este arranjo, embora cumpra seu papel de modular a vazão na linha, mantém a bomba operando em potência próxima à nominal agora com excesso de pressão, o que não é energeticamente eficiente.

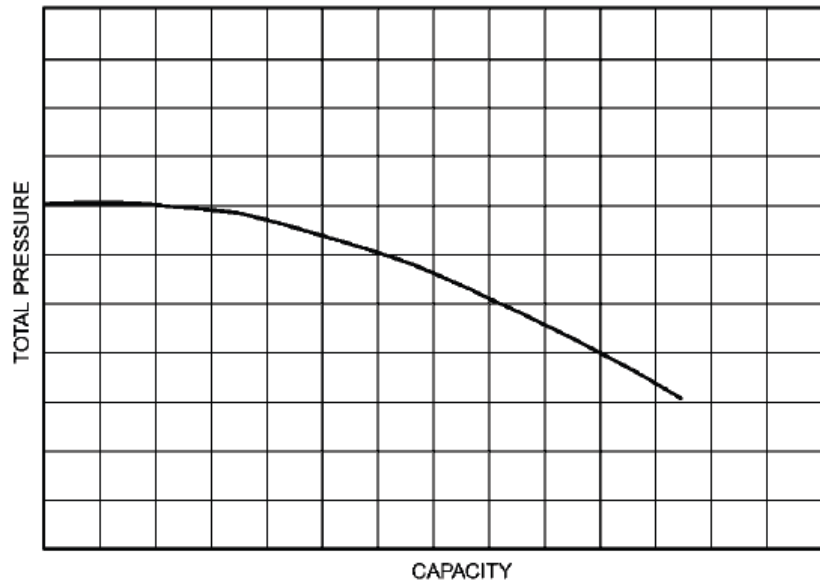


Figura 2.7: Curva típica de uma bomba centrífuga (ASHRAE, 2016)

Com o advento da automação predial e com a crescente preocupação em se minimizar o consumo de energia de bombas, o uso de variadores de frequência (*variable frequency drivers*, ou VFDs) se tornou uma opção para bombas trifásicas, que, com este dispositivo, podem ter sua rotação variada dinamicamente a depender da instrução de controle dada. Semelhante às bombas de rotação constante, existem curvas de pressão versus vazão para diferentes rotações (Figura 2.8), podendo-se determinar a vazão a depender do aumento de pressão e da rotação, o que adiciona um grau de complexidade nos cálculos, mas pode reduzir significativamente o consumo de energia.

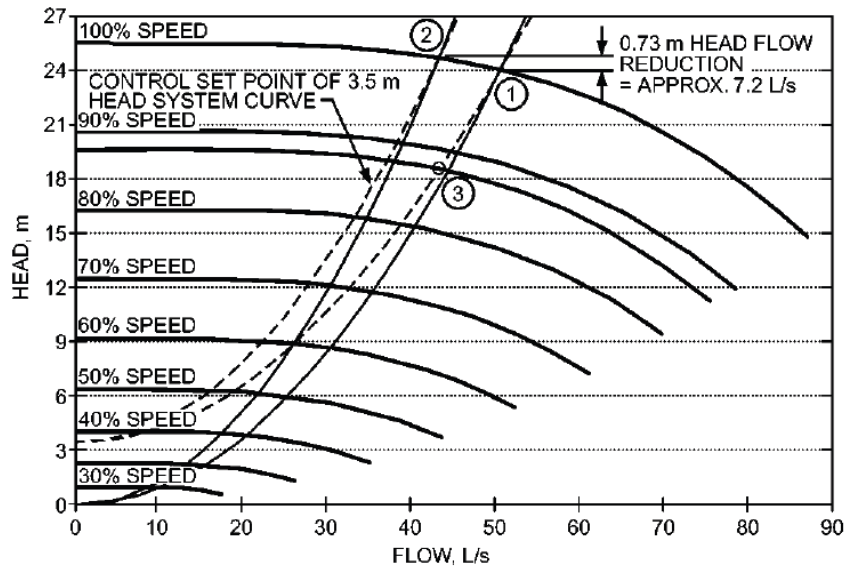


Figura 2.8: Curvas típicas para diferentes rotações de uma bomba centrífuga (ASHRAE, 2016)

Dito isso, e lembrando das categorias de bombas em uma CAG com chiller com condensação a água (bombas de água de condensação, bombas primárias e bombas secundárias), pode-se imaginar rotação variável em nenhuma delas, em alguma(s) delas ou em todas. No caso específico de rotação variável em bombas secundárias e rotação constante em bombas primárias, eventualmente pode acontecer de a vazão na primária exceder a vazão na secundária, o que resultaria em excesso de pressão na linha, o que não é ideal nem desejado em nenhum cenário de HVAC. Portanto, para contornar esse cenário, instala-se uma tubulação que conecta a linha de saída do chiller com a entrada da bomba primária, isto é, desacoplando o circuito primário (do chiller) do circuito secundário (do edifício) permitindo assim o excedente de vazão da primária ser recirculada para ela, sem ser direcionada ao circuito secundário, que continuará operando idealmente. Essa tubulação, conhecida como *decoupler* ou *bypass*, também fornece a vazão mínima pelo evaporador, garantindo que este não congele, pois, na ausência do bypass, uma vazão muito pequena no secundário resultaria em uma vazão pequena no primário, isto é, no evaporador do chiller, prejudicando a troca de calor com o fluido refrigerante podendo levar a diminuição excessiva de temperatura ali e o consequente congelamento da unidade. Entretanto, tal estratégia pode causar o fenômeno conhecido como síndrome do baixo  $\Delta T$ , que ocorre quando a vazão no circuito secundário é maior do que a do primário, resultando em recirculação de água no secundário e, conseqüentemente, aumentando a temperatura da água de alimentação (que vai para o prédio),



reduzindo o diferencial de temperatura no circuito secundário e reduzindo a eficiência do sistema (ASHRAE, 2016).

Esta é, pois, a configuração geral de uma CAG com chiller com condensação a água. Outra alternativa, porém, é o uso de chiller com condensação a ar, cujo condensador troca calor diretamente com o ar (Figura 2.5), diferente do com condensação a água, que conta com a água de condensação e a torre de resfriamento para rejeitar calor para o ambiente. Neste cenário, não existe o circuito de condensação, portanto é mais compacto, contando apenas com os circuitos primário e secundário. Pela necessidade de se trocar calor com o ar, CAGs com chillers de condensação a ar estão normalmente localizados em ambientes externos, seja no terreno próximo ao edifício climatizado ou na cobertura do mesmo, se aproveitando da altura para obter correntes de ar mais intensas e também ar menos afetado pelo calor gerado pelo ambiente urbano abaixo. Contudo, com a exceção do circuito de condensação, o resto da planta é bem semelhante à de CAGs com chiller de condensação a água, podendo-se aplicar todo o exposto que tange os circuitos primários e secundários.

Em todo caso, como mostra a Figura 2.6, pode existir redundância ou duplicidade operacional de componentes, representado na figura como 2 chillers, 2 torres de resfriamento, 2 bombas de condensação, 2 bombas primárias e 2 bombas secundárias. Isso é muito comum, tanto por motivos de demanda (a capacidade necessária não é possível de ser garantida com uma única máquina), como por motivos de manutenção (pois em caso de defeito em um componente, outro ainda consegue garantir ao menos parcialmente a operação do sistema). Em se tratando de continuidade na operação e de manutenção, é comum instalações com bombas reserva ou até mesmo chillers ou torres reserva, pois a parada de uma máquina pode ser inteiramente compensada por outra, mantendo ininterrupta a climatização do edifício. Instalações críticas, como hospitalares e laboratoriais, é fundamental a duplicidade de equipamentos, pois centros cirúrgicos, salas de autópsia e salas de análise de amostras, por exemplo, dependem inteiramente de baixas temperaturas o tempo todo por questões de higiene, segurança e preservação, não podendo haver interrupções prolongadas de climatização adequada, conforme recomenda a NBR 7256.

## 2.2 DINÂMICA DE OPERAÇÃO DE UMA CENTRAL DE ÁGUA GELADA

Seria errôneo pensar que uma CAG é composta de equipamentos operando independentemente dos outros. Na verdade, trata-se um sistema complexo, onde os efeitos de uma máquina têm consequências no sistema como um todo. Esta seção visa abordar como os componentes interagem entre si, buscando esclarecer as variáveis em jogo.

Como discutido na Subseção 2.1.1, os componentes de uma CAG são, essencialmente, o chiller, as bombas e as torres de resfriamento. Eles devem trabalhar em conjunto para atender a carga térmica do edifício enquanto rejeita calor para o ambiente externo, portanto pode-se identificar aí duas solicitações principais do sistema: a carga térmica e as condições climáticas do ambiente externo. Como mostrado na Figura 2.6, o circuito de água gelada compreende o lado que está diretamente sujeito à carga térmica, enquanto o circuito de água de condensação está diretamente relacionado às condições climáticas do ambiente (através das torres de resfriamento). Estes circuitos se relacionam através do chiller, que troca calor de um para o outro através do seu ciclo de refrigeração interno. Desse modo, a operação de cada máquina interfere em como essa relação entre fenômenos se dá, desde a serpentina do fancoil no ambiente climatizado até a torre de resfriamento, sendo cada elemento entre esses extremos responsável por alterações no panorama geral de funcionamento.

Iniciando a análise pelo ambiente climatizado, tem-se que o conforto térmico deve ser garantido, por meio da manutenção de temperatura e umidade relativa adequadas. Isso se dá pelo fancoil/fancolete, que têm controle sobre a vazão de água que atravessa sua serpentina: quanto maior a vazão de água gelada na serpentina, maior a troca de calor entre a água e o material da serpentina e, conseqüentemente, maior capacidade de resfriar o ambiente, e vice-versa. Esse controle se dá por meio de válvulas posicionadas à jusante da serpentina (para evitar cavitação), e podem ser de duas ou três vias (Figura 2.9 e Figura 2.10, respectivamente).

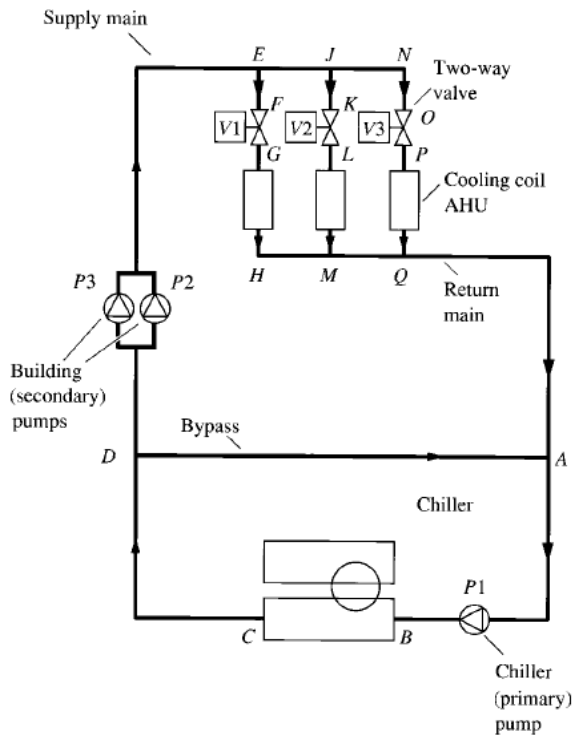


Figura 2.9: Esquema de funcionamento de válvula de duas vias (WANG, 2000)

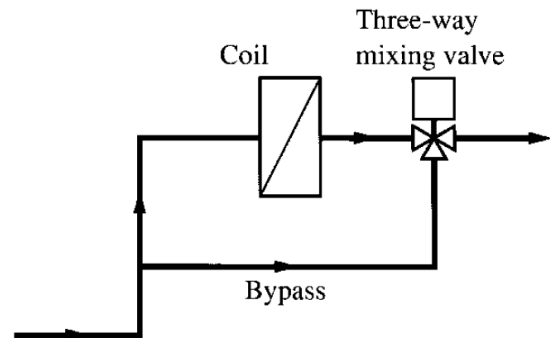


Figura 2.10: Esquema de funcionamento de válvula de três vias (WANG, 2000)

No caso da válvula de três vias, uma das vias é um *bypass*, que escoo o excedente de água de volta para a linha, de modo que uma demanda por frio maior faça a válvula se posicionar de tal modo que permita maior vazão de água na serpentina e menos pelo *bypass*, e opera de maneira contrária quando a demanda de frio é menor. Com a utilização de válvulas de três vias, a linha de alimentação e retorno não sofrem alterações substanciais de pressão ou vazão, pois há o escoamento de água por um ou outro caminho. Nessa situação, a consequência para a linha se dá pela temperatura à jusante da válvula pois, com a mistura após o *bypass*, a água de retorno pode estar pouco ou muito mais quente que a água de alimentação a depender da vazão que atravessa a serpentina onde, de fato, a troca calor e o aquecimento da água acontece. O efeito disso na CAG é a não necessidade de *bypass* entre o circuito primário e secundário, nem bombas secundárias de vazão variável, pois nem a vazão nem a pressão se alteram de maneira significativa.

Já no caso de válvulas de duas vias, não há *bypass*, e o fechamento parcial da válvula para menores demandas de frio ocasiona um aumento de pressão à montante para reduzir a vazão na serpentina. Nesse sentido, a consequência para a linha de alimentação e retorno não é uma diferença de temperatura variável (como no caso da válvula de três vias), e sim

uma vazão/pressão variável. Na CAG, isso implica na necessidade de modular a rotação da bomba secundária para se adequar aos níveis de pressão e vazão admitidos pelo circuito de alimentação. Com isso, a presença de um bypass também se faz necessária para equilibrar as vazões no circuitos primário e secundário.

Tem-se, pois, que as condições de operação dos fancoils/fancoletes afeta diretamente o modo de operação da bomba secundária. Mas também esse sistema interfere no chiller, especificamente no evaporador. Este trabalha para prover um  $\Delta T$  na água que, em sistemas com vazão no circuito primário constante, indica a capacidade de resfriamento da máquina. Quando há alta demanda de frio no edifício, a água que adentra o evaporador está mais quente, seja para sistemas de válvulas de duas ou três vias (no primeiro, há pouca ou nenhuma vazão pelo bypass da CAG, no segundo, há pouca ou nenhuma vazão no bypass de cada serpentina), de modo que, independente do tipo de válvula, a fração da vazão total que de fato atravessa serpentinas é dependente da carga térmica no edifício, conseqüentemente o  $\Delta T$  que o chiller deve garantir no evaporador também é função carga térmica. Em termos de energia, o chiller deve operar para fornecer um roubo de calor igual ao da carga térmica do edifício, logo altas cargas térmicas demandam mais do chiller.

Dado isso, e sabendo que o controle de capacidade no evaporador do chiller é dado pela modulação da vazão de fluido refrigerante em seus circuitos internos, percebe-se facilmente que a potência elétrica consumida é também dependente da temperatura de entrada no evaporador (água que retorna do prédio) e da temperatura de saída do mesmo (que alimenta o prédio).

Outro aspecto a se observar no evaporador é que a temperatura de saída da água gelada também afeta a potência no compressor devido à temperatura de evaporação mais baixa requerida para se entregar água mais gelada. A temperatura de evaporação mais baixa implica em uma pressão de evaporação do fluido refrigerante também menor, fazendo com que a razão de pressão do compressor aumente, conseqüentemente o seu consumo de energia (Figura 2.11).

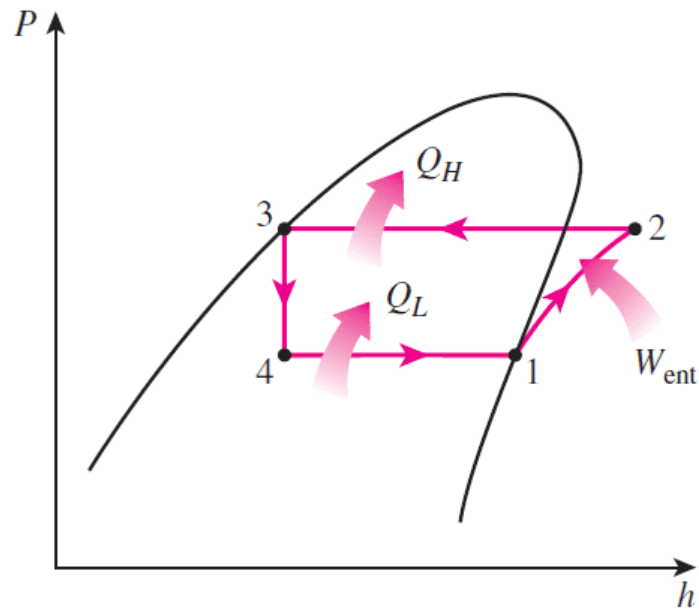


Figura 2.11: Ciclo ideal de refrigeração por compressão a vapor (ÇENGEL; BOLES, 2013)

Tem-se pois que a temperatura da água gelada de alimentação, dada pelo setpoint do chiller, interfere em seu consumo de energia, bem como o  $\Delta T$  da água no evaporador. Assim, essas duas variáveis, uma dada pelo operador da CAG e outra pelo sistema de climatização, respectivamente, afetam a potência elétrica consumida pelo chiller.

Mas a temperatura de setpoint de água gelada não afeta apenas o chiller, mas também a bomba secundária, mas de maneira inversa de como ocorre no chiller. Enquanto no chiller, temperaturas de setpoint mais baixas requerem maior potência no compressor, na bomba secundária, temperaturas baixas de setpoint requerem menor potência do motor, isso ocorre devido à dinâmica de troca de calor nas serpentinas: com água menos fria, uma maior vazão é necessária para que a mesma troca de calor ocorra, o que requer que haja maior vazão a ser bombeada pela bomba secundária, aumentando seu consumo elétrico.

Em termos da temperatura de setpoint de água gelada e visando a economia de energia elétrica, vê-se que a diminuição da temperatura de setpoint afeta negativamente o chiller e positivamente a bomba. Logo, deve existir ali um ponto ótimo, onde o consumo total é mínimo com um setpoint ótimo, como ilustrado na Figura 2.12. Cabe à equipe de operação da CAG identificar este ponto ótimo e usá-lo para minimizar os custos de operação da planta, que é um dos objetivos deste trabalho.

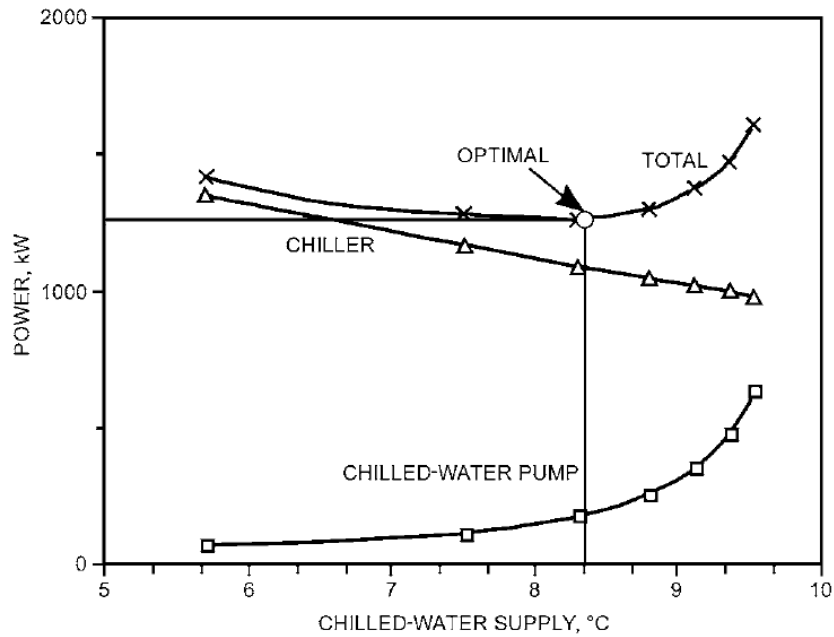


Figura 2.12: *Trade-off* entre potência da bomba e do chiller com o setpoint de água gelada (ASHRAE, 2019)

Um ponto a se mencionar são os limites mínimo e máximo para a temperatura de setpoint. Este não pode ser muito alto pois uma temperatura de água demasiadamente alta pode não ser capaz de cumprir a função de desumidificação do ar na serpentina do ambiente climatizado, e também não deve impor que a vazão do sistema supere a capacidade da bomba, tendo então esta variável um limite superior. Por outro lado, também não pode ser demasiadamente baixa, podendo ocasionar o congelamento da água, além de exigir pressões abaixo do possível do chiller, tendo então um limite inferior. Valores entre 3 e 12°C são os limites típicos de instalações de HVAC (ASHRAE, 2019).

No outro extremo, do lado do circuito de condensação, existem as torres, que resfriam a água saída do condensador do chiller, como abordado na Subseção 2.1.1. A Figura 2.13 ilustra o comportamento das temperaturas da água e do ar durante o processo de troca de calor através da torre, sendo a curva de temperatura do ar se refere à temperatura de bulbo úmido. É esta a temperatura que dita o funcionamento da torre, e não a de bulbo seco, isso é mostrado na Figura 2.14. Como o a torre tende a levar o ar à sua condição de saturação e as linhas isentálpicas e linhas de temperatura de bulbo úmido constante são quase paralelas em cartas psicrométricas, pode-se entender que é a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada e na saída da torre que possibilita a análise da troca de calor entre água de condensação e ar. As implicações práticas disso são severas, pois dias quentes e

secos (ponto D) ou frios e úmidos (ponto A) oferecem o mesmo potencial para troca de calor em uma mesma torre de resfriamento.

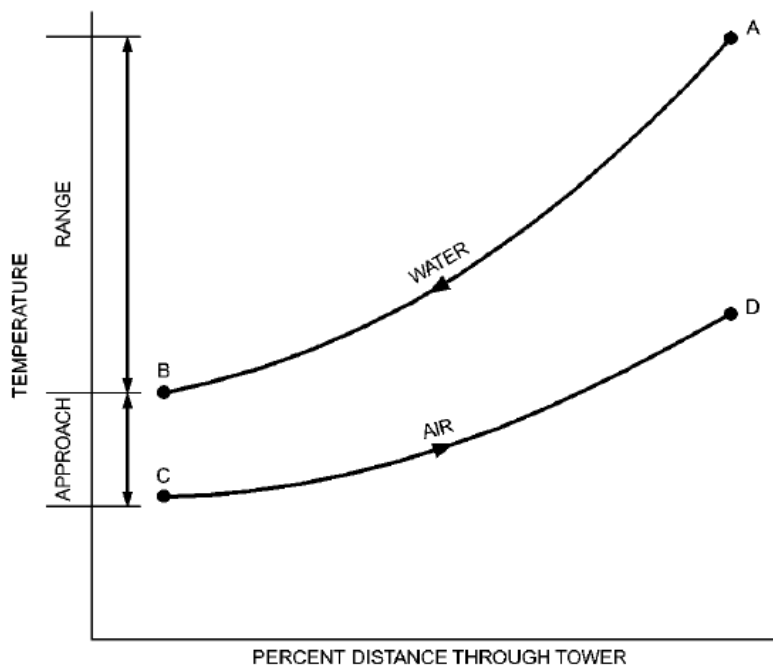


Figura 2.13: Relação de temperaturas entre ar e água durante o processo de resfriamento na torre (ASHRAE, 2016)

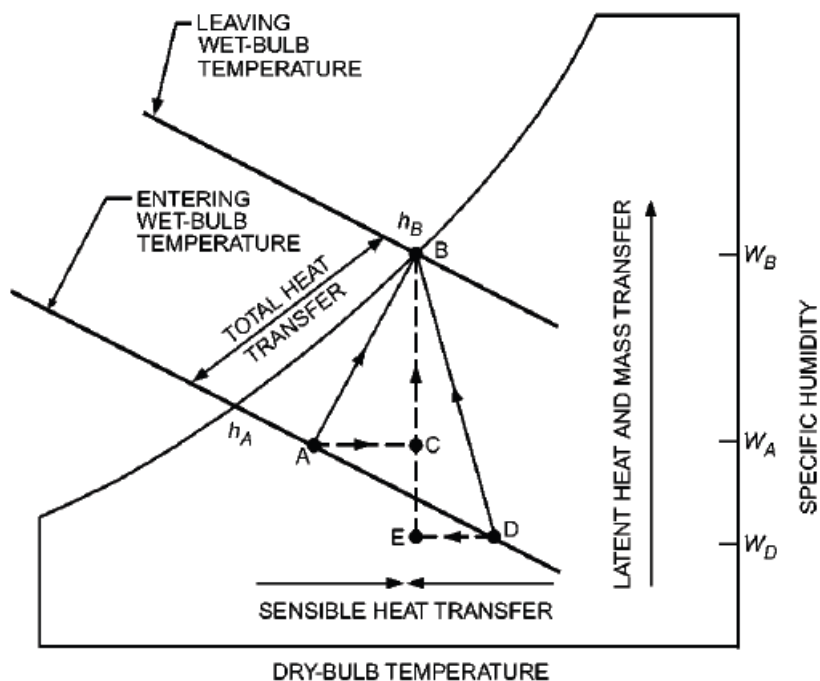


Figura 2.14: Análise psicrométrica do ar passando por uma torre de resfriamento (ASHRAE, 2016)

Com isso, quanto menor a temperatura de bulbo úmido do ar exterior, maior o potencial para troca de calor e, conseqüentemente, maior resfriamento da água de condensação, que é a função deste equipamento dentro da CAG.

Dois grandezas que buscam caracterizar esta operação são as mostradas na Figura 2.13: approach e range. Range é a diferença de temperatura da água na entrada e na saída da torre (A-B da Figura 2.13), enquanto o approach é a diferença entre a temperatura de saída da água da torre e a temperatura de bulbo úmido do ar exterior (C-B da Figura 2.13). Do ponto de vista da CAG, o range representa o resfriamento de água de condensação, essencial para o funcionamento do ciclo de compressão a vapor do chiller, enquanto o approach está associado com a temperatura de saída da água (e também de retorno ao chiller) como função da temperatura de bulbo úmido exterior.

O approach é especialmente importante na dinâmica de operação da CAG visto que dita as condições de retorno da água de condensação ao chiller, e é função das características construtivas da torre e das condições de troca de calor no condensador do chiller (ASHRAE, 2016). Torres maiores (em dimensão física) são capazes de manter approaches menores (isto é, água mais fria - mais próxima da temperatura de bulbo úmido do ar - retornando ao chiller) para uma dada carga de resfriamento solicitada, vazões de água/ar e condições do ar exterior. De qualquer modo, a quantidade de calor transferida à atmosfera é igual à carga térmica imposta à torre, enquanto o nível de temperaturas na qual ocorre tal troca é função das características construtivas da torre e da temperatura de bulbo úmido do ar externo.

Para facilitar o entendimento e apresentar uma estratégia de controle comumente utilizada em torres de resfriamento, considere uma situação em que a vazão de água seja constante (bomba de condensação com rotação constante), em certo instante do dia (temperatura de bulbo úmido constante). Na Figura 2.13, portanto, tem-se o ponto A fixo, e o range como representação da carga térmica. Na eventualidade de um aumento de carga, isto é, aumento da temperatura em A, caso se queira continuar com a mesma temperatura de saída de água (ponto B) será necessário aumentar a troca de calor por meio do aumento da vazão de ar, ou seja, para manter o mesmo approach dado um aumento no range, será necessário aumentar a rotação do ventilador.

Nesse sentido, o controle das torres se dá essencialmente pelo controle da vazão de ar e/ou da água, através da modulação das velocidades de rotação das bombas de água de



condensação e/ou dos ventiladores da torre. Dado que o condensador do chiller precisa de uma vazão mínima a todo instante para evitar problemas de superaquecimento, o uso de bombas de condensação de rotação constante é comum, e o uso de torres com controle de vazão de ar se torna a opção para o controle adequado. Este controle pode ser feito basicamente de algumas maneiras, como sequenciamento de ventiladores, ventiladores com níveis de velocidade, ventiladores com variadores de frequência ou até mesmo uma combinação destes modos.

O uso de variadores de frequência é a opção ideal e mais eficiente, pois se tem um ajuste fino de vazão a todo instante. Uma alternativa mais barata e mais utilizada outrora, é o uso de níveis de velocidade nos ventiladores, pois tratando a velocidade de rotação como variando no domínio discreto tentando se assemelhar ao domínio contínuo já é melhor que uma velocidade constante. Outro jeito de se ter tal discretização ocorre em torres com múltiplos ventiladores, onde a vazão pode ser discretamente controlada ao se sequenciar ventiladores, obtendo vazões parciais.

Observando a situação do ponto de vista do chiller, quanto menor a temperatura de entrada da água no condensador melhor, pois isso reduz a temperatura de condensação e, conseqüentemente, a pressão de condensação, como mostra a Figura 2.11, o que como resultado reduz a potência elétrica do compressor, desejável quando se trata de economia de energia. Mas essa redução na temperatura de condensação, isto é, a redução do approach para uma dada temperatura de bulbo úmido, vem com o custo de aumento da rotação do ventilador e sua potência, caracterizando situação análoga ao caso da bomba secundária e chiller no caso da diminuição do setpoint de água gelada. Agora existe um *tradeoff* entre potência da torre e potência do chiller, ao se diminuir uma, aumenta-se outra, e vice-versa, como mostra a Figura 2.15. Sendo assim, para se economizar energia, deve-se buscar esse ponto ótimo a todo instante, que é objetivo deste trabalho.

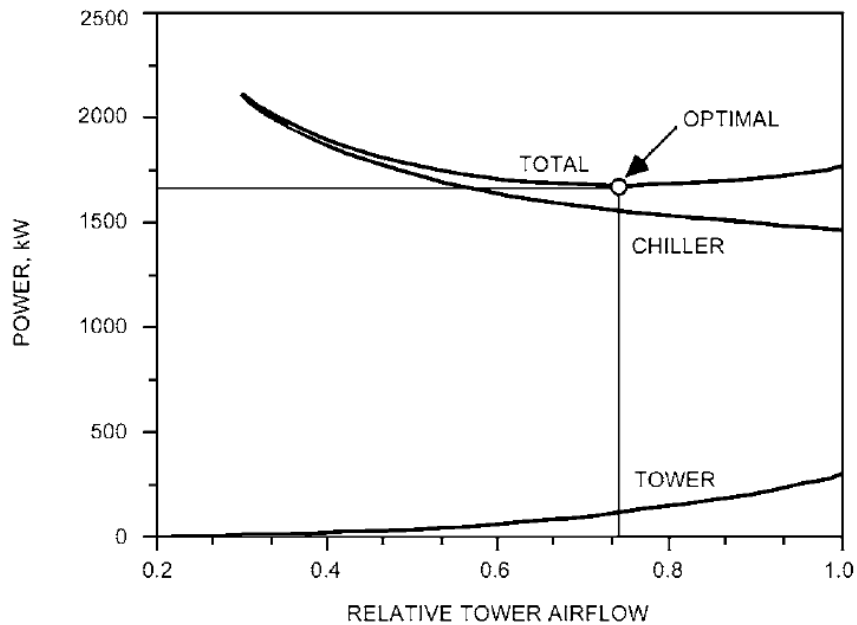


Figura 2.15: *Trade-off* entre potência da torre e do chiller com a vazão de ar na torre (ASHRAE, 2019)

Com isso percebe-se então que todo o controle da CAG está centralizada ao redor do chiller, seja pelo setpoint de água gelada seja pelo approach, afinal, ele é o elemento central da CAG, mas deve-se ter em mente que embora estas sejam variáveis controladas, existem variáveis não controladas, como a carga térmica do edifício e a temperatura de bulbo úmido do ar exterior, que também influenciam na dinâmica de operação da CAG. Encontrar o melhor conjunto de setpoints que resultem na economia máxima de energia em função das condições externas à CAG é o processo de otimização da operação. Para se proceder a essa etapa é preciso ter claro a influencia de cada componente sobre os outros e entender como alterações nos parâmetros de operação afetam cada elemento individualmente, sendo essa seção focada em esclarecer tais interações. A Seção 2.3 aborda a temática da otimização no contexto de HVAC.

### 2.3 ESTRATEGIAS DE OTIMIZAÇÃO DE CONTROLE DE CENTRAIS DE ÁGUA GELADA

Como mostrado na Seção 1.1, o consumo de energia elétrica em sistemas de HVAC é alto e, portanto, deve ser minimizado. Este desafio, como mencionado na Seção 2.2, trata-se de encontrar um valor de parâmetros que resultem em um comportamento ótimo, proce-

dimento conhecido como otimização. Há anos este assunto tem sido estudado no campo de HVAC e, com o advento da automação predial e softwares supervisórios (softwares que monitoram e supervisionam os parâmetros de operação de sistemas) cada vez mais sofisticados, estratégias de controle ótimas foram e estão sendo desenvolvidas para a operação ótima de centrais de água gelada (LEVENHAGEN; SPETHMANN, 1993)

O problema geral de otimização, a nível de sistema supervisório, aplicado ao controle de sistemas de HVAC consiste em reduzir ao mínimo o consumo de energia elétrica por meio de ajustes de modos de operação e de setpoints, enquanto as condições de conforto e salubridade do ambiente condicionado são mantidas. Wang e Ma (2008), ao fazer uma revisão geral das metodologias de otimização existentes, elencou alguns aspectos da natureza e da dificuldade em se otimizar um sistema de climatização, apontando que a identificação das variáveis (ou parâmetros) envolvidos na operação é primordial, e também ressalta a interdependência dos diversos componentes e subsistemas da instalação como um aspecto fundamental no entendimento e proposição de estratégias de controle pra cada caso, como discutido na Seção 2.2.

As variáveis envolvidas nesse tipo de abordagem podem ser classificadas em 3 grupos: variáveis sem controle (como temperatura de bulbo seco, umidade relativa e carga térmica do edifício), que são parâmetros do edifício que não são controlados pelo gestor e de certa forma ditam os requisitos de operação a serem cumpridos pela instalação; variáveis de controle (como setpoints de temperatura, pressão etc) são variáveis diretamente controladas pelo gestor, que pode escolher um valor numérico em um dado intervalo admissível e o sistema buscará alcançar tais setpoints - estas são as variáveis cujos valores ótimos são buscados nos diversos métodos de otimização; e variáveis discretas de controle, que abarcam os modos de operação, isto é, a quantidade e/ou sequenciamento de máquinas em operação e outras configurações de operação. Wang também menciona que a natureza da instalação é importante, pois sistemas com e sem sistemas de acumulação térmica têm dinâmicas completamente diferente e, portanto, apresentam estratégias de controle também bem diferentes.

O primeiro aspecto a se levar em consideração na otimização de uma planta é a modelagem do sistema. Afroz et al. (2018) categorizou em três as técnicas de modelagem, sendo elas modelos baseados na física (*physics-based*), modelos baseados em dados empíricos (*data-driven*) ou então modelos híbridos. A partir do modelo, parte-se para a técnica

de otimização mais apropriada, chegando-se, então, no ponto ótimo de controle desejado.

Nos modelos baseados na física (*physics-based*), os componentes e a planta são modelados a partir das equações físicas da termodinâmica que os regem (como balanço de massa, transferência de calor e balanços energéticos), sem a necessidade do componente estar fisicamente disponível. No entanto, muitas vezes alguns dos coeficientes das equações governantes são desconhecidos, complicando o uso desse tipo de abordagem.

Já em modelos baseados em dados empíricos (*data-driven*), a relação entre inputs e outputs da modelagem é realizada a partir de dados coletados da instalação física cujo controle ótimo é desejado. Isso é realizado por regressões estatísticas, redes neurais e outras técnicas nas quais detalhes específicos relativos à física do problema não são necessários. Certamente tão melhor e preciso será esta abordagem quanto maior o banco de dados disponível para a calibração do modelo, o que torna este tipo de modelagem restrito à situações em que ampla coleta de dados é realizada.

Em virtude disso, uma abordagem intermediária entre a abordagem inteiramente teórica e a inteiramente baseada em dados é a abordagem híbrida, que utiliza um ou outro método para um ou outro componente a depender do conhecimento do sistema e a disponibilidade de dados, ou seja, existem equações governantes gerais do sistema e/ou dos componentes, mas os coeficientes de tais equações é determinada por meio da estimação a partir de dados reais coletados da instalação.

Dado o modelo, resta aplicar técnicas de otimização sobre sua performance. Otimização no campo da matemática se refere a encontrar pontos de mínimo ou máximo em curvas e superfícies, que no caso de HVAC, pode-se referir ao máximo COP ou ao mínimo consumo energético, por exemplo. Mas a dificuldade geral em problemas de otimização é a identificar se o mínimo obtido é um ponto de mínimo global ou mínimo local, por vezes indesejado. Assim, existe uma gama de abordagens para o problema, cada uma com seus pontos fortes e fracos, podendo ser, de maneira geral, categorizadas em duas categorias: técnicas de otimização linear e técnicas de otimização não linear Figura 2.16.

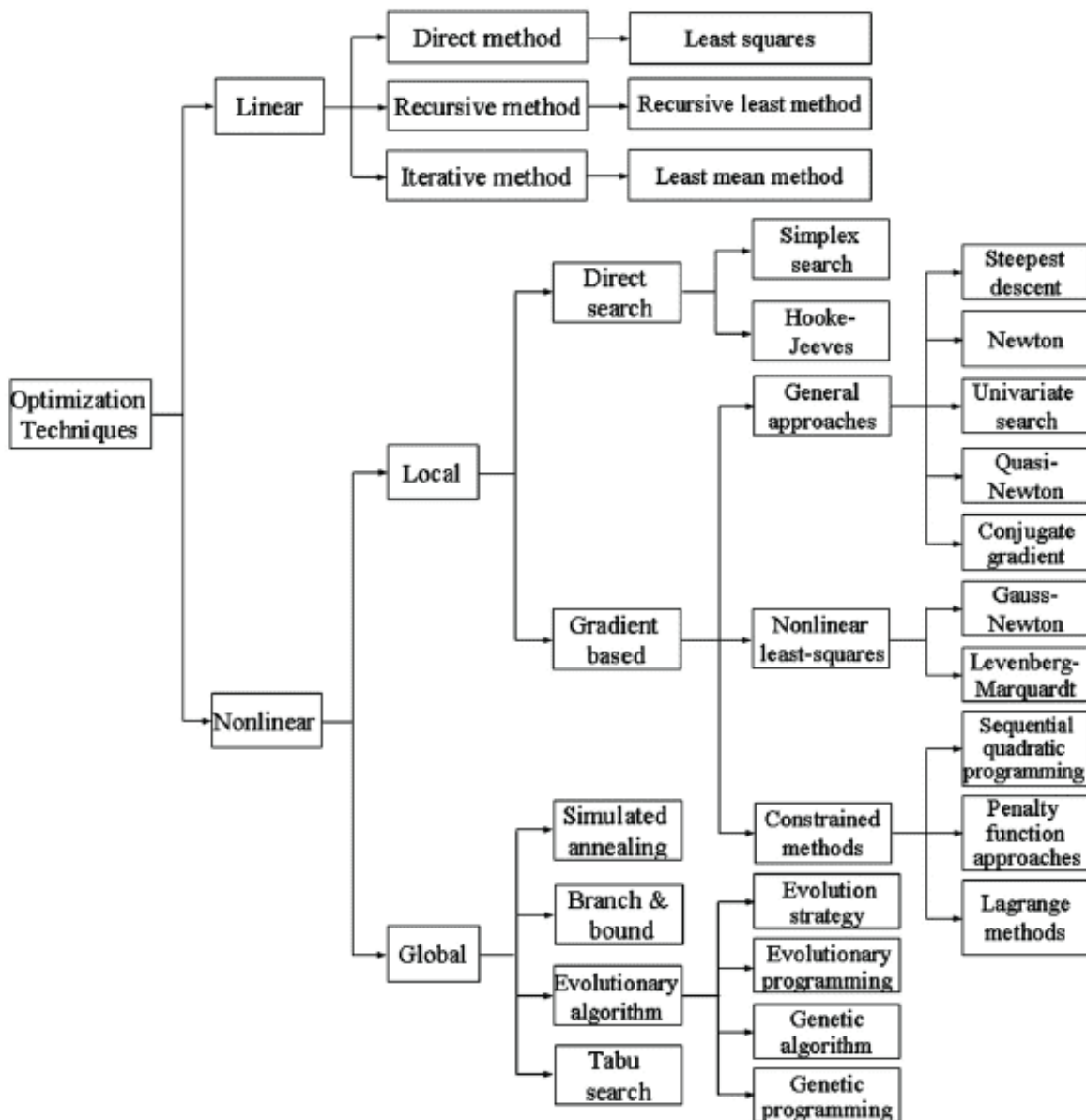


Figura 2.16: Classificação esquemática de técnicas de otimização para sistemas de engenharia (WANG; MA, 2008)

Técnicas de otimização linear são as mais simples e mais diretas, resultando em um ponto ótimo único, visto que o problema é linear. Alguns exemplos são o método direto, método recursivo, método iterativo etc. No outro espectro, as técnicas não lineares são mais complexas e sofisticadas, dado que o problema a se otimizar é não linear, o que resulta em vários mínimos/máximos locais, fazendo da obtenção do mínimo local uma dificuldade a mais. Desse modo, essa categoria pode ser subdividida em duas subcategorias: técnicas não lineares de otimização local e técnicas não lineares de otimização global, que, como o próprio nome sugere, resultam em pontos de mínimo/máximo local e global, respectiva-

mente. Exemplos de técnicas locais são a busca direta e técnicas baseadas em gradiente. E técnicas globais incluem recozimento simulado (*simulated annealing*), ramificar e limitar (*branch and bound*), algoritmo evolutivo, pesquisa tabu etc.

No campo de HVAC, técnicas lineares são de valia quando se trata de pequenas otimizações a nível de componente, mas quando se trata do sistema como um todo, a nível supervisorio, a complexidade inerente exige técnicas não lineares para a otimização (WANG; MA, 2008). Lembrando que o objetivo deste trabalho é abordar centrais de água gelada a nível supervisorio, apenas as técnicas não lineares são relevantes para o assunto. A Seção 1.2 pode ser consultada para exemplificar alguns autores que utilizaram diferentes técnicas para a otimização de sistemas de HVAC, mas também Wang e Ma (2008) e Afroz et al. (2018) trazem revisões mais detalhadas dos métodos e suas aplicações.

Um autor específico merece ser comentado aqui: Braun (1988) realizou um trabalho exemplar na otimização de sistemas de climatização. Como já mencionado na Seção 1.2, seu trabalho utiliza uma equação de funcionamento da CAG com coeficientes empíricos, determinados a partir de dados coletados da CAG. Tal equação, por sua vez, pode ser otimizada resultando em um valor ótimo nas variáveis de controle que, ao serem implementadas no sistema, resultam em um funcionamento ótimo.

A simplicidade do algoritmo permite relativa facilidade de implementação no sistema de automação de CAGs e baixo poder de processamento quando comparada, por exemplo, à complexidade de se configurar e implementar uma rede neural, com todas as camadas de neurônios calculadas dinamicamente durante o processo de controle do sistema. Por isso, a abordagem de Braun se mostra prática e factível de implementação em instalações de HVAC no Brasil, onde o mercado de controle e automação não é tão forte e capacitado (FREITAS, 2021). A Subseção 2.3.1 traz em mais detalhes essa abordagem.

### **2.3.1 Algoritmo de Controle de Braun (1988)**

Braun (1988), buscando a otimização de maneira simples e de rápida determinação de pontos ótimos, aborda o problema estabelecendo uma função custo como função das variáveis de operação do sistema de HVAC. Ele sugere o uso de funções quadrática para a performance dos componentes (no caso, a potência elétrica para bombas, chiller, torres etc) e estende tal ideia para o sistema como um todo, de modo que, nas proximidades de

um ponto ótimo, a potência elétrica consumida pela planta pode ser aproximada por uma única função quadrática

$$J(\mathbf{f}, \mathbf{M}, \mathbf{u}) = \mathbf{u}^T \widehat{\mathbf{A}}\mathbf{u} + \widehat{\mathbf{b}}^T \mathbf{u} + \mathbf{f}^T \widehat{\mathbf{C}}\mathbf{f} + \widehat{\mathbf{d}}^T \mathbf{f} + \mathbf{f}^T \widehat{\mathbf{E}}\mathbf{u} + \widehat{g} \quad (2.1)$$

Onde:

- $\mathbf{f}$  é vetor das variáveis sem controle (como condições climáticas);
- $\mathbf{u}$  é o vetor das variáveis de controle contínuas (como setpoints), dadas por input do operador do sistema;
- $\mathbf{M}$  é o vetor das variáveis de controle discretas (como modos de operação), dadas por input do operador do sistema;
- $\widehat{\mathbf{A}}, \widehat{\mathbf{C}}, \widehat{\mathbf{E}}$  são matrizes de coeficientes, obtidos empiricamente;
- $\widehat{\mathbf{b}}, \widehat{\mathbf{d}}$  são vetores de coeficientes, obtidos empiricamente;
- $\widehat{g}$  é um escalar, também obtido empiricamente.

Embora não seja explícito o papel de  $\mathbf{M}$  na Equação 2.1, este atua na determinação das matrizes e vetores de coeficientes, sendo então necessária a determinação de um conjunto de coeficientes para cada modo de operação, isto é, uma função  $J$  para cada modo de operação discreta  $M_i$ .

A vantagem da formulação quadrática é que a solução para  $\mathbf{u}$  ótimo pode ser determinada analiticamente, aplicando a condição de primeira ordem linear para um mínimo. Para tanto, basta fazer  $\nabla J = \mathbf{0}$ , satisfeitas as condições de existência de mínimo global, que, no caso, se traduzem no teste das segundas derivadas, ou seja, basta que o Hessiano de  $J$  ( $H_J$ ) seja positivo-definido.

O Jacobiano ( $\nabla J$ ) nulo é dado pela Equação 2.2, que resulta em um ponto crítico  $\mathbf{u}^*$  expresso na Equação 2.3.

$$\nabla J = 0 \Rightarrow (\widehat{\mathbf{A}} + \widehat{\mathbf{A}}^T)\mathbf{u}^* + \widehat{\mathbf{b}} + \widehat{\mathbf{E}}^T \mathbf{f} = 0 \quad (2.2)$$

$$\mathbf{u}^* = (\widehat{\mathbf{A}} + \widehat{\mathbf{A}}^T)^{-1} - \widehat{\mathbf{b}} - \widehat{\mathbf{E}}^T \mathbf{f} \quad (2.3)$$

É importante salientar que, no processo de determinação dos coeficientes da Equação 2.1, é preciso concomitantemente observar seu Hessiano, de modo a garantir que seja positivo-definido, ou seja, garantir que seus autovalores sejam todos positivos. Assim, a Equação 2.3 só resultará em um mínimo satisfeita essa condição.



### 3 DESCRIÇÃO DA CAG MODELO

A central de água gelada em estudo neste trabalho é a do edifício Anexo II do Supremo Tribunal Federal (STF) (Figura 3.1 e Figura 3.2), localizado na Praça dos Três Poderes, em Brasília. O edifício contempla 2 subsolos, 5 pavimentos, sem contar o térreo, e uma cobertura, que, juntos, fornecem a infraestrutura necessária para o funcionamento do STF para as sessões das turmas.

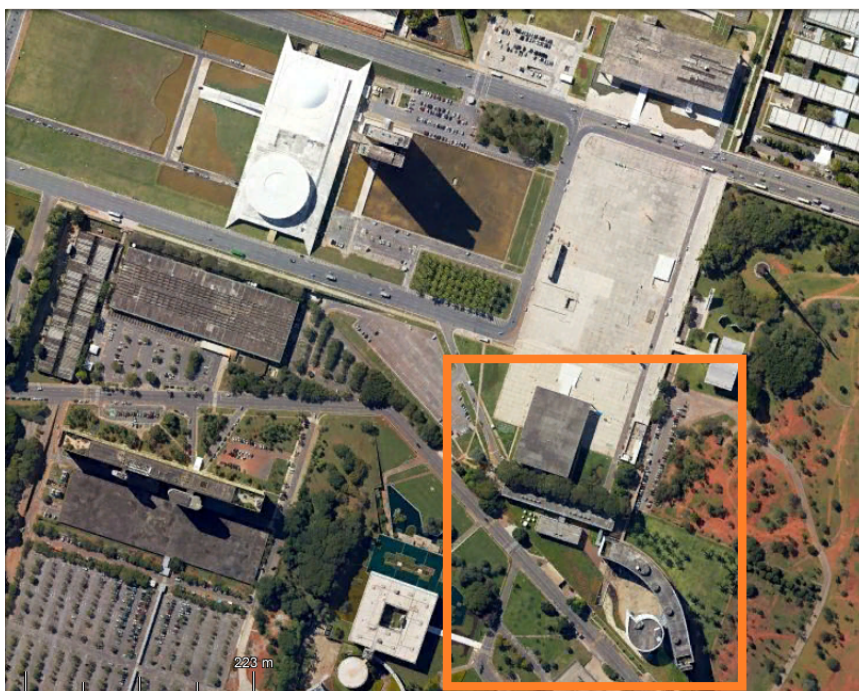


Figura 3.1: Localização do complexo de edifícios do STF

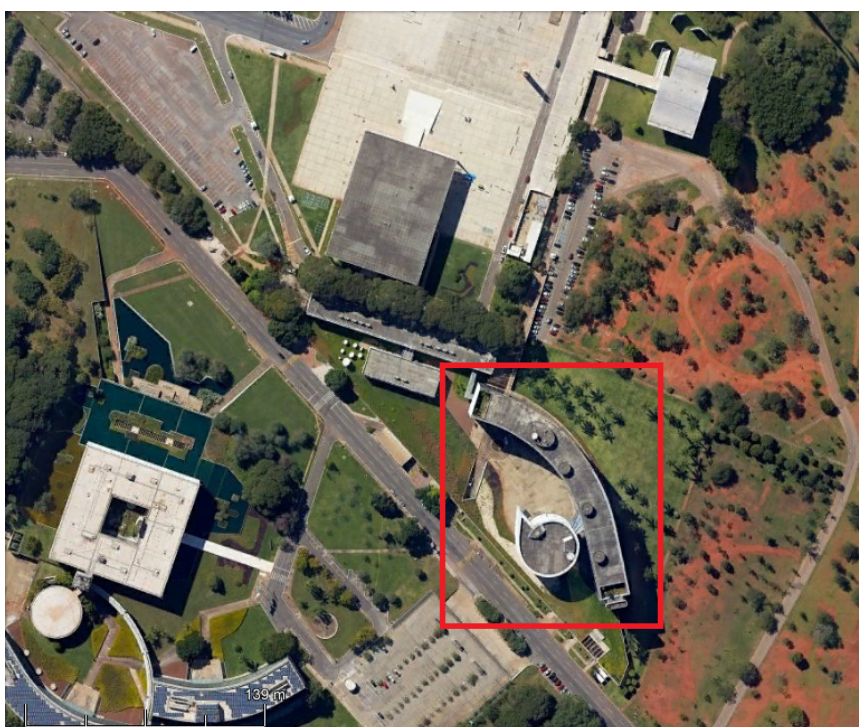


Figura 3.2: Localização do edifício Anexo II

Cada pavimento pode ser brevemente caracterizado da seguinte forma:

- 2º subsolo: garagem e CAG (pé direito duplo);

- 1º subsolo: garagem e CAG (pé direito duplo);
- Térreo: halls de acesso e salas administrativas;
- 1º pavimento: Biblioteca e salas administrativas;
- 2º pavimento: salas administrativas;
- 3º pavimento: gabinetes de ministros e Salão da Primeira Turma;
- 4º pavimento: gabinetes de ministros, salas administrativas e Salão da Segunda Turma;
- 5º pavimento: gabinetes de ministros e salas administrativas;
- Cobertura: gabinetes de ministros e salas administrativas.

No aspecto construtivo, toda a fachada é composta por painéis de vidro espelhados (Figura 3.3), mais especificamente, painéis duplos de vidro laminado de 10 mm (6 mm + 4 mm) com película prata no meio. O uso da película é uma estratégia para, mantendo o aspecto arquitetônico da fachada de vidro, reduzir, até certo ponto, a incidência de raios solares no ambiente interno por meio da reflexividade da película. Certamente tal uso é benéfico ao edifício quando comparado à fachadas sem película, uma vez que estas bloqueiam pouca ou nenhuma parcela dos raios solares, o que requereria maior demanda por ar condicionado. Entretanto, fachadas espelhadas, quando comparadas a fachadas de superfícies foscas, embora possibilitem certo grau de iluminação natural, ainda é grande fonte de entrada de raios solares, o que aquece o ambiente interno mais do que ocorreria com fachada fosca, como em paredes sólidas.

Essa discussão é de grande valia quando se trata do projeto arquitetônico e do dimensionamento do sistema de ar condicionado, uma vez que a escolha por uma ou outra película fornece mais ou menos incidência solar nos ambientes, mas em contrapartida pode requerer menos ou mais iluminação artificial, bem como afeta o consumo de energia do sistema de climatização, como já mencionado. De qualquer forma, dado que o edifício já está construído com fachada de vidro espelhado e com o sistema de ar condicionado instalado, este estudo tem seu foco na dinâmica de operação desse sistema, mais especificamente na central de água gelada. A Seção 3.1 aborda em mais detalhes aspectos construtivos da CAG, localizada nos subsolos.



Figura 3.3: Fachada do edifício Anexo II, com vidros dotados de película reflexiva

### **3.1 CARACTERIZAÇÃO DA CAG DO EDIFÍCIO**

A central de água gelada do edifício Anexo II (Figura 3.4) está localizada no subsolo, e tem configuração bem semelhante à Figura 2.6: é uma CAG com 3 chillers com condensação a água e 4 torres de resfriamento, 4 bombas primárias, 3 secundárias 4 de água de condensação.



Figura 3.4: Central de água gelada do edifício, com destaque para os CH-01 e CH-02

Para entender melhor a disposição das máquinas, a Figura 3.5 mostra uma vista superior da CAG em questão. Nela é possível observar a nomenclatura e o posicionamento físico dos principais elementos que a compõe. Na parte inferior, vê-se 2 conjuntos de bombas: à esquerda o das bombas primárias (BAGP-01 a BAGP-04) e, à direita, das bombas secundárias (BAGS-01 a BAGS-03). Ao centro, os componentes principais da instalação: os três chillers, nomeados CH-01, CH-02 e CH-03, sendo os dois primeiros de maior porte. Na porção esquerda da figura está o conjunto de bombas de condensação (BAC-01 a BAC-04), e na seção superior, que é aberta para o ambiente externo, se encontram as 4 torres de resfriamento (TR-01 a TR-04).

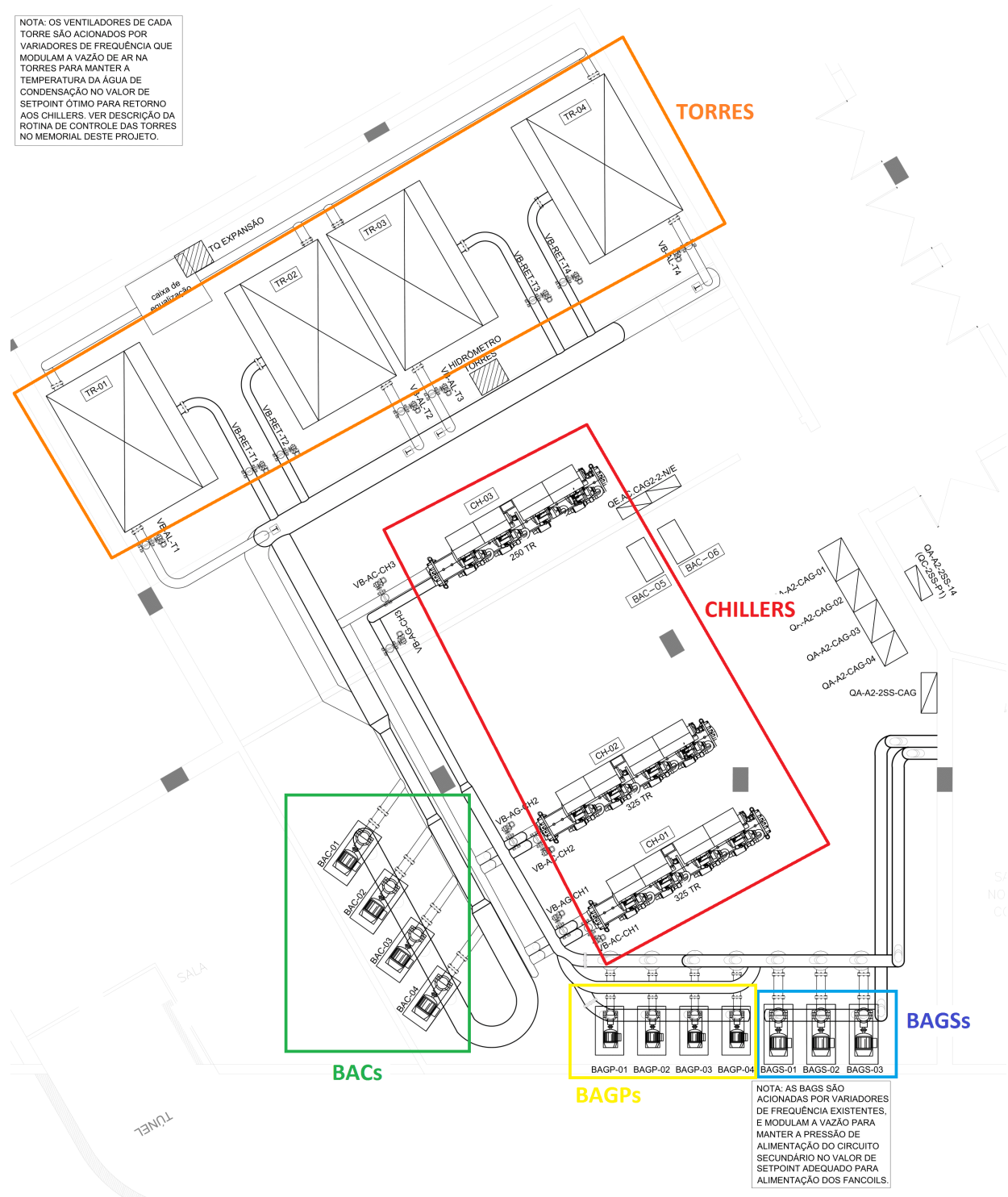
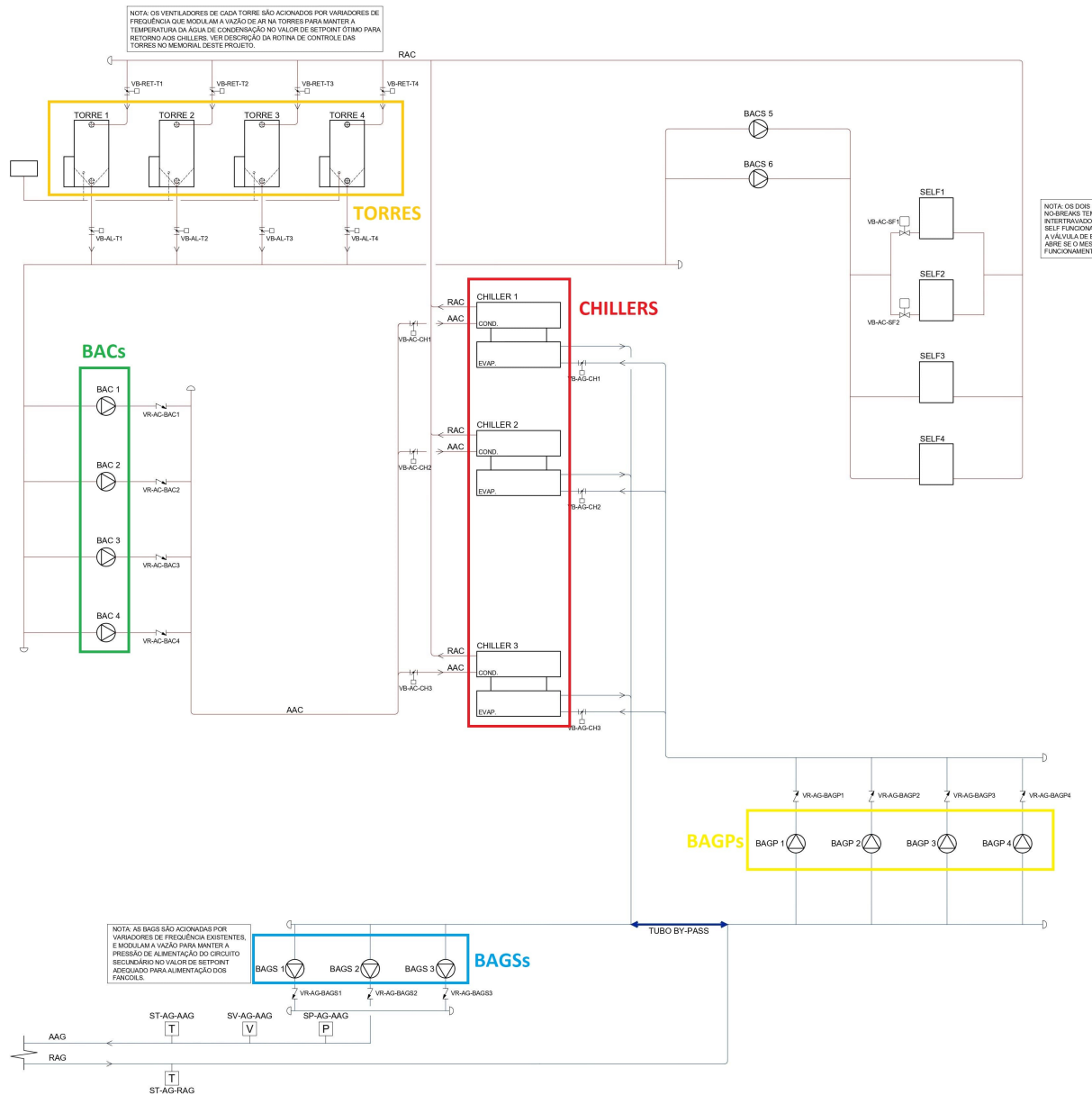


Figura 3.5: Projeto da CAG, com posicionamento de grupos de componentes

As tubulações que conectam os elementos são os elementos permitem o fluxo de água pelo conjunto e permite construir o fluxograma de funcionamento da planta. A Figura 3.6 mostra como os componentes estão ligado. Observa-se que existe um circuito auxiliar de condensação que resfria 4 equipamentos do tipo self-contained, mas que fogem do escopo

deste trabalho. A figura mostra traços de configuração que se assemelha muito ao da Figura 2.6. Pode-se observar que elementos do mesmo tipo estão agrupados em paralelo, e existe um tubo de bypass que desacolpa o circuito primário do secundário, conforme descrito na Seção 2.2.



FLUXOGRAMA DA CENTRAL DE ÁGUA GELADA

Figura 3.6: Fluxograma de água gelada

Partindo para a descrição dos componentes, a Figura 3.4 mostra dois dos três chillers da instalação, a saber os chiller CH-01 e CH-02 (Seção I.7). Estes são modelo 30HXF345286S, da fabricante Carrier. São equipamentos com capacidade nominal de 1198 kW (340 TR),

com fluido refrigerante R134a, que flui em 2 circuitos isolados (circuitos A e B), cada um com 2 compressores herméticos do tipo parafuso em paralelo. Ambos os trocadores de calor são do tipo casco e tubo, comuns entre chillers de uso comercial. Em se tratando de consumo elétrico, sua potência nominal é de 249 kW, o que resulta em um COP nominal de 4,81.

Já o chiller CH-03 é de menor porte, de modelo 30HXF285386S, também da Carrier, com capacidade nominal de 892 kW mediante consumo elétrico de 192 kW, resultando em um COP nominal de 4,63 (Seção I.8). Embora este modelo apresente também 2 circuitos para o fluido refrigerante R134a, ele conta apenas com 3 compressores tipo parafuso, desigualmente distribuídos entre os 2 circuitos. Em todo o resto este modelo é semelhante aos outros chillers.

Em se tratando das torres de resfriamento, os 4 equipamentos são de modelos idênticos: VXT-N240, da Semco (Seção I.10). Esse modelo apresenta capacidade nominal de 1413.63 kW nas condições de projeto. São torres de descarga vertical, isto é, o ar é expelido para cima, e a troca de calor se dá por contra corrente (corrente de água e de ar em sentidos opostos durante a troca de calor). A tomada de ar é através de apenas 1 de suas laterais, e os ventiladores são centrífugos (Figura 3.7), localizados na parte inferior da torre e, segundo o fabricante, acionado por motores elétricos de 22,07 kW (30 cv) de potência nominal.



Figura 3.7: Tomada de ar dos ventiladores centrífugos das torres de resfriamento

A torre é o único elemento da CAG que deve ter contato com o ar externo. No entanto, isso é complicado por questões de segurança e de acesso, não podendo estar localizadas abertamente em áreas acessíveis ao público externo. Portanto, estão localizadas em uma



extensão do ambiente do chiller. Esse ambiente apresenta uma de suas paredes vazada (estilo cobogó, como mostrado na Figura 3.8), permitindo a entrada de ar das redondezas para ser ventilado pela torre. Como o fluxo de ar não é, então, livre de obstrução, o ventilador deve exercer trabalho adicional para a superação desta barreira. Embora todo este ambiente esteja situado no subsolo, o desnível do terreno permitiu que as paredes deste ambiente estivessem no nível da rua, fora do terreno do STF, voltada para a via S2 (Figura 3.9).

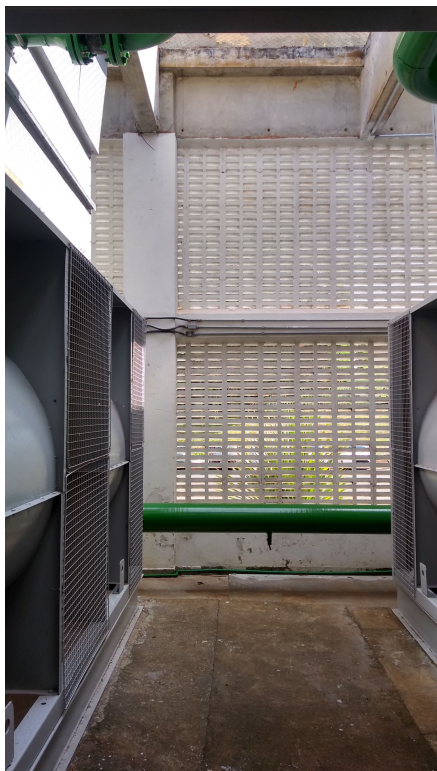


Figura 3.8: Visão da tomada de ar de duas das torres. Ao fundo, tem-se a parede estilo cobogó

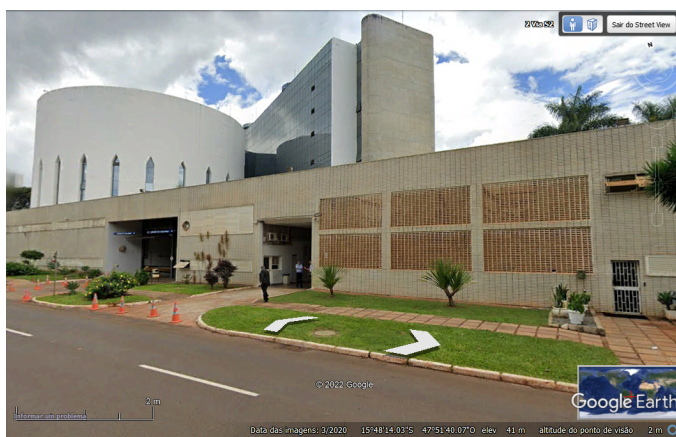


Figura 3.9: Vista exterior da parede de entrada de ar da área das torres, visto a partir da via S2

Em relação à saída de ar da torre, esta é feita através de aberturas no teto. Dado que a CAG é no subsolo, a área acima é o térreo, mais especificamente, em um jardim, portanto, escondido e protegido contra acesso indevido. Há ali, no entanto, vigas estruturais e uma rede de proteção, mas nada que impacte significativamente a vazão de ar.



Figura 3.10: Imagem de satélite com localização da saída de ar das torres



Figura 3.11: Área de saída de ar da torre

Retornando ao ambiente interno à CAG, restam as bombas (Seção I.9). Relacionadas ao circuito de condensação, existem as bombas de água de condensação: são 4 bombas idênticas, modelo MEGANORM 125-250, da fabricante KSB. São bombas centrífugas de descarga vertical que, para a condição de projeto, são capazes de prover uma vazão de  $221 \text{ m}^3/\text{h}$  a um acréscimo de pressão de 30 mca (294,191 kPa), com uma eficiência, nesse ponto, de 80%. Seu motor trifásico é responsável pelo consumo de 30,70 cv (22,07 kW) de potência elétrica, semelhante ao motor dos ventiladores das torres.



Figura 3.12: Conjunto de bombas de água de condensação, com uma bomba ausente para reparos



Figura 3.13: Válvulas de bloqueio tipo borboleta das bombas de água de condensação parcialmente fechadas

No momento da captura das fotografias da Figura 3.12 e da Figura 3.13, uma das bombas fora retirada para manutenção, e a válvula referente a sua descarga fora completamente fechada. Entretanto, as válvulas referentes às outras bombas estavam todas parcialmente fechadas. Tal escolha foi tomada pela equipe de manutenção pois, segundo ela, a vazão naquele circuito estava demasiadamente alta, maior que a de projeto. Com o fechamento parcial da válvula, há um acréscimo de pressão à jusante da bomba, requerendo dela uma maior pressão diferencial que, seguindo a curva da bomba, resulta em vazão menor para o circuito.

No circuito primário, também existem 4 bombas centrífugas de descarga vertical, mas de modelo MEGANORM 100-250, da KSB (Figura 3.14, as 4 bombas ao fundo). Nas condições de projeto, devem ser capazes, cada uma, de prover uma vazão de  $177,20 \text{ m}^3/\text{h}$  a uma pressão diferencial de 20 mca (196,128 kPa), com uma eficiência de 77%. São as menores bombas dentre todas as presentes na CAG pois, pelo projeto, devem garantir a menor vazão dentre os circuitos.



Figura 3.14: Conjunto de bombas secundárias (à frente) e conjunto de bombas (ao fundo). Também é possível ver uma das bombas de água de condensação bem ao fundo, em ângulo com o barrilete primário.

Adjacente às bombas primárias estão as secundárias, que são as bombas de maior porte dentre todas as presentes na CAG, pois são responsáveis por mandar água gelada para todo o edifício em todos os pavimentos. Também são bombas centrífugas de descarga vertical, mas de modelo MEGANORM 125-315, da KSB (Figura 3.14, as 3 bombas à frente). Nas condições de projeto, devem suprir, cada uma, uma vazão de  $254,80 \text{ m}^3/\text{h}$  a uma pressão diferencial de 45 mca (441,287 kPa), com uma eficiência de 78%. Quanto a seu motor, é um motor trifásico com consumo elétrico de 54,40 CV (40,01 kW).

Estes são os componentes principais da CAG, mas ainda existe todo um conjunto de sensores e atuadores que operam para manter o controle do sistema. Esse sensoramento e atuadores serão discutidos na Subseção 3.1.1

### 3.1.1 Elementos de automação da CAG

Em 2020, encerrou-se a implementação de um sistema de automação predial em todo o STF, incluindo a CAG. Com o intuito de monitorar remotamente, diversos sensores foram instalados, como sensores de temperatura, pressão e vazão.

No circuito secundário, existe todo um sensoreamento de vazão, temperatura e pressão para se realizar o controle das BAGSs, que apresentam variador de frequência. Na descarga das bombas, existe 1 sensor de vazão (modelo Signet 2540, fabricante Georg Fischer), 1 sensor de pressão (modelo ETP-420, fabricante Cibracon) e 1 sensor de temperatura (modelo TE-6000-100, fabricante Johnson Controls), todos funcionando para mapear o estado da água gelada de alimentação. No retorno deste circuito para a CAG, existe também um sensor de temperatura (modelo TE-6000-100, fabricante Johnson Controls), responsável por medir a temperatura de retorno da água do prédio. Esse conjunto de sensores é especialmente importante, pois é ele que possibilita analisar diretamente a carga térmica do edifício e realizar o controle das bombas secundárias.

Ao redor de cada um dos chillers deve existir um conjunto de sensores de temperatura (modelo TE-6000-100, fabricante Johnson Controls), para se medir a temperatura de entrada e saída da água no evaporador e no condensador, totalizando 4 sensores de temperatura por chiller, instalados imediatamente próximos às conexões de entrada e saída de água. Também ao redor dos chillers, existem válvulas de bloqueio motorizadas, responsáveis pelo fechamento das linhas de evaporação e de condensação de cada chiller, ou seja, 2 válvulas por chiller: uma à montante do evaporador e outra à montante do condensador. Estas válvulas são utilizadas para isolar os chillers automaticamente quando desligados. Certamente existem válvulas manuais para o isolamento total do chiller, mas essas são usadas apenas em casos de manutenção, enquanto as motorizadas são utilizadas a partir da lógica de automação para a ativação e desligamento automática de cada chiller e, conseqüentemente, liberação e bloqueio das linhas referentes a este chiller. A Figura 3.15 mostra algumas das válvulas presentes nas redondezas do CH-02.

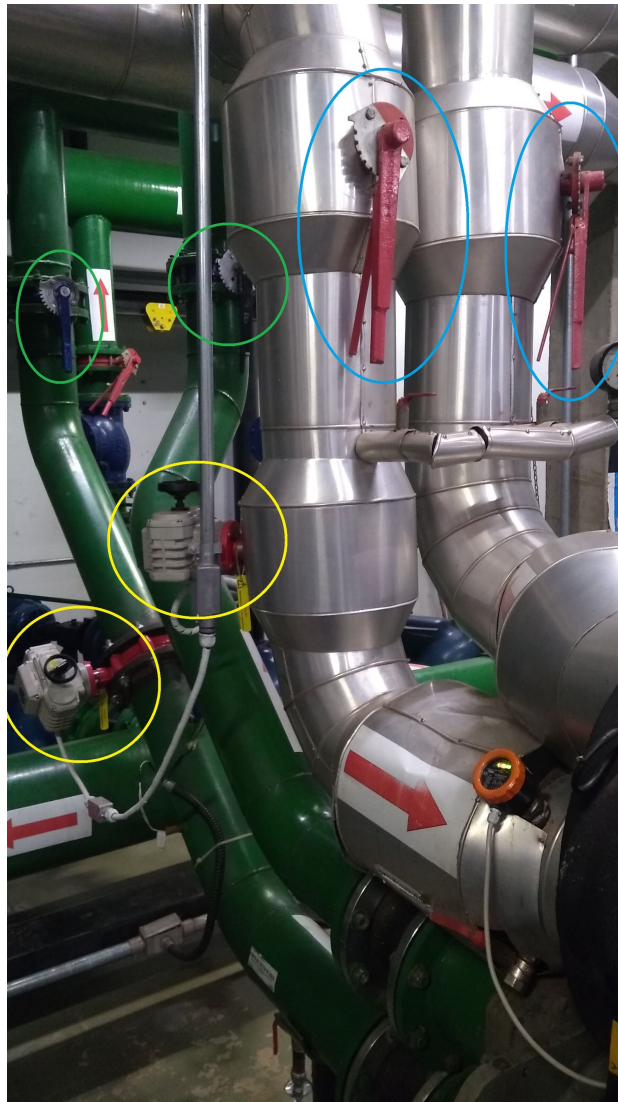


Figura 3.15: Válvulas de bloqueio motorizadas (circuladas em amarelo), válvulas de bloqueio manuais no circuito de água gelada (circuladas em azul) e válvulas de bloqueio no circuito de água de condensação (circuladas em verde)

Na área das torres, existe 1 sensor de temperatura e umidade relativa (22UTH-13, do fabricante Belimo), para se medir tais grandezas referentes ao ar atmosférico externo. Este sensor está localizado em posição protegida do sol e de ventos forçados (de modo a evitar interferências significativas nas leituras), no alto do ambiente, como mostra a Figura 3.16.



Figura 3.16: Sensor de temperatura e umidade relativa

Também neste circuito, existe sensores de temperatura (modelo TE-6000-100, fabricante Johnson Controls) à montante e à justante do conjunto de torres, de modo a especificar as condições de operação do conjunto de torres. Também existe um sensor de temperatura (modelo TE-6000-100, fabricante Johnson Controls) à montante de cada torre, permitindo o controle do ventilador da torre a partir dessa temperatura de saída com o setpoint dado.

Nas torres também existe sistema de válvulas motorizadas na entrada e na saída semelhante a o que ocorre no chiller, permitindo controle remoto da operação de cada torre. E assim como no chiller, existem válvulas manuais para o isolamento total da unidade em caso de manutenção, conforme mostra a Figura 3.17.



Figura 3.17: Válvulas de entrada de água na torre, sendo a válvula motorizada (coberta por pano de proteção) circulado em amarelo e a válvula manual circulado em rosa

### 3.1.2 O sistema supervisório

O sistema de automação não é restrito à CAG e abrange todo o edifício, desde sensores de presença até controle de bombas centrífugas. Isso tudo é feito a partir de um sistema supervisório, que, como o nome diz, é um sistema que permite que sejam monitoradas informações de todo o sistema de automação do edifício. O sistema supervisório do STF é o HONEYWELL WEB N4, ou simplesmente Niagra 4. Este software permite a criação de telas gráficas que mostrem as variáveis de interesse dispostas de maneira correspondente ao local medido, como temperaturas nas posições em que são medidas dentro de uma sala.

A Figura 3.18 mostra como se dá a representação da CAG na tela gráfica do supervisório.



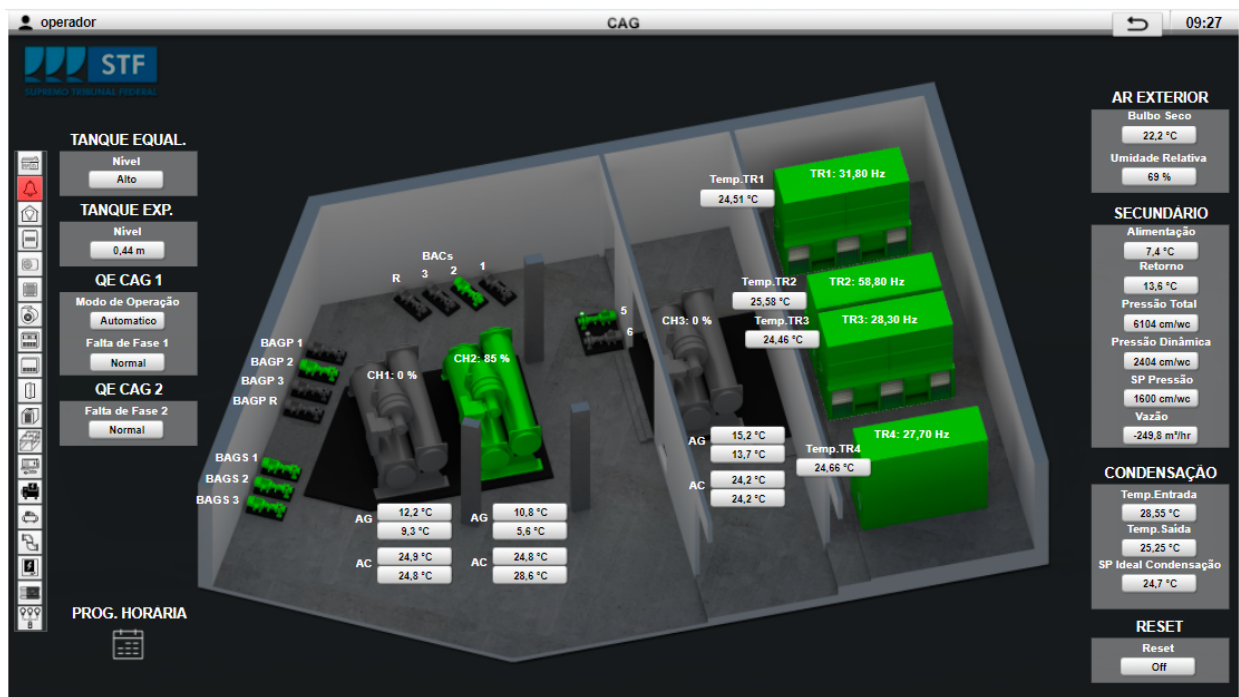


Figura 3.18: Tela gráfica geral da CAG

Mais ainda, é possível visualizar variáveis específicas de um componente, como ocorre nos chillers e nas bombas secundárias, por exemplo (Figura 3.19 e Figura 3.20, respectivamente). Vale ressaltar tudo o que esta na Figura 3.19 faz parte do sensoramento do próprio chiller, integrado à rede de automação via protocolo Carrier Comfort Network (CCN), da própria Carrier.

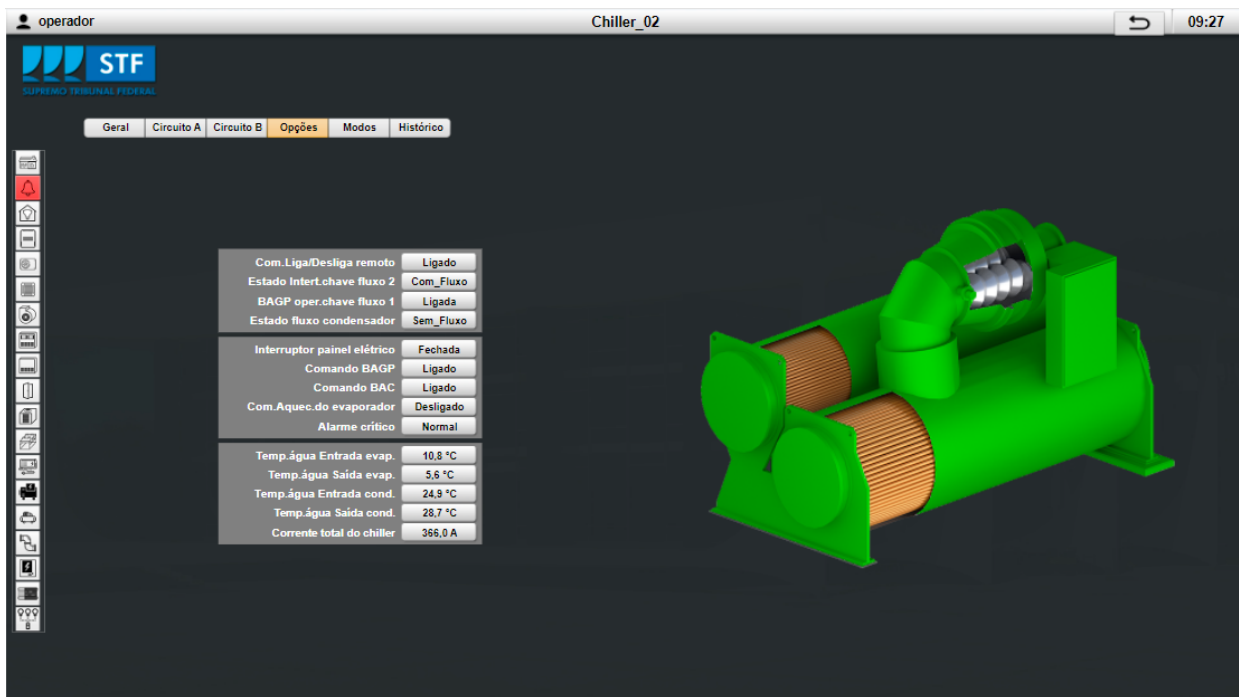


Figura 3.19: Tela gráfica com informações específicas do CH-02

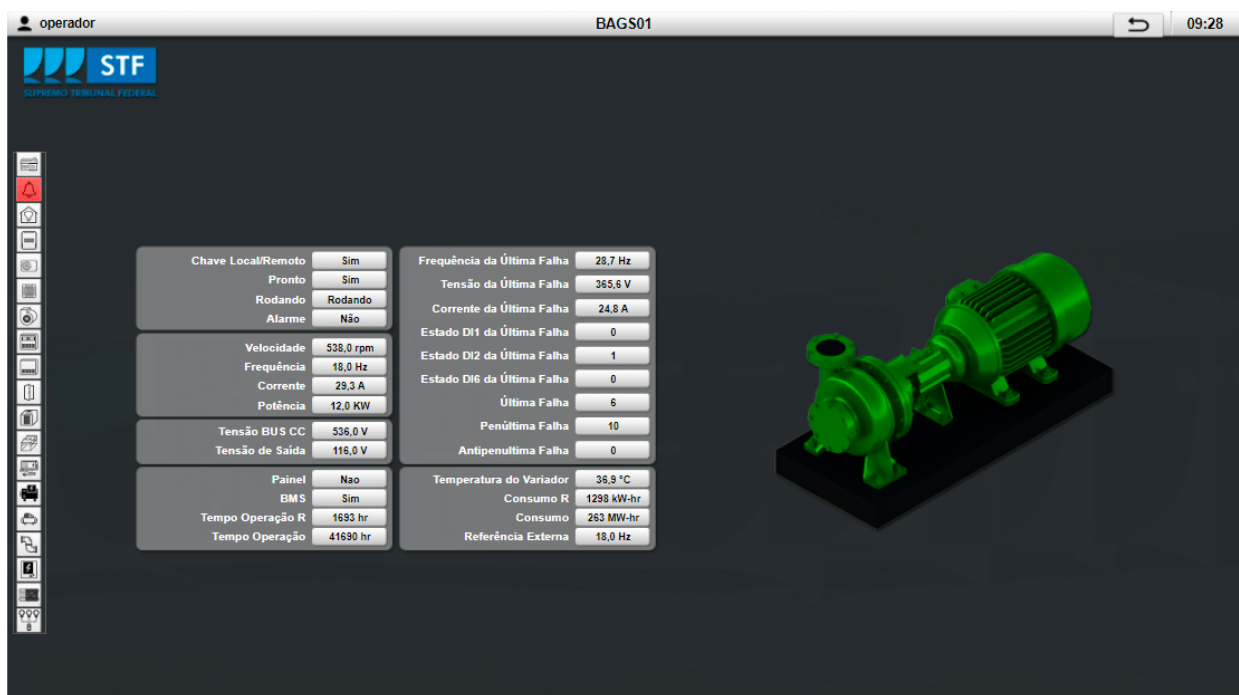


Figura 3.20: Tela gráfica com informações específicas da BAGS-01

Aqui cabe uma observação: como mostrado na figura Figura 3.18, o sensor de vazão apresenta erro de leitura, que aponta vazão de  $-249,8m^3/h$ , valor negativo e constante. A equipe de manutenção alega que o sensor nunca funcionou de maneira adequada, isto é,

com resultados confiáveis, e também alega que, a partir do da 15 de fevereiro de 2022, as leituras subitamente passaram a ser o valor de fundo de escala. Embora já tenha se dado início ao processo de substituição do sensor, isso é algo que leva tempo, e, portanto, este estudo se dará sem o uso dos dados do referido sensor. Isso é uma perda significativa de informação sobre a operação da CAG, pois a vazão no circuito secundário é uma variável chave para se identificar a carga térmica do edifício. Entretanto, como será abordado na seção Capítulo 4, este problema será contornado por meio do cálculo indireto da vazão.

Outro aspecto de relevância é o fato de que para a existência de histórico de cada variável, é preciso que seja solicitado ao servidor que os dados sejam armazenados na memória, e não simplesmente sejam usados momentaneamente para controle. Nesse cenário, algumas das variáveis de interesse para este trabalho não estavam sendo gravadas e, portanto, o histórico delas só começou a ser formado no decorrer do primeiro semestre de 2022. Isso gera um banco de dados incompleto, pois existe gravação de algumas variáveis desde julho de 2019 (como as referentes aos chillers), e algumas cujo histórico começou a ser formado em março de 2022 (como as referentes às bombas secundárias e às torres de resfriamento) a pedido do autor deste trabalho e conforme os protocolos de operação internos da equipe de manutenção.

### **3.2 LÓGICA DO SISTEMA DE AUTOMAÇÃO**

A ideia de um bom sistema de automação é que a instalação opere com o mínimo de intervenções humanas, e é o que ocorre com a central de água gelada em estudo. Partindo a descrição pelos chillers, a automação comanda que eles funcionem em regime de sequenciamento, de modo a atender a carga térmica total do edifício, isto é, se apenas 1 chiller não é capaz de suprir toda a demanda, outro é acionado para complementar a operação. Isso se dá automaticamente a partir da leitura da capacidade de cada chiller. No entanto, tal sequenciamento é limitado a, no máximo, 2 chillers em operação simultaneamente. Atenção especial deve se dar ao chiller 3, visto que ele é o único capaz de operar em períodos de emergência, ou seja, quando o fornecimento de energia elétrica por parte da concessionária ceder, ele então será alimentado pelo sistema de geração de energia (geradores de emergência) do edifício. Além do ligamento e desligamento automático dos chillers, essa escolha também atua no fechamento e abertura das válvulas motorizadas, mantendo o fluxo de

água apenas pelos chillers operantes. Em relação à água gelada pelos chillers, o sistema de automação recebe do usuário um setpoint para sua temperatura, que no dia 9 de março de 2022 era de 6,5 °C. O sistema então repassa essa informação aos chillers e esses trabalham para entregar sempre água gelada nesta temperatura.

Já as torres de arrefecimento não são sequenciais, e operam todas simultaneamente o tempo todo. Todas apresentam variador de frequência, permitindo a modulação da velocidade de rotação dos ventiladores e o consequente ajuste de capacidade como descrito na Seção 2.2. Isso se dá pois é mais econômico operar as 4 torres simultaneamente com baixa rotação do que poucas torres com altas rotações (ASHRAE, 2016), uma vez que a relação rotação-potência não é linear, mas aproximadamente cúbica.

Essa modulação é feita a partir das condições ambientes, mais especificamente, de um approach (Figura 2.13) fixo. O projeto de automação indica um setpoint de approach de 3°C, ou seja, a temperatura de saída de água de cada torre deve ser igual à temperatura de bulbo úmido (calculada a partir da temperatura de bulbo seco e de umidade relativa, obtidos por sensor) adicionada de 3°C, fazendo com que o setpoint de saída da água das torres seja um setpoint dinâmico para todas as torres. Como mencionado na Subseção 3.1.1, na sucção da bacia de água de cada torre existe um sensor de temperatura, e este sinal é comparado com o dado setpoint e a velocidade do ventilador é então ajustada para se atingir a temperatura objetivada.

Essa estratégia permite que as torres atuem independente uma das outras. Embora as torres sejam de modelos idênticos, falhas ou ineficiências locais em alguma das torres não afetam as outras torres, apenas o controle de si mesma. É o que provavelmente ocorre na instalação, onde a torre 2 apresenta rotação superior às demais, indicando necessidade de manutenção. Em outras palavras, como a água que chega em cada torre está na mesma temperatura que na das demais, visto que veio de uma única tubulação de água de condensação (Figura 3.6), e todas devem atingir o mesmo setpoint para a água de saída, e que todas as torres são de modelos idênticos, em caso de ausência de defeitos estas deveriam operar na exata mesma rotação, caso contrário existe alguma falha no processo de resfriamento. Outra hipótese pode ser falha no próprio sensor, que, por algum erro de leitura ou na transmissão do sinal, faça com que o sistema trabalhe mais do que deveria. De qualquer forma, existe ali um problema localizado em um torre específica, o que pode ser visualizado na Figura 3.18, em que o ventilador da torre 2 gira com aproximadamente o dobro da

rotação das demais.

As bombas secundárias também operam em uníssono como as torres, isso é, operam simultaneamente em carga parcial ao invés de sequencialmente. Como as válvulas das unidades de tratamento de ar são de duas vias, então, como mencionado no Capítulo 2, é preciso de vazão variável nas bombas secundárias, e para isso, elas são dotadas de variadores de frequência. O controle da rotação é feito a partir da leitura do sensor de pressão na descarga das bombas. Dado um setpoint de pressão, escolhido pelo operador da planta (tal que provenha pressão mínima adequada na unidade de tratamento de ar mais extrema), o variador de frequência modula a rotação das bombas de modo a manter a pressão de descarga no dado setpoint, que no dia 9 de março de 2022 era de 16 mca. No entanto, diferente do caso das torres, não é possível aqui operar as bombas em diferentes rotações, seja por que existe um único sensor de pressão na tubulação que une a descargas das três bombas, seja por que a rotação desigual poderia ocasionar contrafluxo em alguma das bombas - certamente a válvula de retenção impediria isso, mas seu uso excessivo é indesejado. Em caso de carga térmica demasiadamente baixa e, conseqüentemente, demanda por vazão também baixa, o número de bombas secundárias pode ser reduzido a 2. De todo modo, a rotação das bombas secundárias em operação é idêntica a todo instante.

Para as outras bombas (bombas primárias e bombas de água de condensação), a rotação é constante e nominal, e o controle é apenas intermitente, ou seja, do tipo liga e desliga. Esse controle é feito segundo a ideia de bombas dedicadas: cada chiller está associado a uma bomba primária e a uma bomba de água de condensação. Assim, quando um chiller é ligado, suas bombas associadas também são ligadas, e quando este é desligado, as bombas também o são. Não existe outro tipo de controle que não esse para essas bombas, exceto pelo uso de soft-starters para minimizar a corrente de partida nessas máquinas. Fora isso, como são 4 bombas primárias e 4 bombas de água de condensação para apenas 3 chillers, a 4ª é a bomba reserva, ativada em caso de defeito em alguma das outras.

A Figura 3.21 mostra a lógica de programação, no estilo *Function Block Diagram*, do controle da rotação das bombas secundárias, podendo ser observado o setpoint de pressão dinâmica do dia 29/04/2022 como igual a 2,2 bar. Na figura, observa-se que, no momento da captura da imagem, o sensor de pressão estava offline, apresentando valor nulo. Já na Figura 3.22 está representada a lógica da modulação da rotação dos ventiladores, que toma como entrada os dados de  $T_{ab}$  e  $\phi$  do sensor de temperatura e umidade do ar atmosférico e

calcula a temperatura de bulbo úmido correspondente que, acrescido de um offset de 3°C, é dado como setpoint de approach para as torres.

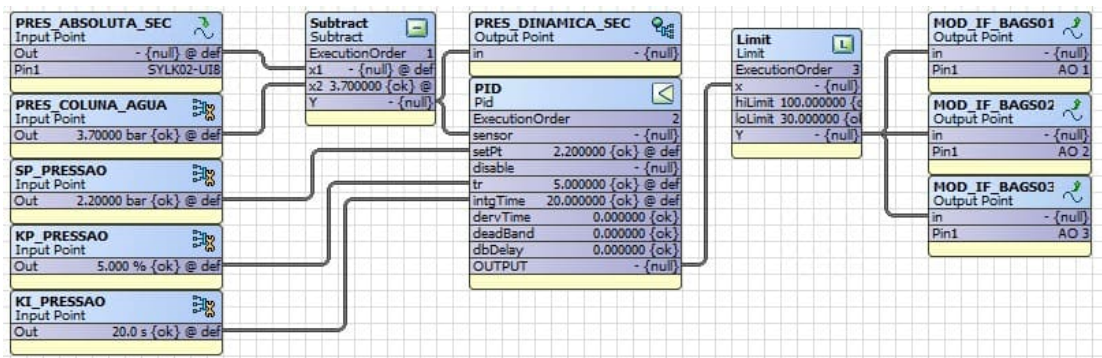


Figura 3.21: Diagrama com blocos de funções para o controle das BAGSs. A pressão dinâmica é atrelada a um controlador PID que manda um mesmo sinal para o variador de frequência das 3 bombas

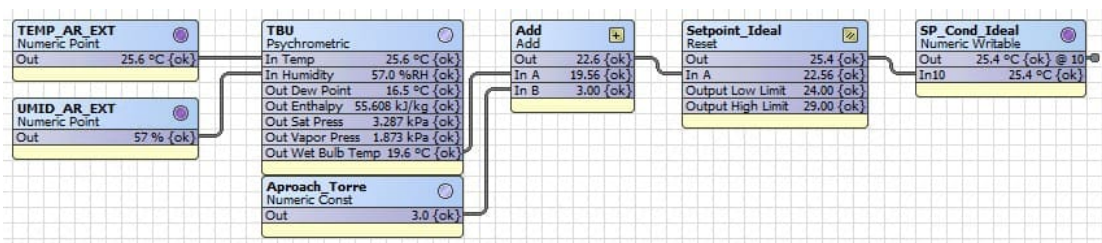


Figura 3.22: Diagrama com blocos de funções para o controle das torres de resfriamento. A temperatura de bulbo úmido é calculada a partir da de bulbo seco e umidade relativa que, acrescida de 3°C é transformada no setpoint de temperatura da água na saída da bacia das torres

## 4 MODELAGEM DA CAG NO OPENSTUDIO/ENERGYPLUS

Parte-se, então, para a modelagem da CAG descrita na Seção 3.1 no software OpenStudio V1.3.1, uma plataforma que facilita a configuração da CAG no programa EnergyPlus V9.6.0, que contém algoritmos de simulação energética de edifícios.

Dada a CAG objetivada, necessita-se a implementação de dois loops de água: um loop para a água gelada (abrangendo os circuitos primário e secundário), ilustrado na Figura 4.2, e outro loop contendo o circuito de condensação, ilustrado na Figura 4.1. Cada loop é subdividido em duas partes: lado do suprimento (*supply side*) e lado da demanda (*demand side*). No caso do loop de água gelada, a demanda é o próprio edifício, mais especificamente, a carga térmica do edifício, enquanto o lado do suprimento é o que fornece a água gelada para atender a demanda por resfriamento do sistema. No loop de condensação, a demanda é por resfriamento do condensador do chiller, contendo então, o mesmo chiller presente no loop de água gelada, e o suprimento é feito pelas torres de resfriamento.

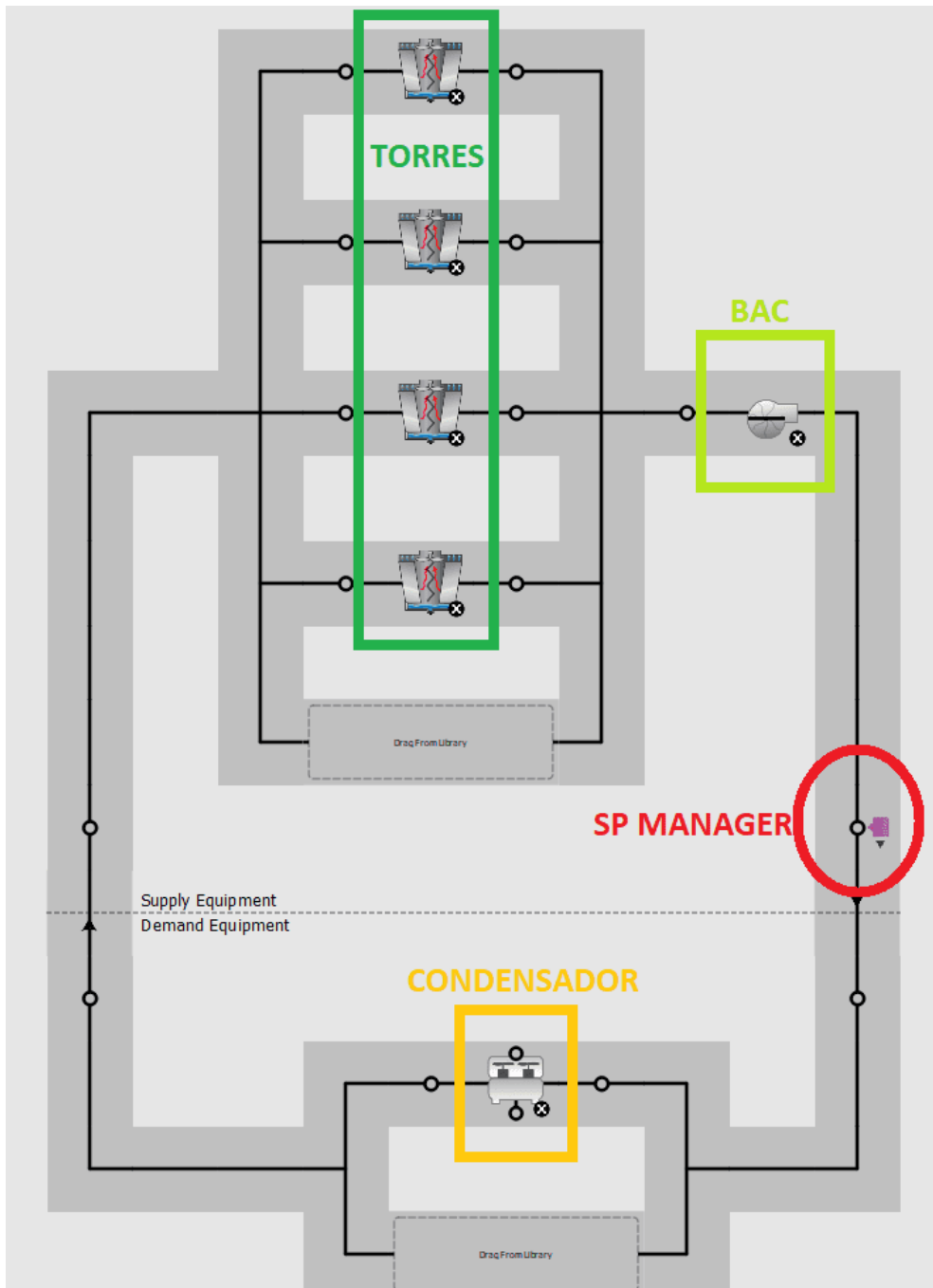


Figura 4.1: Loop de água de condensação no OpenStudio, para um chiller



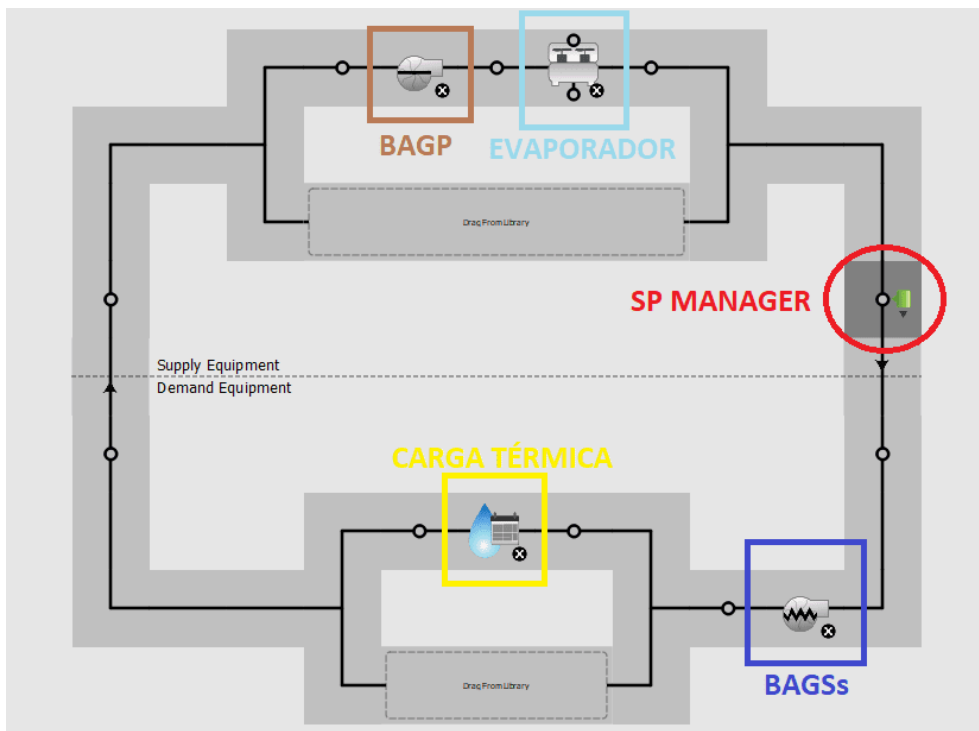


Figura 4.2: Loop de água gelada no OpenStudio, para um chiller

Para o correto funcionamento da planta, é preciso do bypass entre os circuitos primário e secundário. Isso é alcançado habilitando a opção *Common Pipe Simulation*, que insere um elemento de ligação (não mostrado na Figura 4.2, mas presente na simulação) que une a saída à entrada do circuito primário (*supply side*), permitindo fluxo de água nesse elemento.

Essa seção tem como objetivo principal detalhar o procedimento de calibração dos componentes presentes no modelo virtual da CAG, de tal forma que esta represente o mais fielmente possível a instalação real do edifício Anexo II do STF. No entanto, cabe ressaltar que nenhum dos sensores foi calibrado para este estudo, e suas leituras podem, conseqüentemente apresentar erros. Desse modo, a precisão dos resultados a serem obtidos não podem ser vistos como precisos, mas apenas um indicativo do comportamento geral da planta.

#### 4.1 WEATHER FILE PERSONALIZADO

Em se tratando de uma instalação de ar condicionado, as condições climáticas do local simulado devem ser dadas como entrada no programa. Isso é feito através de um arquivo contendo informações sobre o tempo, hora a hora, do local em estudo, são os chamados *weather files*, de extensão ".epw". Existem bibliotecas que disponibilizam *weather files* para

diversas cidades pelo mundo inteiro, inclusive para o Brasil, acessível através do próprio site do EnergyPlus (DOE, 2016). No entanto, por vezes os dados utilizados para a criação de tais arquivos são antigos (como de mais de 10 anos atrás), ou são coletados em ambientes remotos, como aeroportos, que não retratam fenômenos de bolhas térmicas dos centros urbanos.

Para contornar essa situação e, sabendo que o sensoramento da instalação estudada conta com um sensor de temperatura e umidade relativa, um *weather file* personalizado foi criado visando melhor retratar as condições atmosféricas do local específico do edifício. Vale mencionar que não é possível criar um arquivo completo simplesmente a partir dos dados de temperatura e umidade sabidos, pois os *weather files* contém, além disso, informações de ventos, chuvas, irradiação e até visibilidade do céu, portanto foi utilizado o arquivo com dados do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) referentes ao ano de 2001 como base, alterando-se apenas os dados referentes à temperatura de bulbo seco, umidade relativa e temperatura de ponto de orvalho. Esta foi calculada seguindo o método presente em ASHRAE (2017), que formula a temperatura de ponto de orvalho, quando entre 0 e 93 °C, ao se utilizar as equações 4.1 a 4.5

$$\ln p_{ws} = -5,800\,220\,6 \times 10^3 / T_{db} + 1,391\,499\,3 - 4,864\,023\,9 \times 10^{-2} T_{db} + 4,176\,476\,8 \times 10^{-5} T_{db}^2 - 1,445\,209\,3 \times 10^{-8} T_{db}^3 + 6,545\,967\,3 \ln T_{db} \quad (4.1)$$

$$W_s = 0,621945 \frac{p_{ws}}{p - p_{ws}} \quad (4.2)$$

$$W = W_s \frac{\phi(1 - p_{ws}/p)}{1 - \phi p_{ws}/p} \quad (4.3)$$

$$p_w = \frac{W p}{0.621945 + W} \quad (4.4)$$

$$T_{dp} = 6,54 + 14,526 \ln(p_w/1000) + 0,7389 \ln(p_w/1000)^2 + 0,09486 \ln(p_w/1000)^3 + 0,4569(p_w/1000)^{0,1984} \quad (4.5)$$

Onde  $T_{db}$  é a temperatura de bulbo seco, em K;  $p_{ws}$  é a pressão de saturação, em Pa;  $\phi$  é a umidade relativa;  $W$  é a razão de umidade, em  $kg_{agua}/kg_{ar\ seco}$ ;  $p$  é a pressão atmosférica local, em Pa; e  $p_w$  é a pressão parcial de vapor d'água, em Pa.

Para a criação do *weather file*, foi utilizado um valor de  $p = 88761,67 Pa$  correspondente à pressão atmosférica média no ano de 2001 em Brasília, segundo o *weather file* referência. Com isso, de posse de  $T_{db}$  e  $\phi$  coletados pelo sistema de automação pode-se elaborar um *weather file* personalizado, inserindo tais valores e os de  $T_{dp}$  calculados pela equação 4.5. É preciso explicitar que, embora existam dados capturados minuto a minuto pela instalação, existem algumas lacunas em momentos que o sensor estava offline, e essas lacunas foram preenchidas com o último valor registrado, para manter a continuidade temporal; e também que o *weather file* contém informações climáticas de hora em hora, portanto uma média móvel dos dados capturados foi utilizada para se ter um dado mais representativo do intervalo da hora.

Para fins de comparação, a Figura 4.3 mostra a temperatura de bulbo seco do *weather file* original, baseado em medições de 2001 pelo INMET, e a coletada na instalação, a ser inserida na simulação. Pode-se perceber que, no período mostrado, as temperaturas registradas na instalação são quase 2 °C maiores que as do *weather file* original, e que a umidade relativa também apresenta diferença significativa, na ordem de 20%. Para o ano de 2021 como um todo, a média das diferenças (em módulo) das temperaturas de bulbo seco, umidade relativa e temperaturas de ponto de orvalho entre os arquivos original e modificado foi de 2,09 °C, 12,31 % e 2,14 °C, respectivamente.

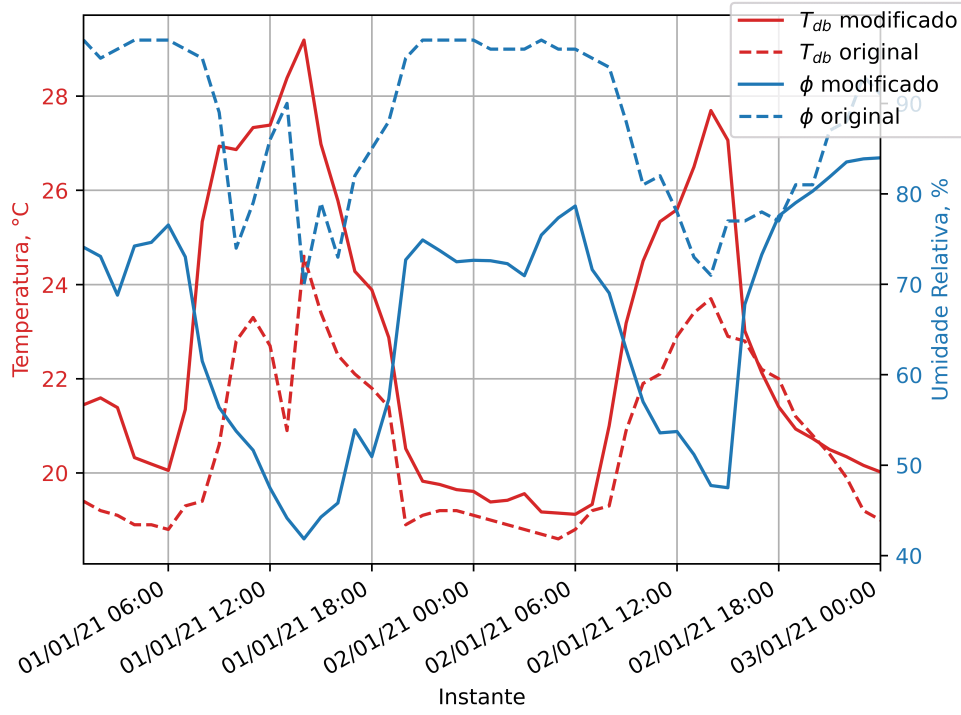


Figura 4.3: Comparativo entre temperatura de bulbo seco e umidade relativa para o *weather file* original e o modificado

Foi, então, criado um *weather file* para o ano de 2021, e um parcial para 2022, compreendendo os meses de janeiro a abril. Eles foram inseridos nas simulações afim de submetê-la às condições climáticas fidedignas às reais. Para isso, um código em Python foi utilizado, que rapidamente calcula as informações necessárias para se criar tais arquivos (Seção I.1). Além disso, para fins de comparação e também para uso na calibração das torres de resfriamento (Seção 4.7), a temperatura de bulbo úmido  $T_{wb}$  também é calculada com esse programa, seguindo a metodologia da ASHRAE (2017), que calcula  $T_{wb}$  implicitamente aplicando a Equação 4.6, em que  $W_{s@T_{wb}}$  é obtido pela Equação 4.2 quando  $p_{ws}$  é avaliado pela Equação 4.1 quando  $T = T_{wb}$ .

$$W = \frac{(2501 - 2,326T_{wb})W_{s@T_{wb}} - 1,006(T_{db} - T_{wb})}{2501 + 1,86T_{db} - 4,186T_{wb}} \quad (4.6)$$

## 4.2 CÁLCULO INDIRETO DO CALOR TROCADO NO EVAPORADOR DOS CHILLERS

Como já mencionado na Subseção 3.1.2, o sensor que mede a vazão no circuito de alimentação não oferece sinais coerentes. Portanto, uma estratégia alternativa para se determinar a carga térmica em cada instante se tornou necessária, visto que a simulação se baseia primordialmente em atender uma dada carga térmica imposta. Isso foi feito utilizando-se dados obtidos pelo sensoreamento relativo ao chiller e será descrito nesta subseção.

Cada um dos três chillers tem, como medição interna, a medida de sua capacidade ( $CAP$ ), um valor que varia de 0 a 100%. Aplicando isso à capacidade nominal do chiller, tem-se que a carga térmica, que é igual à quantidade de calor trocada no evaporador, pode ser determinada a partir da indicação da capacidade, conforme a Equação 4.7.

$$Q_{ev} = CAP \times \dot{Q}_{ev,nom} \quad (4.7)$$

Onde  $\dot{Q}_{ev,nom}$  é a capacidade nominal de troca de calor no evaporador, que no caso dos CH-01 e CH-02 é de 1198 kW, e do CH-03 é de 892 kW.

Infelizmente a precisão dessa medida é baixa, pois os valores de  $CAP$  são fornecidos de forma discreta pelo chiller, isto é, adquire valores de 0, 10, 17, 20, 25, 27, 35, 37, 42, 45, 50, 52, 60, 67, 70, 75, 85 e 100% para os chillers 1 e 2, e de 0, 13, 23, 26, 33, 36, 46, 56, 60, 66, 80, 90 e 100% para o chiller 3. Isso inviabiliza tanto a análise no domínio contínuo da carga térmica quanto a calibração do modelo virtual dos chillers como descrito na Seção 4.4.

Para contornar esse problema, pode-se avaliar a troca de calor no evaporador a partir da variação da temperatura da água que passa pelo evaporador, quando sabida a vazão mássica ali (Equação 4.8). Supondo, a priori, que a vazão volumétrica de água que atravessa o evaporador seja a vazão de projeto (constante) de 177,  $2m^3/h$  da bomba primária associada ao chiller em operação, pode-se calcular a carga térmica instante a instante simplesmente a partir da diferença de temperatura da água na entrada e na saída do evaporador.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{chw} c \Delta T_{ev} = \dot{V}_{chw,ev}/3600 \rho c \Delta T_{ev} \quad (4.8)$$

Onde  $\dot{Q}_{ev}$  é a taxa de transferência de calor no evaporador (e também a carga térmica que este chiller está atendendo), em kW;  $\rho$  é a massa específica, em  $kg/m^3$  e  $\dot{V}_{ev}$  é a vazão volumétrica, em  $m^3/h$ , de água que atravessa o evaporador (o fator 3600 corresponde à correção de  $m^3/h$  para  $m^3/s$ , para garantir a coerência de unidades da equação).

Tomando então  $c = 4,186 \text{ kJ/kg}$  e  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  como aproximações para esses parâmetros, pode-se determinar  $\dot{Q}_{ev}$  a partir do diferencial de temperatura da água no evaporador  $\Delta T_{ev} = T_{ev,in} - T_{ev,out}$  conhecidos a partir dos dados de temperatura do sistema de automação. As Figuras 4.4 a 4.6 mostram a Equação 4.7 comparada com a Equação 4.8 para o cálculo de  $\dot{Q}_{ev}$ , sendo esta última aplicada somente quando o chiller em questão está ligado ( $CAP > 0$ ), visto só assim existe  $\dot{V}_{ev} \neq 0$  devido às válvulas de bloqueio motorizadas, que atuam para bloquear o fluxo na inatividade do chiller.

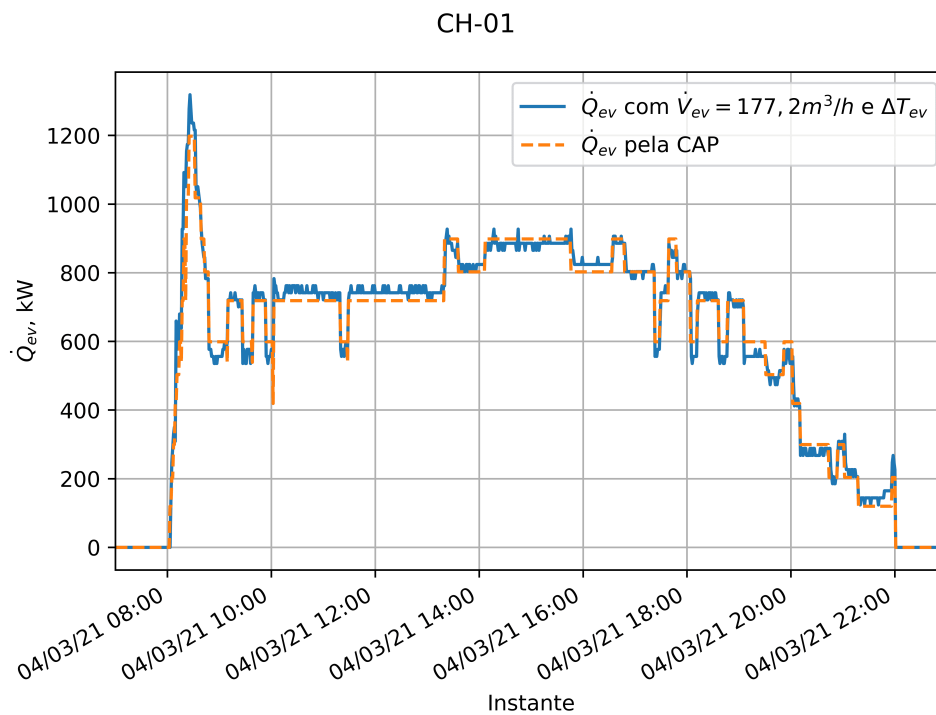


Figura 4.4:  $\dot{Q}_{ev}$  do chiller 1 pelas Equações 4.7 e 4.8

CH-02

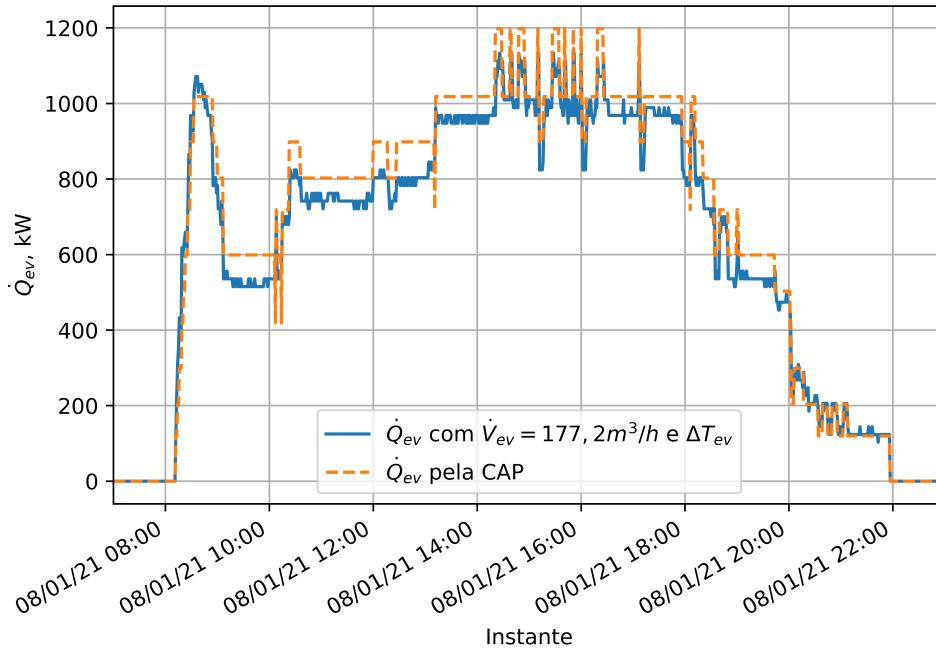


Figura 4.5:  $Q_{ev}$  do chiller 2 pelas Equações 4.7 e 4.8

CH-03

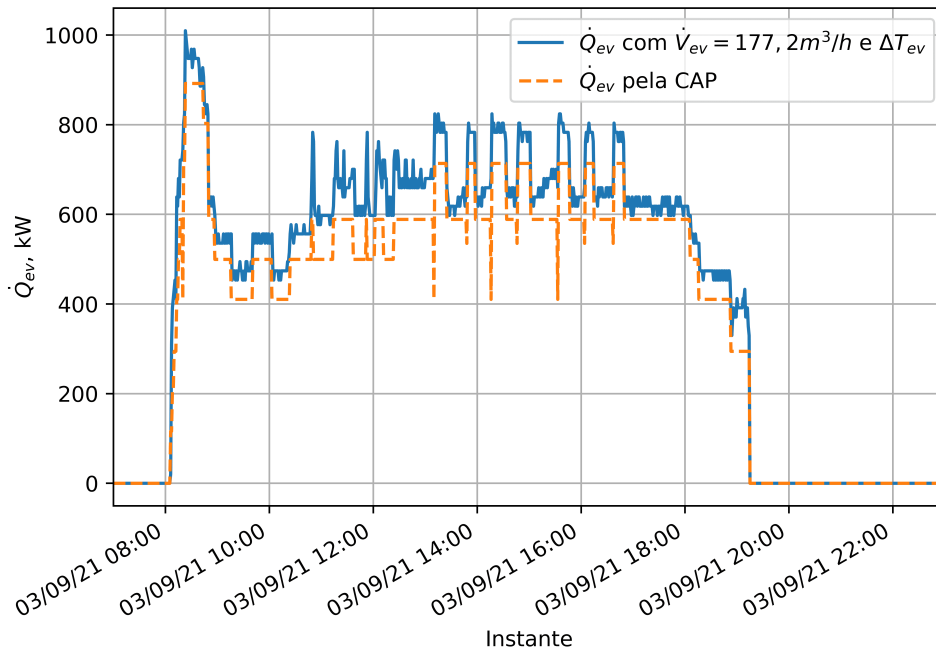


Figura 4.6:  $Q_{ev}$  do chiller 3 pelas Equações 4.7 e 4.8

Percebe-se semelhança entre as curvas em todos os 3 chillers, sendo então o uso da Equação 4.8 razoável para o cálculo da carga térmica com a utilização da vazão de projeto como referência. Certamente o valor de  $\dot{V}_{ev}$  é uma fonte de erro para esse cálculo, pois não é sabido exatamente a vazão instantânea e, como no caso do chiller 3, existe maior divergência entre as curvas, indicando que ou a vazão  $\dot{V}_{ev}$  ali não é a de projeto ou existem alguma imprecisão nas medidas de temperatura. Para o ano de 2021 como um todo, a diferença média entre as curvas das Equações 4.7 e 4.8 (avaliadas apenas quando os equipamentos estavam ligados), para os chillers 1, 2 e 3 foram de, respectivamente, 30,65, 42,95 e 79,48 kW, o que equivale a 2,56 %, 3,59 % e 8,91 % das capacidades nominais de cada chiller. O motivo para a discordância maior para o chiller 3 é incerta, mas o fato de ele estar posicionado mais distante que os demais chillers pode ser fonte de maior perda de carga e, conseqüentemente, menor vazão na BAGP, ou também, visto que trata-se de um modelo de menor capacidade e dimensões, as perdas de pressão internas no evaporador podem ser diferentes dos demais chillers, ocasionando perdas de pressão também diferentes e, conseqüentemente, vazão diferente no evaporador dada à curva da BAGP. Mesmo assim, dado que os valores de discordância estão abaixo da faixa dos 10%, toma-se como aceitável a utilização da Equação 4.8 como forma de cálculo de  $\dot{Q}_{ev}$  de cada chiller.

### 4.3 VAZÃO NO CIRCUITO DE ALIMENTAÇÃO

Um aspecto a se determinar é a vazão no circuito de alimentação, isto é, a vazão de água gelada que percorre o prédio. A instalação tem um sensor que deveria medir essa grandeza tão crucial, mas ele apresenta defeito, como mencionado na Subseção 3.1.2. Portanto, a determinação dessa grandeza será feita de forma indireta.

Sabe-se que existe um sensor de temperatura na alimentação e no retorno do circuito secundário, ou seja, a temperatura da água gelada que alimenta o prédio é medida antes e depois de percorrer o edifício. Dessa forma, a vazão no circuito pode ser determinada sabendo-se a carga térmica e essa diferença de temperatura, conforme a

$$CT = \dot{m}_{chw,sec} c \Delta T_{sec} = \dot{V}_{sec}/3600 \rho c \Delta T_{sec} \quad (4.9)$$

Onde  $CT$  é a carga térmica do edifício, em kW e  $\Delta T_{sec} = T_{ret} - T_{alim}$  é a diferença entre



a temperatura da água gelada que retorna e da que alimenta o edifício. Partindo do exposto na Seção 4.2, pode-se impôr a Equação 4.8 na Equação 4.9 fazendo  $CT = \dot{Q}_{ev}$  para cada um dos chillers e ter a vazão de água no circuito de alimentação referente ao calor trocado no evaporador de cada chiller, e a vazão de água total no circuito secundário será a soma desses valores considerando os chillers ligados no momento, ou seja,  $CT = \sum \dot{Q}_{ev}$ . Assim, pode-se determinar  $\dot{V}_{alim}$  ao rearranjar a Equação 4.9 como mostrado na Equação 4.10.

$$\dot{V}_{sec} = \frac{CT}{1/3600 \rho c \Delta T_{sec}} = \frac{\sum \dot{Q}_{ev}}{1/3600 \rho c (T_{ret} - T_{alim})} \quad (4.10)$$

No ano de 2021, foi registrado que mais de 1 chiller esteve operante em apenas 63,3 horas dentre as 8760 horas do ano, equivalendo então a 0,72% do intervalo observado, o que indica que na maior parte do tempo, apenas 1 chiller estava ligado e atendendo toda a carga térmica do edifício. Assim, associar a vazão do circuito secundário à  $\dot{Q}_{ev}$  do chiller em operação é uma abordagem razoável que retrata bem o sistema na maior parte do tempo.

A Figura 4.7 mostra o resultado da Equação 4.10. Nela é possível verificar a temperatura da água gelada chegando em seu setpoint de 6,6 °C, bem como o comportamento do diferencial de temperatura no circuito ( $\Delta T_{sec}$ ) e da vazão de água no mesmo.

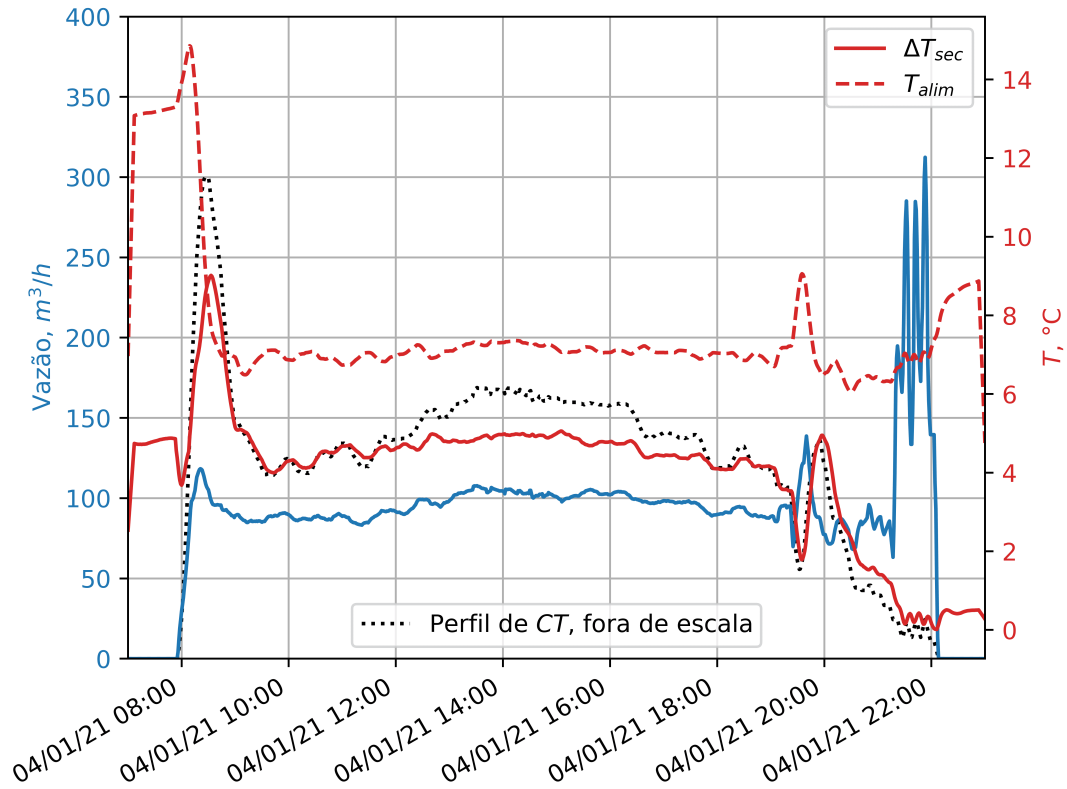


Figura 4.7:  $\dot{V}_{sec}$  calculada pela Equação 4.10 posta, comparativamente, junto do  $\Delta T_{sec}$  que a determina e do perfil de carga térmica

A primeira coisa que se pode rapidamente observar são os valores de pico na vazão ao fim do dia, o que não é fisicamente consistente. A explicação disso se dá pela matemática, e não pela física do problema, pois na Equação 4.10, o  $\Delta T_{sec}$  está no denominador, fazendo que  $\Delta T_{sec} \rightarrow 0 \Rightarrow \dot{V}_{sec} \rightarrow \infty$  quando  $CT$  fica próximo da capacidade mínima do chiller (10% de 1198 kW, relativamente distante do valor nulo). As medidas que podem ser adotadas para contornar, em parte, esse problema são a utilização de médias móveis e a limitação do valor de vazão ao máximo que as bombas secundárias podem prover nominalmente, isto é,  $3 \text{ bombas} \times 254,8 \text{ m}^3/\text{h}/\text{bomba} = 764,4 \text{ m}^3/\text{h}$  (3 bombas operando em paralelo), de modo a evitar valores infinitos ou grandes demais para o sistema.

Fora isso, os comportamentos de  $\Delta T_{sec}$  e de  $\dot{V}_{sec}$  se mostram dúbios pois, em virtude do controle de rotação da bomba, deveria-se perceber uma variação maior da vazão e a manutenção do diferencial de temperatura em determinado patamar. O que ocorre, segundo os dados de campo de  $\Delta T_{sec}$ , é o exato oposto: o diferencial de temperatura flutua e a vazão, ao longo do dia, se mantém em um patamar relativamente constante, indicando a possibilidade do funcionamento inadequado das bombas.

Plotando-se a vazão calculada em função da carga térmica (Figura 4.8), pode-se perceber comportamento não muito previsível. Para valores de CT baixos, ocorrem os picos mostrados na Figura 4.7, seguindo a tendência desta, pois baixos diferenciais de temperatura ocorreram apenas no fim do dia, quando a carga térmica é a mais baixa. Mas para valores mais altos de CT, condições em que o diferencial de temperatura não era próximo de zero, não foi verificada nenhuma tendência significativa. Tais tendências esperadas são representadas pelas retas, que mostram o comportamento da vazão para diferenciais de temperatura constantes, seguindo a conhecida equação  $CT = \rho \dot{V}_{sec} c_p \Delta T_{sec}$ , isto é, a vazão necessária para atender dada carga térmica para um determinado  $\Delta T_{sec}$ , como é de se esperar pelo controle de rotação das BAGSs. Nota-se que nenhuma delas se adequa aos dados, sugerindo novamente falha no controle da bomba.

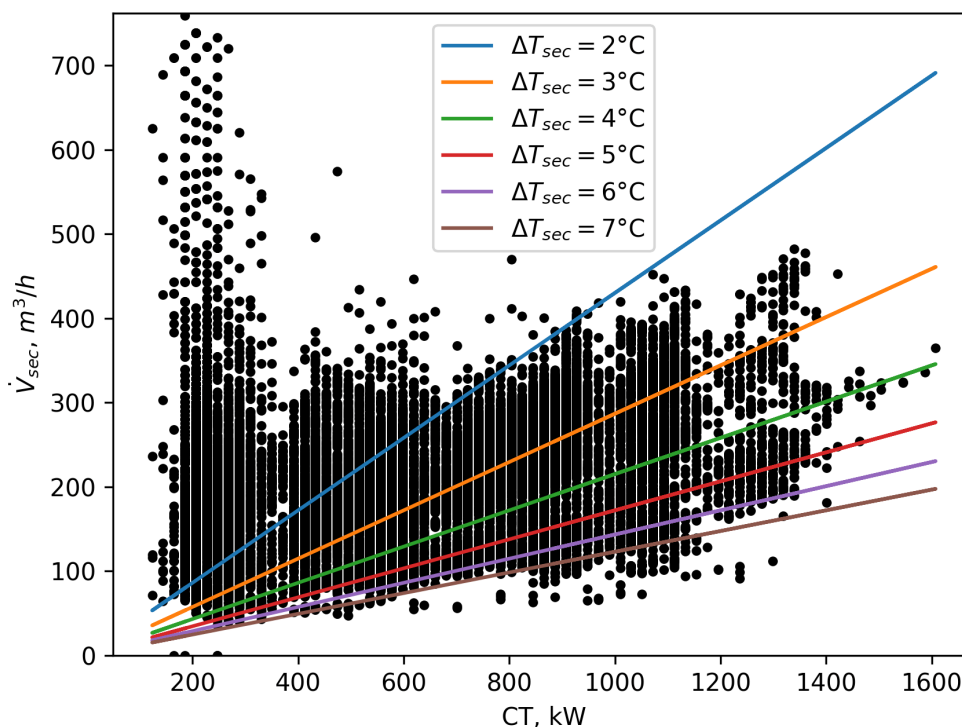


Figura 4.8:  $\dot{V}_{sec}$  calculada em função da carga térmica  $CT$ , juntamente com retas de comportamento esperado

Analisando com mais atenção a frequência de alimentação das BAGSs, ou seja, o controle dado pelo Variador de Frequência para modulação da rotação, é possível verificar que tal controle não é realizado adequadamente, como é possível ver nas Figuras 4.9 e 4.10. Todas as 3 bombas, enquanto ligadas, operam na mesma rotação ao longo de todo o período, 18

Hz de alimentação, equivalendo a 30% da rotação nominal. Logo, o controle de rotação não está sendo utilizado, estando ativo, talvez, um controle alternativo, que mantém as bombas em 30% de sua capacidade nominal, totalizando 90% da capacidade de vazão total do conjunto.

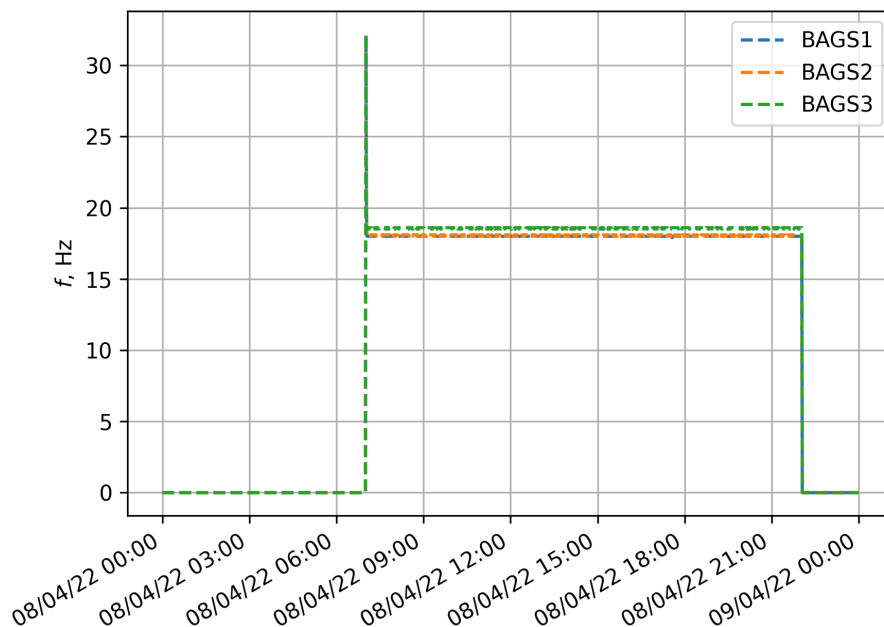


Figura 4.9: Frequência da corrente elétrica de alimentação de cada uma das BAGESs ao longo do dia 08/04/2022

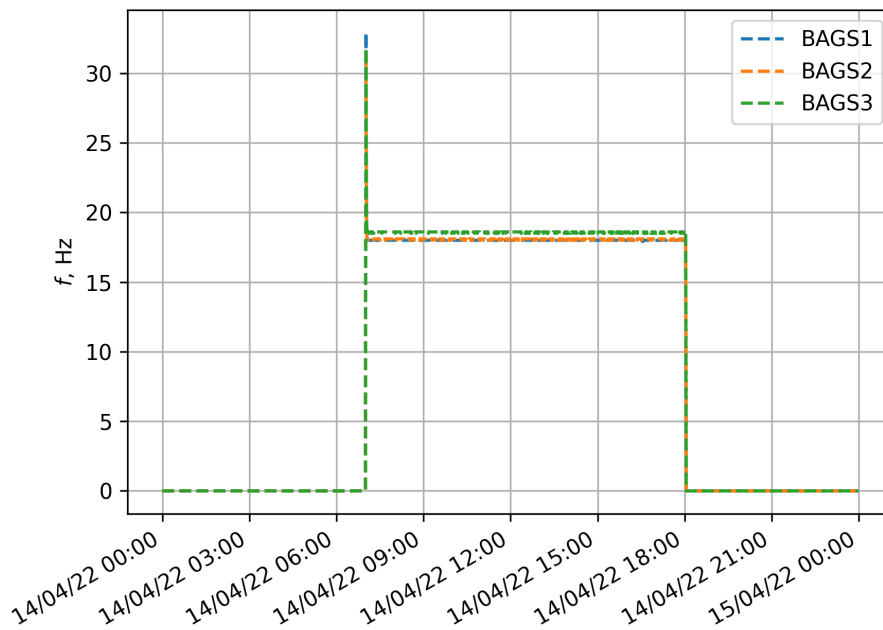


Figura 4.10: Frequência da corrente elétrica de alimentação de cada uma das BAGSs ao longo do dia 14/04/2022

Poderia-se pensar que é um comportamento isolado de um dia atípico, mas ele se repetiu na maioria dos dias de março e abril de 2022. Como os dados referentes às BAGSs só começaram a ser gravados nessa época de 2022, nada se pode afirmar com certeza acerca do ano de 2021. Todavia, observando-se o comportamento nas Figuras 4.7 e 4.8, pode-se supor que o supramencionado controle inadequado não é inédito e pode ter estado presente ao longo de grande parte de 2021, se não ao longo do ano inteiro.

Portanto, é evidente que as BAGSs não estão operando como deveriam. Para um trabalho de otimização como este, não faz sentido otimizar uma planta com operação inadequada, sendo o problema apenas de controle. Portanto, a Subseção 4.3.1 irá abordar em mais detalhes como a vazão do circuito de alimentação será abordada neste trabalho.

### 4.3.1 Cenários de vazão no circuito secundário

Dada a problemática do controle das BAGSs, este trabalho seguirá por dois rumos: uma simulação de validação e diferentes simulações de testes.

A simulação de validação busca recriar as condições de operação da planta no ano de

2021 para validar o modelo virtual da CAG real estudada, portanto, se utilizará da vazão calculada pela Equação 4.10, pois, embora advenha de uma situação indesejada no tocante ao controle das bombas, é o que ocorreu no sistema e deve ser mantido para representar fielmente a vazão tal como ela se mostrou. Ela é a simulação utilizada na Seção 4.10.

Já as simulações de testes serão aquelas utilizadas para o fim deste trabalho, isto é, a otimização buscada no Capítulo 5. Dada sua natureza, esse tipo de simulação não deve contar com dados de operação deficiente e, portanto, deve apresentar algum artifício para contornar o problema do controle das BAGSs. Tal estratégia será descrita a seguir.

Conforme mencionado acerca da Figura 4.8, espera-se que o controle de vazão resulte em um diferencial de temperatura de água gelada mais próxima de constante. Sendo assim, a Equação 4.9 dará a base para o cálculo da vazão a ser utilizada em um cenário onde a planta opera como deveria, em que se adota um  $\Delta T_{sec}$  constante como referencia, sendo este no valor de  $5,5^{\circ}\text{C}$  nos evaporadores dos chillers principais 1 e 2 quando a temperatura de água gelada é  $7^{\circ}\text{C}$ , conforme o fabricante, na Seção I.7.

No entanto, essa relação sozinha não é capaz de representar o efeito da temperatura da água gelada de alimentação no sistema pois leva em conta apenas o diferencial de temperatura e não as temperaturas específicas e, como já mencionado na Capítulo 2, para uma dada carga térmica, quanto menor a temperatura da água gelada na entrada da serpentina, menor a vazão de água necessária na mesma. A dinâmica da troca de calor entre ar e água na serpentina dos fancoils é, então, importante para a otimização desejada, pois a dependência da vazão em relação ao  $SP_{chw}$  é fundamental para retratar o efeito desse setpoint na potencia das bombas e o conseqüente trade-off entre o consumo energético do chiller e das bombas secundárias (Figura 2.12).

Para levar em conta a dinâmica da troca de calor nas serpentinas dos inúmeros fancoils espalhados pelo edifício, uma alternativa é observar o modelo teórico da troca de calor. Sabe-se que a máxima troca de calor teoricamente possível entre os dois fluidos (água e ar) é dado pela Equação 4.11, que é proporcional à diferença de temperatura dos fluidos antes de passarem pelo trocador.

$$\dot{Q}_{max} = [\dot{m} c_p]_{min}(T_{ar,in} - T_{chw,in}) \quad (4.11)$$

Para uma determinada carga térmica, pode-se obter uma relação vazão-temperatura fazendo  $\dot{Q}_{max} = cte$ , onde o lado direito da Equação 4.11 será constante, ou, em outras palavras, igual a um valor de referência conforme a Equação 4.12, que pode ser rearranjada na forma da Equação 4.13

$$(\dot{m} c_p)_{min}(T_{ar,in} - T_{chw,in}) = (\dot{m} c_p)_{min,ref}(T_{ar,in,ref} - T_{chw,in,ref}) \quad (4.12)$$

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} = \frac{T_{ar,in,ref} - T_{chw,in,ref}}{T_{ar,in} - T_{chw,in}} \quad (4.13)$$

Observa-se que, pela Equação 4.13, a razão de vazões é proporcional à razão de  $\Delta T$  entre os fluidos. Pode-se, portanto, imaginar que, subsidiando-se na ideia de *ceteris paribus*, tal razão de proporção pode ser aplicada tanto para o ar (mantendo constante a vazão de água), quanto para a água (mantida constante a vazão de ar). No caso desse trabalho, ao se imaginar a situação em que a vazão de ar nas serpentinas permanece inalterada, pode-se aplicar tal relação para se obter um fator corretor de vazão mássica de água quando comparada a um valor de referência  $\dot{m}_{chw,ref}$ . Tal vazão de referência pode ser tomado seguindo a ideia da Equação 4.9 nas condições de projeto do sistema, que toma como base a temperatura da água gelada em 7°C e um  $\Delta T$  de 5,5°C, como já mencionando anteriormente (Equação 4.14).

$$\dot{m}_{chw,ref} = \frac{CT}{c_p \Delta T} = \frac{CT}{4186 kJ/kg.C \times 5,5C} \quad (4.14)$$

Considerando também uma temperatura do ar das salas ( $T_{ar,in,ref}$ ) como aproximadamente 22 °C e  $T_{chw,in,ref} = 7^\circ\text{C}$  (ambos valores comumente encontrados em instalações de ar condicionado, não sendo o STF uma exceção), tem-se, por meio da Equação 4.13, uma relação de como a vazão estaria dependente da temperatura da água gelada que alimenta o sistema.

Unindo então a Equação 4.13, que retrata a variação de vazão com a temperatura da água gelada, com a Equação 4.14, que retrata a vazão de referência em função da carga térmica, tem-se uma expressão da vazão que depende tanto da carga térmica quanto da temperatura da água gelada, podendo ser inserida na simulação como suposição de funcionamento da CAG no que diz respeito à vazão. Tal expressão é mostrada na, que será

usada para as simulações de testes.

$$\dot{m}_{chw} = \frac{CT}{c_p \Delta T_{sec}} \frac{T_{ar,in,ref} - T_{chw,in,ref}}{T_{ar,in} - T_{chw,in}} = \frac{CT}{4186 \times 5,5} \frac{22 - 7}{22 - T_{chw,in}}, \text{ com } CT \text{ em } kW \quad (4.15)$$

Certamente o uso dessa relação não é o ideal, pois ela trata de um modelo teórico distante da situação real, mas o comportamento inversamente proporcional da vazão com a temperatura de alimentação se mantém em ambas as situações, apenas não de maneira fidedigna à realidade. Contudo, uma análise mais detalhada da situação concreta envolveria o estudo da troca de calor entre os fluidos considerando a geometria das serpentinas e a dinâmica do escoamento tanto do ar quanto da água por elas, o que foge ao escopo desse trabalho - que tem o foco voltado para a operação da CAG em específico, considerando o edifício uma grande "caixa-preta". Mesmo um estudo superficial do assunto visando obter uma relação aproximada do comportamento médio das serpentinas do edifício como um todo resultaria também em valores não muito precisos, dada a dificuldade de mensurar geometrias e as condições das mesmas nos diferentes modelos de fancoils instalados, bem como a variedade de operação dos ventiladores (afetando o escoamento do ar).

Isso posto, para esse estudo com foco especial na CAG em si, usar-se-há a Equação 4.15 nas simulações de teste da Capítulo 5 como equação de referência para a vazão de água gelada no circuito secundário considerando um controle adequado das BAGSs e levando em conta o efeito do setpoint na vazão, ainda que de maneira aproximada.

#### 4.4 CALIBRAÇÃO DOS CHILLERS

A inserção dos chillers na simulação do OpenStudio se dá por meio de objetos do tipo *Chiller:Electric:EIR*, que simulam a performance térmica e o consumo de energia do compressor. Este modelo se baseia nas temperaturas de entrada no condensador ( $T_{cd,in}$ ) e de saída do evaporador ( $T_{ev,out}$ ) como determinantes do funcionamento, através de curvas de performance (dadas pelo usuário) que representem o desempenho do chiller em diferentes condições de utilização. Essas curvas de input no sistema são 3, a saber:

- Curva de capacidade de refrigeração como função da temperatura (CAPfT);



- Curva de razão de consumo de energia como função da temperatura (EIRfT);
- Curva de razão de consumo de energia como função da carga parcial (EIRfPLR).

A curva de capacidade de refrigeração como função da temperatura, em inglês, *Cooling Capacity Function of Temperature Curve* (CAPfT) é uma curva biquadrática que toma como variáveis independentes  $T_{ev,out}$  e  $T_{cd,in}$ , e retorna a capacidade do chiller (Equação 4.16). Este valor é então multiplicado pela capacidade de refrigeração nominal do chiller para dar a capacidade da máquina nas temperaturas fora das condições de referência.

$$CAPfT = a_1 + a_2 T_{ev,out} + a_3 T_{ev,out}^2 + a_4 T_{cd,in} + a_5 T_{cd,in}^2 + a_6 T_{ev,out} T_{cd,in} \quad (4.16)$$

Essa equação pode ser obtida a partir dos dados de operação do chiller coletados pelo sistema de automação, isto é, os coeficientes  $a_i$  determinados por regressão, com a observação de que deve ser analisada apenas em situações em que o chiller está em capacidade máxima por requisito do EnergyPlus (DOE, 2021), portanto, é esperado que tenha valores próximos de 1 em todo o domínio de temperaturas esperadas para a simulação.

Outra curva é a curva de razão de consumo de energia como função da temperatura, em inglês, *Energy Input to Cooling Output Ratio Function of Temperature Curve*, também é uma curva biquadrática que toma como variáveis independentes  $T_{ev,out}$  e  $T_{cd,in}$ , mas parametriza o consumo de energia como função da variação das temperaturas (Equação 4.17). O dito *Energy Input to Cooling Output Ratio*, ou EIR, nada mais é que o inverso do COP. No entanto, esta função não deve retornar o EIR propriamente dito, e sim o EIR relativo ao EIR nominal, de modo que a função EIRfT possa ser multiplicada pelo EIR de referência (inverso do COP de referência, dado como input pelo usuário), para se obter o EIR real como função das temperaturas de operação

$$EIRfT = b_1 + b_2 T_{ev,out} + b_3 T_{ev,out}^2 + b_4 T_{cd,in} + b_5 T_{cd,in}^2 + b_6 T_{ev,out} T_{cd,in} \quad (4.17)$$

Assim como a CAPfT, a EIRfT deve ser avaliada nas condições em que o chiller trabalha em capacidade máxima. Portanto, por se tratar de um EIR relativo ao EIR nominal, toda

a curva deve ter valor próximo de 1 no domínio de temperaturas, e deve ser igual a 1 para as condições de referência de  $T_{ev,out}$  e  $T_{cd,in}$ , dados pelo usuário como parâmetro do objeto do chiller na simulação.

Por último, a curva de razão de consumo de energia como função da carga parcial retrata como o EIR (relativo) se comporta em diferentes cargas parciais (*part-load ratio*), ou PLR, que é a carga de refrigeração instantânea dividida pela carga nominal do chiller. Trata-se de uma curva quadrática, que avalia a variação de EIR para diferentes valores de PLR, isso sem levar em consideração as temperaturas de operação (Equação 4.18).

$$EIRfPLR = c_1 + c_2 PLR + c_3 PLR^2 \quad (4.18)$$

Dadas as 3 curvas, o EnergyPlus determina a potência do compressor através da Equação 4.19, que leva em conta as temperaturas  $T_{ev,out}$  e  $T_{cd,in}$  (através de CAPfT e EIRfT), bem como o  $PLR$  (por meio de EIRfPLR), para determinar a potência em diferentes condições de operação.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{Q}_{ev,nom} \times \frac{1}{COP_{nom}} \times CAPfT \times EIRfT \times EIRfPLR \quad (4.19)$$

Essas 3 curvas que caracterizam o funcionamento do modelo virtual de um chiller no EnergyPlus e podem ser obtidas a partir dos dados coletados pelo sistema de automação da instalação, uma vez que busca-se a representação de máquinas reais em um modelo virtual. O procedimento para isso será abordado na Subseção 4.4.1.

#### 4.4.1 Determinação dos coeficientes das curvas de performance

Primeiramente, uma tentativa de obter as curvas de performance para cada um dos chillers foi realizada, obtendo-as. Tais curvas foram comparadas com curvas de referência do próprio EnergyPlus, e também foi avaliado se o comportamento delas é condizente com a física do problema.

Na determinação das curvas, foi montada uma tabela contendo todos os parâmetros de operação do chiller, a saber  $CAP,I$  (corrente elétrica),  $T_{ev,in}$ ,  $T_{ev,out}$ ,  $T_{cd,in}$  e  $T_{cd,out}$ , referentes ao funcionamento durante todo o ano de 2021, minuto a minuto. Com esses valores, pode-se

calcular 1) taxa de troca de calor no evaporador  $\dot{Q}_{ev}$  por meio da Equação 4.8, como já demonstrado na Seção 4.2) a potência elétrica consumida pelo conjunto de compressores  $\dot{W}_{comp}$ , em kW, através da Equação 4.20, como função da corrente elétrica  $I$  e da tensão trifásica de 380V. Assim, pode-se então calcular tanto a capacidade ( $CAP = \dot{Q}_{ev}/\dot{Q}_{ev,nom}$ ) como o EIR ( $EIR = 1/COP = \dot{W}_{comp}/\dot{Q}_{ev}$ ), e comparar esses valores aos respectivos valores nominais para o ajuste nas curvas de performance.

$$\dot{W}_{comp} = 380\sqrt{3} I/1000 \quad (4.20)$$

A determinação dos coeficientes  $a_i$ ,  $b_i$  e  $c_i$  nas Equações 4.16, 4.17 e 4.18, respectivamente, se deu com auxílio de um programa em Python (Seção I.2) que utiliza o método de mínimos quadrados para obter o ajuste da curva nos dados.

As figuras 4.11, 4.12 e 4.13 mostram o resultado da regressão para a curva CAPfT dos 3 chillers. Para o chiller 1, foram utilizados 3669 pontos, para o chiller 2, 24322 pontos, e para o chiller 3, 1429, resultando em um valor de  $R^2$  de 0,4177, 0,4208 e 0,4826, respectivamente. Valores pequenos de  $R^2$  são indesejáveis, e mostra que a superfície não representa bem os dados. Outro fator a se mencionar é a falta de dados referentes a temperaturas de evaporação maiores. Percebe-se que a grande maioria dos pontos observados apresenta  $T_{ev,out}$  entre 5 e 7°C, fazendo com que a curva não represente bem situações com temperaturas de água gelada muito distantes dessas, como é o caso do vértice que contempla altos  $T_{ev,out}$  e baixos  $T_{cd,in}$ .

CH-01 CAPfT,  $R^2 = 0.4177$

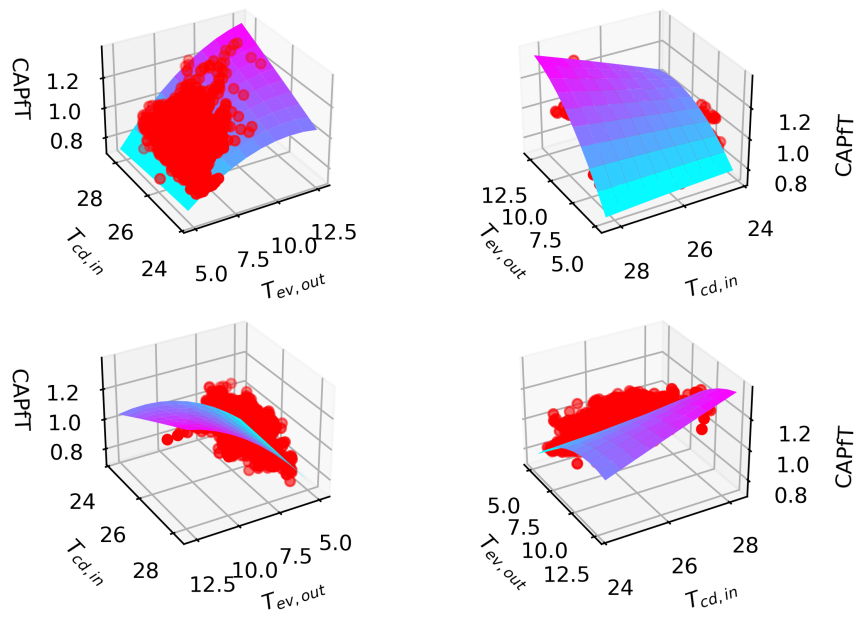


Figura 4.11: Vistas do ajuste da curva CAPfT aos 3669 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 1

CH-02 CAPfT,  $R^2 = 0.4208$

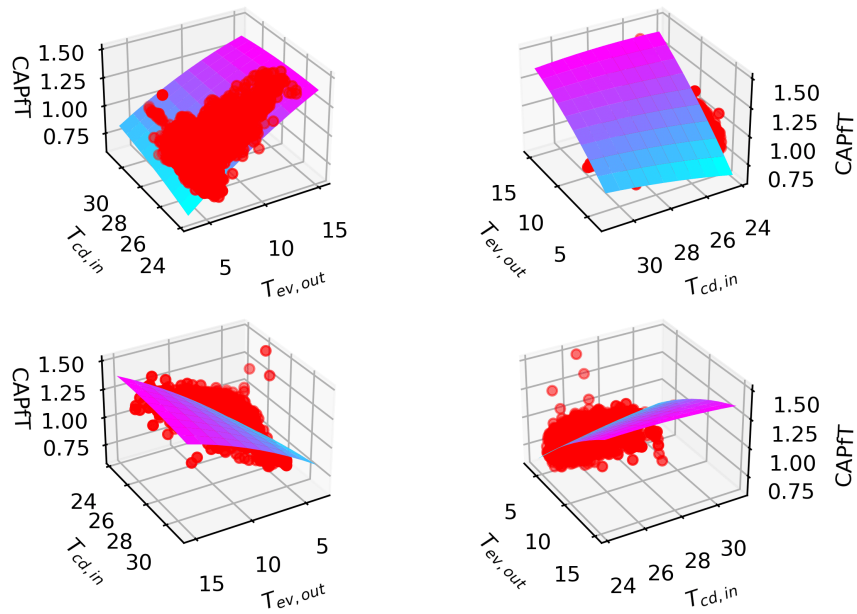


Figura 4.12: Vistas do ajuste da curva CAPfT aos 24322 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 2

CH-03 CAPfT,  $R^2 = 0.4826$

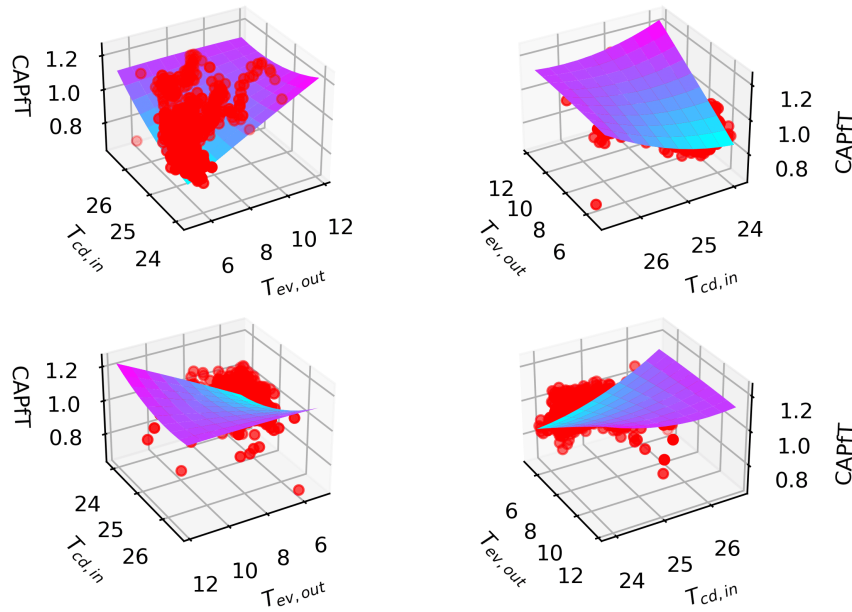


Figura 4.13: Vistas do ajuste da curva CAPfT aos 1429 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 3

Observando agora a curva EIRfT, as figuras 4.14, 4.15 e 4.16 mostram o resultado da regressão para os 3 chillers. Como ocorrido no caso da curva CAPfT, o ajuste não é ideal, visto que existe alta dispersão. Também, dado que os dados de origem são os mesmos para ambas as curvas, são poucos os pontos referentes a temperaturas de  $T_{ev,out}$  mais altas, tornando a curva inadequada nessa faixa. Além disso, há uma inconsistência física, pois a curva dá a entender que maiores valores de  $T_{cd,in}$  resultam em menores consumos de energia para um mesmo  $T_{ev,out}$ , sendo que o completo oposto é verdadeiro, tendo em mente o ciclo de compressão a vapor. Esse fenômeno não é decorrente de uma regressão equivocada, pois a curva captura bem o comportamento dos dados, mas ela não é capaz de prever corretamente o comportamento da máquina para valores de temperaturas fora do domínio observado na instalação (5 a 7°C), ou seja, a regressão representa os dados coletados, mas os dados não representam completamente o funcionamento da máquina pois são obtidos em condições pouco abrangentes de operação, ocasionando uma curva que não se ajusta ao funcionamento real da máquina.

CH-01 EIRfT,  $R^2 = 0.2546$

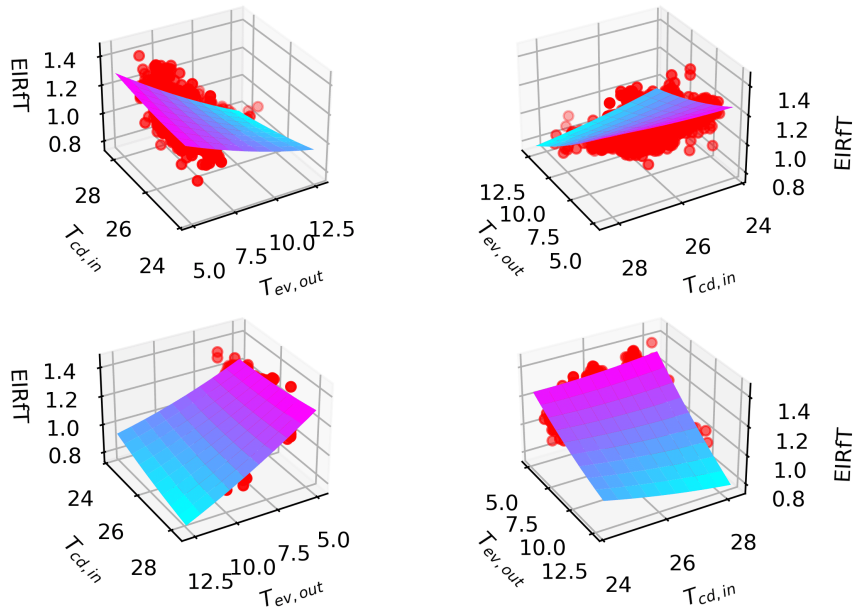


Figura 4.14: Vistas do ajuste da curva EIRfT aos 3669 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 1

CH-02 EIRfT,  $R^2 = 0.2300$

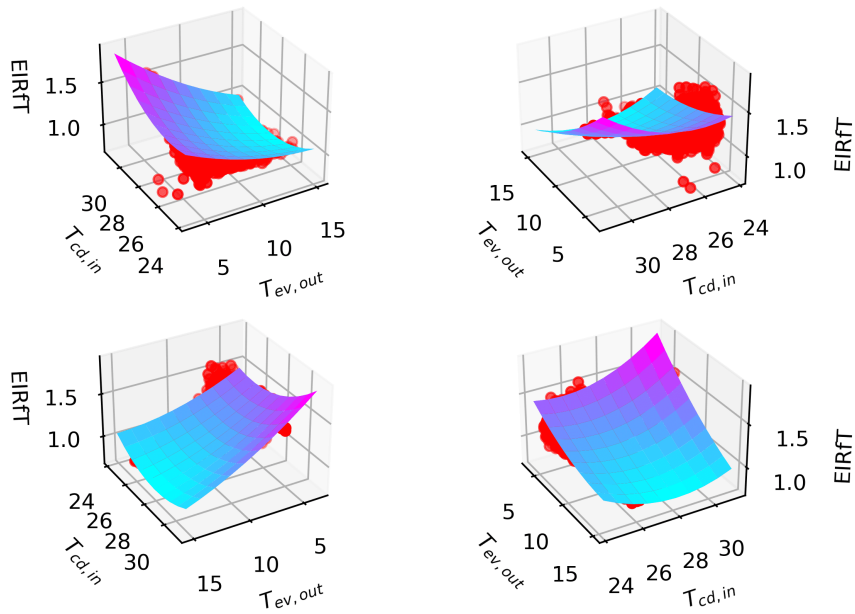


Figura 4.15: Vistas do ajuste da curva EIRfT aos 24322 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 2

CH-03 EIRfT,  $R^2 = 0.1652$

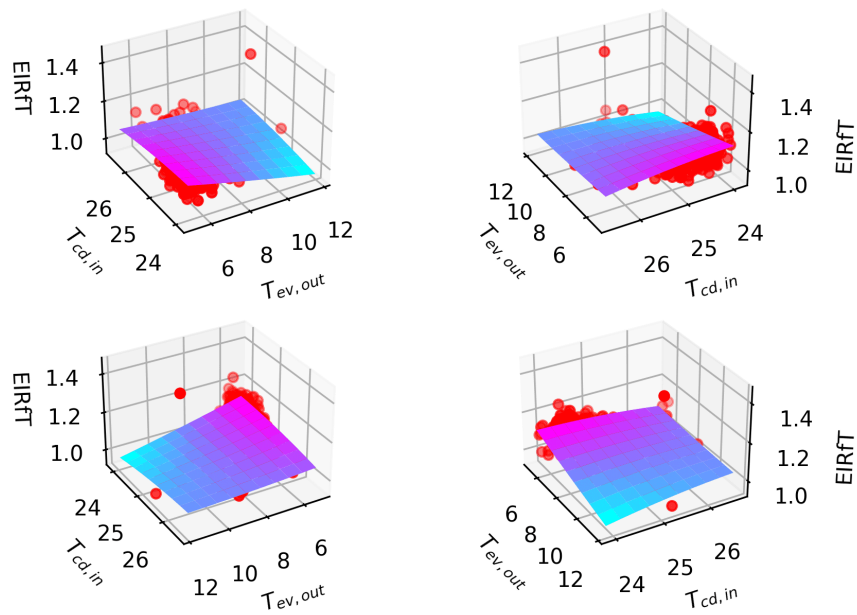


Figura 4.16: Vistas do ajuste da curva EIRfT aos 1429 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 3

Por fim, a curva EIRfPLR, a mais simples de todas, é mostrada nas Figuras 4.17, 4.18 e 4.19. Rapidamente percebe-se um ajuste bem melhor, com  $R^2 > 0,9$  em todos os chillers. Pode-se perceber também patamares nos dados coletados, sendo 4 para os chillers 1 e 2, e 3 para o chiller 3. Isso representa a ativação sequencial dos 4 compressores dos chillers 1 e 2, e dos 3 compressores do chiller 3 à medida que a carga parcial aumenta, requerendo maior vazão de fluido refrigerante nos circuitos. Em todo modo, a curva apresenta comportamento quase linear, indicando um consumo progressivo e, de certa forma, proporcional de energia elétrica com o aumento da *part-load ratio*.

CH-01 EIRfPLR,  $R^2 = 0.9695$

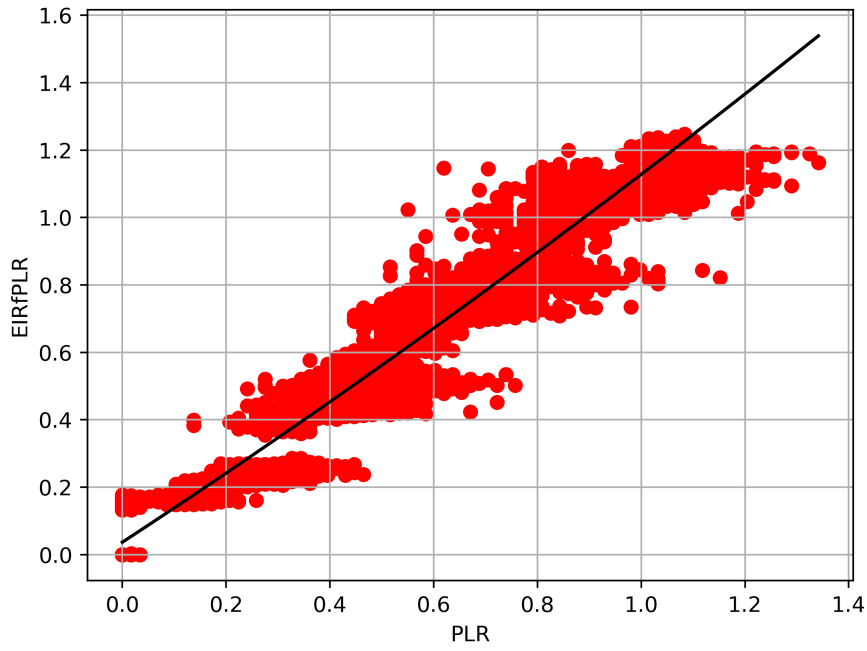


Figura 4.17: Vistas do ajuste da curva EIRfPLR aos 59787 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 1

CH-02 EIRfPLR,  $R^2 = 0.9656$

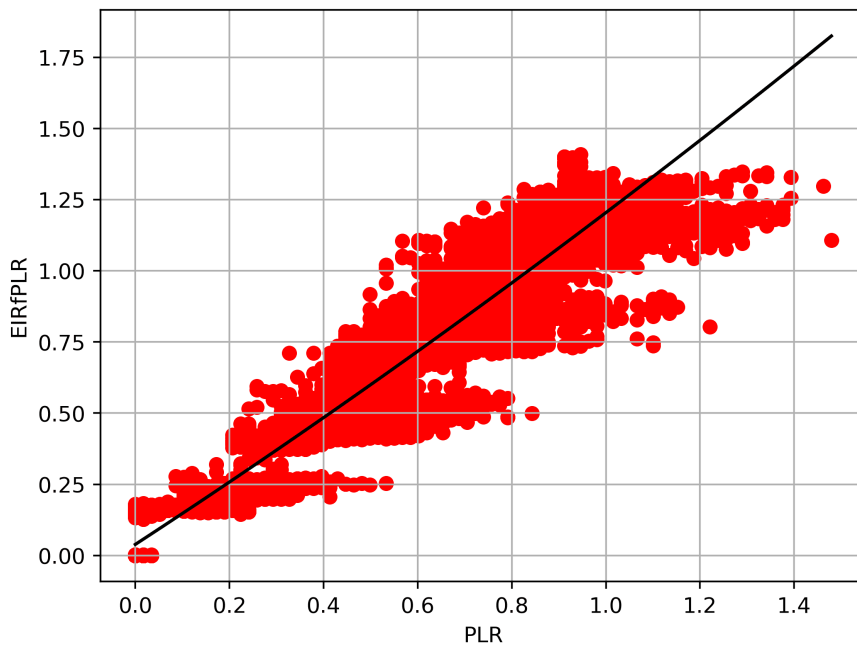


Figura 4.18: Vistas do ajuste da curva EIRfPLR aos 185019 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 2



CH-03 EIRfPLR,  $R^2 = 0.9240$

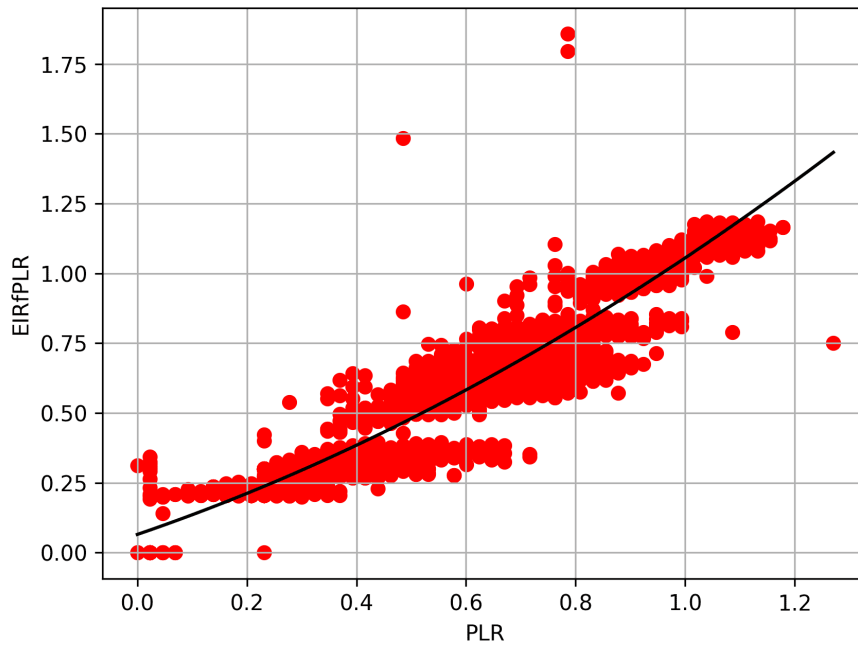


Figura 4.19: Vistas do ajuste da curva EIRfPLR aos 13858 pontos coletados no ano de 2021, referentes ao chiller 3

Os coeficientes de cada uma das curvas obtidas para cada um dos 3 chillers, bem como os intervalos de  $T_{ev,out}$ ,  $T_{cd,in}$  e  $PLR$  nos quais as funções foram mostradas são apresentados nas Tabelas 4.1, 4.2 e 4.3.

Tabela 4.1: Coeficientes  $a_i$  para a curva CAPfT obtida pelos dados da instalação e intervalos de aplicação

	<b>CH-01</b>	<b>CH-02</b>	<b>CH-03</b>
$a_1$	1.100E+00	-1.769E+00	1.232E+01
$a_2$	-1.076E-01	1.619E-01	5.714E-01
$a_3$	-7.175E-03	-1.476E-03	-4.294E-04
$a_4$	-1.668E-02	1.237E-01	-1.128E+00
$a_5$	-9.129E-04	-1.538E-03	2.653E-02
$a_6$	1.109E-02	-2.878E-03	-2.119E-02
$T_{ev,out}$	[4, 9; 12, 7]	[3, 6; 15, 2]	[5.1; 11.8]
$T_{ev,out}$	[24, 2; 28, 3]	[24, 2; 31, 2]	[23.9; 26.6]

Tabela 4.2: Coeficientes  $b_i$  para a curva EIRfT obtida pelos dados da instalação e intervalos de aplicação

	<b>CH-01</b>	<b>CH-02</b>	<b>CH-03</b>
$b_1$	2.547E+00	1.099E+01	-9.855E-01
$b_2$	1.038E-01	7.175E-02	-1.896E-01
$b_3$	1.657E-03	2.524E-03	3.310E-04
$b_4$	-1.189E-01	-7.454E-01	2.271E-01
$b_5$	3.179E-03	1.493E-02	-5.588E-03
$b_6$	-7.054E-03	-6.285E-03	6.768E-03
$T_{ev,out}$	[4, 9; 12, 7]	[3, 6; 15, 2]	[5.1; 11.8]
$T_{cd,in}$	[24, 2; 28, 3]	[24, 2; 31, 2]	[23.9; 26.6]

Tabela 4.3: Coeficientes  $c_i$  para a curva EIRfPLR obtida pelos dados da instalação e intervalos de aplicação

	<b>CH-01</b>	<b>CH-02</b>	<b>CH-03</b>
$c_1$	3.651E-02	3.864E-02	6.492E-02
$c_2$	1.009E+00	1.079E+00	6.707E-01
$c_3$	8.306E-02	8.737E-02	3.200E-01
<b>PLR</b>	[0, 0; 1, 2]	[0, 0; 1, 2]	[0, 0; 1, 2]

Para fins de comparação, as curvas foram plotadas juntamente com curvas de chillers modelo, disponíveis pelo próprio EnergyPlus. Os chillers 1 e 2 (de capacidade e COP nominais de 1198 kW e 4,81) foram comparados com o modelo "ElectricEIRChiller Carrier 23XL 1196kW/6.39COP/Valve", que apresenta capacidade de refrigeração e COP nominais de 1196 kW e 6,39, com *slide-valve* e compressores parafuso. O chiller 3 (de capacidade e COP nominais de 892 kW e 4,63), por sua vez, foi comparado ao modelo "ElectricEIRChiller Carrier 23XL 865kW/6.05COP/Valve", que apresenta capacidade de refrigeração e COP nominais de 865 kW e 6,05, com *slide-valve* e compressores parafuso. As figuras 4.20 a 4.28 mostram graficamente essa comparação. Pode-se observar que as curvas de referência são fisicamente consistentes com a dinâmica energética de um chiller, enquanto a CAPfT obtida por regressão apresenta comportamento mais explosivo nas bordas e a EIRfT obtida apresenta comportamento contrário ao esperado em relação à  $T_{cd,in}$ . A EIRfPLR é, por sua vez, bem mais consistente com a curva de referência. Todas essas divergências podem ser explicadas pelo simples fato de que os dados coletados na instalação não cobrem amplos intervalos de  $T_{ev,out}$  (compreendido majoritariamente entre 5 e 7°C) e  $T_{cd,in}$  (compreendido em sua maioria entre 24 e 28°C), e carecem informações de performance especialmente para situações em que são presentes altos  $T_{ev,out}$  e baixos  $T_{cd,in}$ .

### CH-01 - Comparativo CAPfT

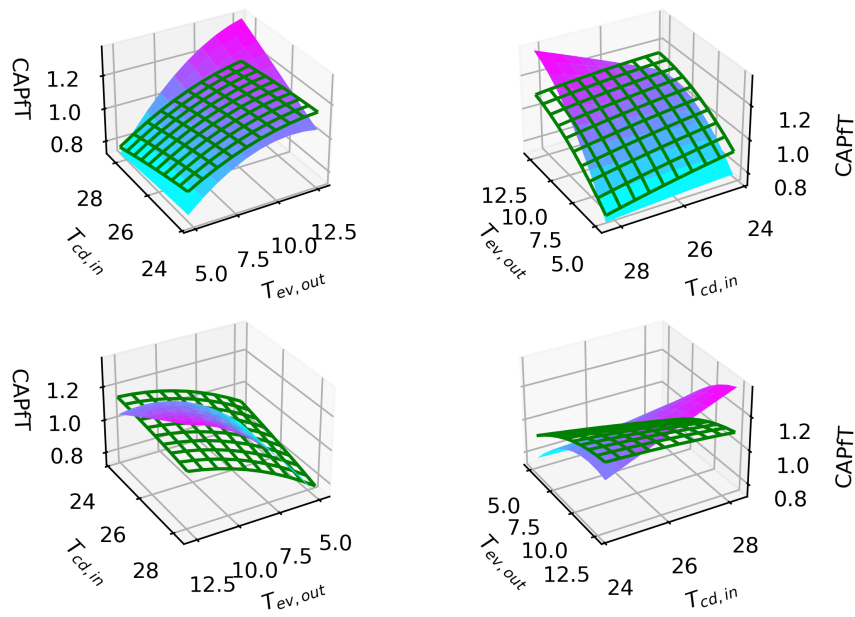


Figura 4.20: Vistas da comparação entre a curva CAPfT obtida para o CH-01 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha)

### CH-02 - Comparativo CAPfT

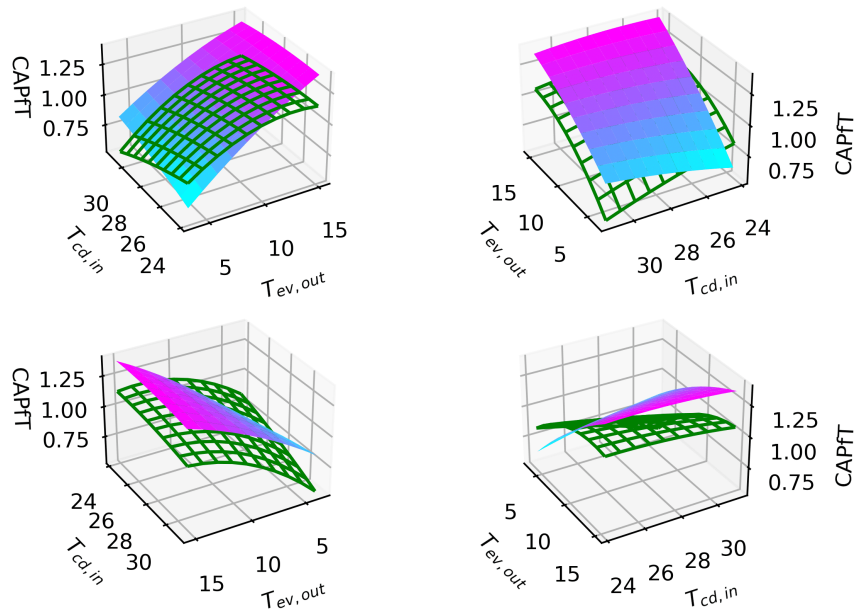


Figura 4.21: Vistas da comparação entre a curva CAPfT obtida para o CH-02 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha)

### CH-02 - Comparativo CAPfT

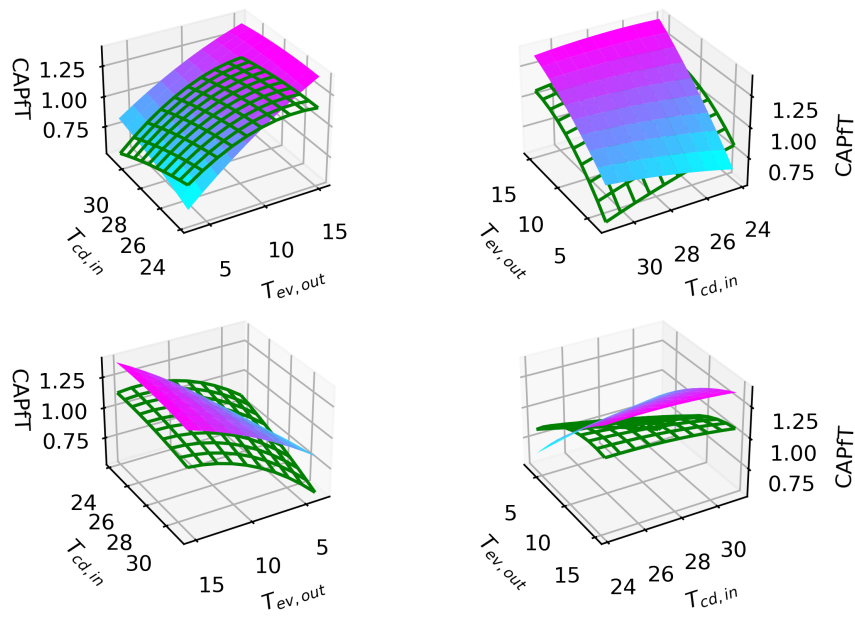


Figura 4.22: Vistas da comparação entre a curva CAPfT obtida para o CH-03 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha)

### CH-01 - Comparativo EIRfT

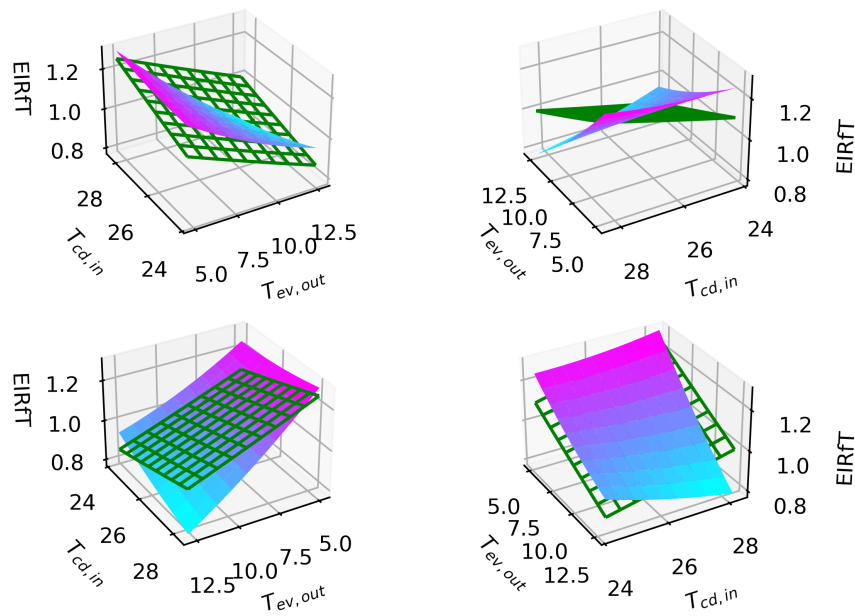


Figura 4.23: Vistas da comparação entre a curva EIRfT obtida para o CH-01 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha)

### CH-02 - Comparativo EIRfT

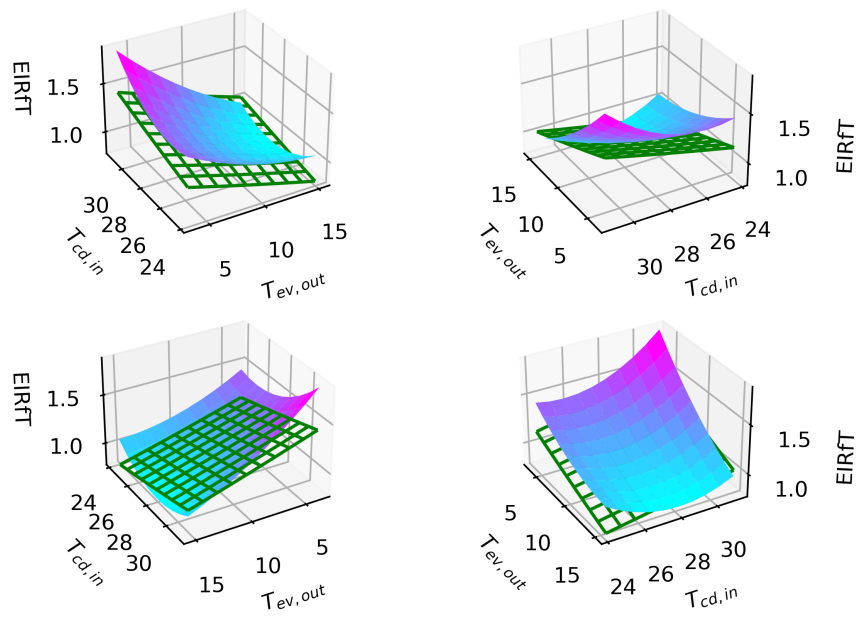


Figura 4.24: Vistas da comparação entre a curva EIRfT obtida para o CH-02 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha)

### CH-03 - Comparativo EIRfT

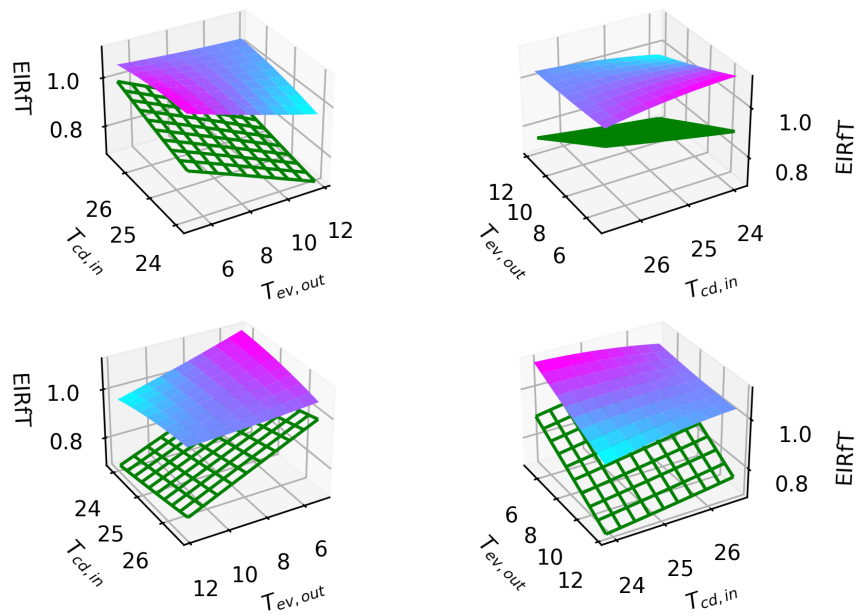


Figura 4.25: Vistas da comparação entre a curva EIRfT obtida para o CH-03 (superfície) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (malha)

CH-01 - Comparativo EIRfPLR

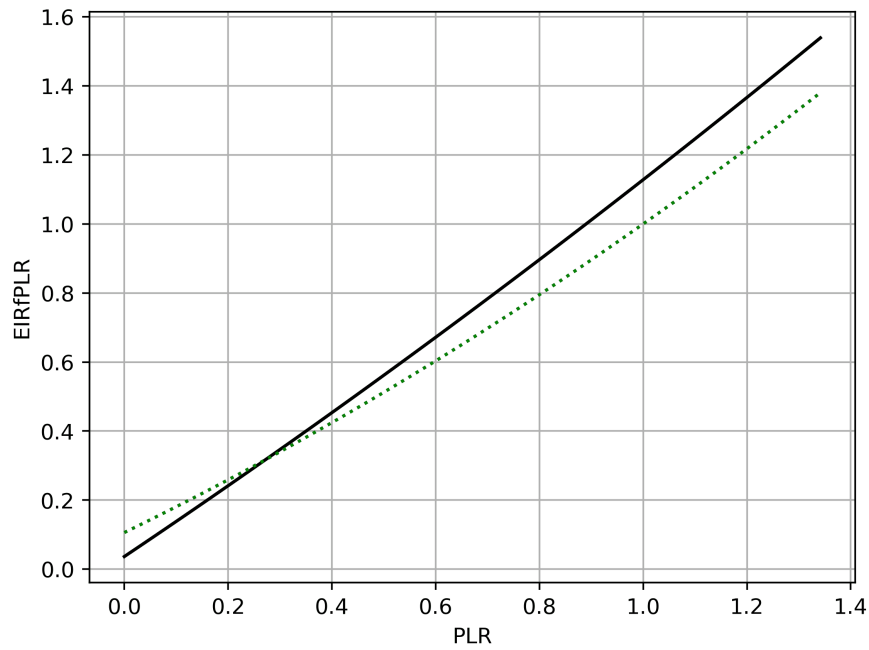


Figura 4.26: Vistas da comparação entre a curva EIRfPLR obtida para o CH-01 (linha cheia) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (linha pontilhada)

CH-02 - Comparativo EIRfPLR

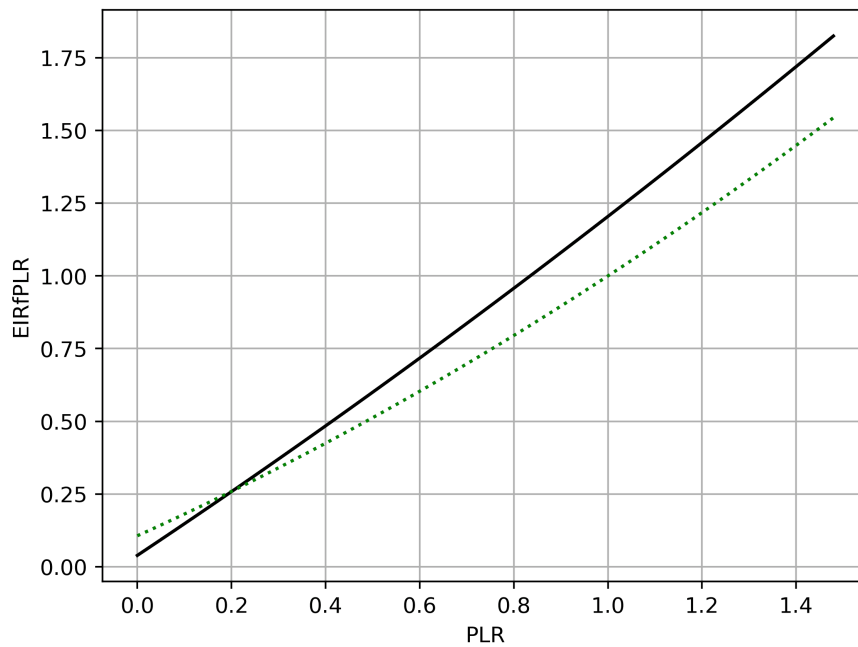


Figura 4.27: Vistas da comparação entre a curva EIRfPLR obtida para o CH-02 (linha cheia) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (linha pontilhada)

CH-03 - Comparativo EIRfPLR

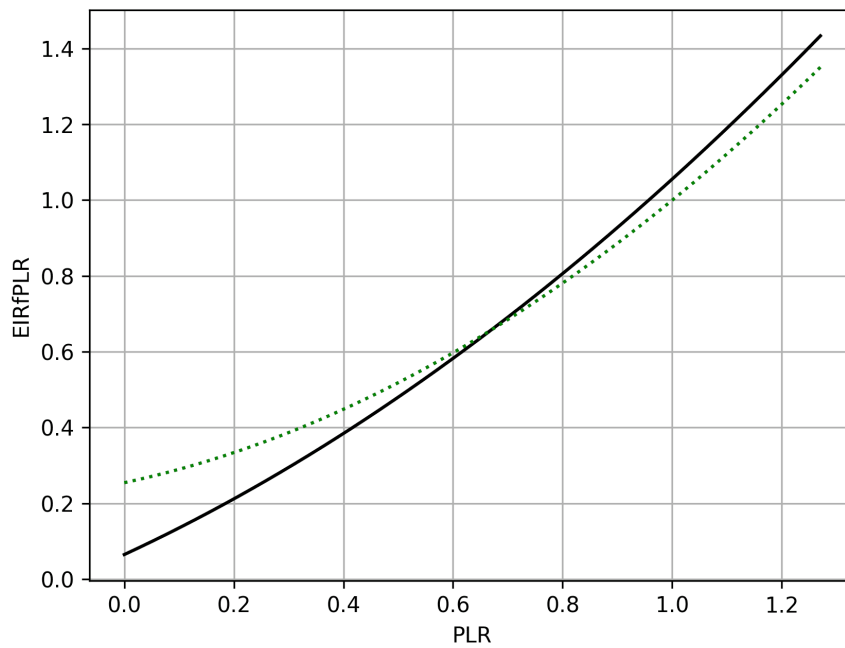


Figura 4.28: Vistas da comparação entre a curva EIRfPLR obtida para o CH-03(linha cheia) e o chiller modelo do EnergyPlus semelhante (linha pontilhada)

Dada a imprecisão das curvas CAPfT e EIRfT obtidas, preferiu-se por dar seguimento neste trabalho utilizando as curvas de referência equivalentes. Embora possam não representar o comportamento dos chillers no domínio observando, seu comportamento tem a tendência física correta e é bem mais abrangente, permitindo prever razoavelmente bem a performance das máquinas em situações cujos dados coletados não contemplam, especialmente maiores valores de  $T_{ev,out}$ . Por outro lado, a curva EIRfPLR abrange todo o domínio e é fisicamente condizente, portanto serão utilizadas as curvas EIRfPLR obtidas a partir os dados observados na instalação. Dito isso, os coeficientes definitivos usados para as simulações são mostrados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Coeficientes das curvas de performances utilizadas nas simulações

	<b>CH-01</b>	<b>CH-02</b>	<b>CH-03</b>
$a_1$	5.776E-01	5.776E-01	5.080E-01
$a_2$	2.206E-02	2.206E-02	-2.345E-02
$a_3$	-3.342E-03	-3.342E-03	-3.297E-03
$a_4$	3.970E-02	3.970E-02	3.508E-02
$a_5$	-1.670E-03	-1.670E-03	-8.360E-04
$a_6$	2.763E-03	2.763E-03	2.585E-03
$b_1$	5.078E-01	5.078E-01	5.437E-01
$b_2$	-1.608E-02	-1.608E-02	7.625E-03
$b_3$	1.742E-04	1.742E-04	-9.202E-05
$b_4$	2.094E-02	2.094E-02	1.340E-03
$b_5$	4.161E-04	4.161E-04	8.287E-04
$b_6$	-7.170E-04	-7.170E-04	-1.544E-03
$c_1$	3.651E-02	3.864E-02	6.492E-02
$c_2$	1.009E+00	1.079E+00	6.707E-01
$c_3$	8.306E-02	8.737E-02	3.200E-01

Para completar o detalhamento do chiller virtual, resta apenas explicitar as características nominais, dadas como input para o programa. Os valores de referência foram retirados da Seção I.7 e da Seção I.8.

Tabela 4.5: Valores nominais de operação dos chillers

	<b>CH-01</b>	<b>CH-02</b>	<b>CH-03</b>
<b>Capacidade</b>	1198 kW	1198 kW	892 kW
<b>COP</b>	4.81	4.81	4.63
$T_{ev,out}$	7.0 °C	7.0 °C	5.0 °C
$T_{cd,in}$	29.4 °C	29.4 °C	29.4 °C
$\dot{V}_{chw}$	0.052 m <sup>3</sup> /s	0.052 m <sup>3</sup> /s	0.0462 m <sup>3</sup> /s
$\dot{V}_{cdw,cd}$	0.062 m <sup>3</sup> /s	0.062 m <sup>3</sup> /s	0.0467 m <sup>3</sup> /s

## 4.5 BOMBAS PRIMÁRIAS E BOMBAS DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO

Ambos as categorias de bombas (primária e de água de condensação) são bombas de rotação constante que, no EnergyPlus, são representadas pelo objeto "Pump:ConstantSpeed". A configuração desses elementos é bem simples, pois são necessários apenas as condições nominais de operação, uma vez que o programa interpreta que tais elementos sempre estarão operando em sua capacidade nominal, inclusive a potência elétrica consumida. No entanto, foi implementado o controle do tipo intermitente, que faz com que as bombas sejam ligadas apenas quando há demanda. Com isso, os inputs necessários para a caracterização das



BAGPs e BACs são as mostradas na Tabela 4.6, cujas informações foram obtidas segundo a Seção I.9.

Tabela 4.6: Caracterização das BAGPs e BACs no EnergyPlus

	<b>BAGP</b>	<b>BAC</b>
$\dot{V}$	0.04922 $m^3/s$	0.06139 $m^3/s$
$\Delta P$	196,1 kPa	294,2 kPa
$\dot{W}$	12,50 kW	22,58 kW
<b>Eficiência do motor</b>	92,4 %	93,4 %
<b>Fração de perda de potência para o fluido</b>	23 %	20%

Em relação à vazão das BAGPs, a Seção 4.2 confirma que assumir a vazão de projeto é uma abordagem razoável, que confirma as leituras do chiller. No entanto, um aspecto a se mencionar é a questão de as válvulas das BACs estarem parcialmente fechadas, como mostra a Figura 3.13. Poderia se questionar se, de fato, elas estariam provendo a vazão de projeto de 221  $m^3/h$  como sugerido pela equipe de manutenção. Para verificar essa questão, um procedimento relativamente simples foi elaborado a partir dos dados dos chillers: sabe-se que o condensador rejeita para a água de condensação o calor do evaporador somado ao calor acrescentado ao sistema pelo compressor, portanto, pode-se calcular indiretamente a vazão de água de condensação que atenderia a essa solicitação. Considerando a Equação 4.7 e a Equação 4.20, que permitem o cálculo de  $\dot{Q}_{ev}$  e  $\dot{W}_{comp}$  a partir de dados coletados do próprio chiller, tem-se, então, pelo balanço de energia, a vazão  $\dot{V}_{cdw}$ , em  $m^3/h$ , calculada seguindo a Equação 4.21, que a calcula a partir da diferença de temperatura da água ao atravessar o condensador.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{V}_{cd}/3600 \rho c \Delta T_{cd} = \dot{Q}_{ev} + \dot{W}_{comp} \Rightarrow \dot{V}_{cd} = \frac{\dot{Q}_{ev} + \dot{W}_{comp}}{1/3600 \rho c \Delta T_{cd}} \quad (4.21)$$

Esse procedimento foi realizado para os 6 primeiros meses de 2021 para os 3 chillers, resultando em vazões médias de 219,0, 222,4 e 214,8  $m^3/h$  para as bombas BAC-01, BAC-02 e BAC-03, respectivamente, cada uma dedicada a um chiller (Seção I.11). Dessa forma, tem-se aceitável o uso da vazão de projeto (221  $m^3/h = 0,06139 m^3/s$ ) como vazão de entrada na simulação, uma vez que esta está condizente com o calculado.

## 4.6 BOMBAS SECUNDÁRIAS

Um conjunto de bombas secundárias é melhor representado no OpenStudio como um único elemento: o objeto "HeaderedPumps:VariableSpeed", que agrupa um conjunto de bombas de rotação variável que operam em paralelo. No caso da CAG em questão, a configuração do elemento deveria conter 3 bombas, cada uma fornecendo uma vazão de  $254,8 \text{ m}^3/\text{h}$ , totalizando então,  $764,4 \text{ m}^3/\text{h} = 0,21233 \text{ m}^3/\text{s}$ . No entanto, o referido objeto só permite o acionamento sequencial das bombas, isto é, a segunda bomba só é ativada quando a primeira está em capacidade máxima, e assim sucessivamente, o que não representa a instalação, onde todas as bombas operam na mesma capacidade.

Portanto, apela-se para o uso de um único objeto, o "Pump:VariableSpeed", que, de maneira estrita, simula apenas uma bomba, mas esta será configurada de tal modo que proporcione a vazão e a potência do conjunto, ou seja, o triplo da vazão e da potência de uma bomba isolada, representando então, do ponto de vista operacional e energético, as três bombas em um único objeto, visto que bombas em paralelo operam com a vazão somadas para a mesma pressão (ASHRAE, 2016).

Como parâmetro de configuração de bombas de vazão variável, requer-se uma curva de performançe cúbica, que relaciona o consumo energético em níveis de operação parcial (Equação 4.22).

$$\frac{\dot{W}_{pump}}{\dot{W}_{pump,nom}} = d_1 + d_2 \left( \frac{\dot{V}_{pump}}{\dot{V}_{pump,nom}} \right) + d_3 \left( \frac{\dot{V}_{pump}}{\dot{V}_{pump,nom}} \right)^2 + d_4 \left( \frac{\dot{V}_{pump}}{\dot{V}_{pump,nom}} \right)^3 \quad (4.22)$$

Poderia-se usar as leis de afinidade para bombas centrífugas (ASHRAE, 2016) e atribuir uma expressão simplesmente cúbica, como mostrada na Equação 4.23, em que  $\dot{W}_{pump}$  é a potência da bomba,  $\dot{W}_{pump,nom}$  é a potência nominal ( $54,8 \text{ cv} \approx 40,3 \text{ kW}$ );  $\omega_{pump}$  é a rotação da bomba. Mas a instalação conta com um variador de frequência que captura, minuto a minuto, dados de rotação e potência, permitindo, então, uma regressão por mínimos quadrados para se obter uma curva que se ajusta melhor à instalação de campo.

$$\frac{\dot{W}_{pump}}{\dot{W}_{pump,nom}} = \left( \frac{\omega_{pump}}{\omega_{pump,nom}} \right)^3 = \left( \frac{\dot{V}_{pump}}{\dot{V}_{pump,nom}} \right)^3 \quad (4.23)$$

Um ponto a se mencionar acerca da regressão para a Equação 4.23 é que foi iniciada a coleta de dados para as BAGSs apenas em meados de março de 2022, a pedido para este trabalho, portanto, a quantidade de dados é pequena para um curva representativa de todo o intervalo de operação de rotação, necessitando a correção da curva para que não resultasse em valores muito diferentes de 1 para a razão de potência quando na condição nominal na Equação 4.22. Além disso, foi tomada a razão de capacidade  $\dot{V}_{pump}/\dot{V}_{pump,nom} = \omega_{pump}/\omega_{pump,nom} = f_{pump}/f_{pump,nom}$ , onde  $f$  é a frequência da corrente elétrica de alimentação do motor, modulada e transmitido ao sistema de coleta de dados pelo variador de frequência para o cálculo das curvas.

Com isso, foi possível realizar a regressão (Seção I.3), cujos resultados são mostrados nas Figuras 4.29 e 4.30. É possível observar que, dado que a maioria dos dados se referem a rotações na faixa dos 30 a 70% da nominal, não é possível, a partir apenas dos dados, determinar por regressão que a tendencia das curvas é chegar ao ponto (1,1), como mostrado na Figura 4.29, fazendo com que a simulação energética do EnergyPlus tivesse resultado completamente errôneo na velocidade nominal. Portanto, a correção e restrição da curva se faz necessária (inserindo-se o ponto (1,1) para ser contabilizado na regressão), com resultado mostrado na Figura 4.30, onde pode-se ver que as curvas de todas as bombas apresentam maior coincidência com o comportamento cubico esperado, estando a curva média levemente abaixo desta.

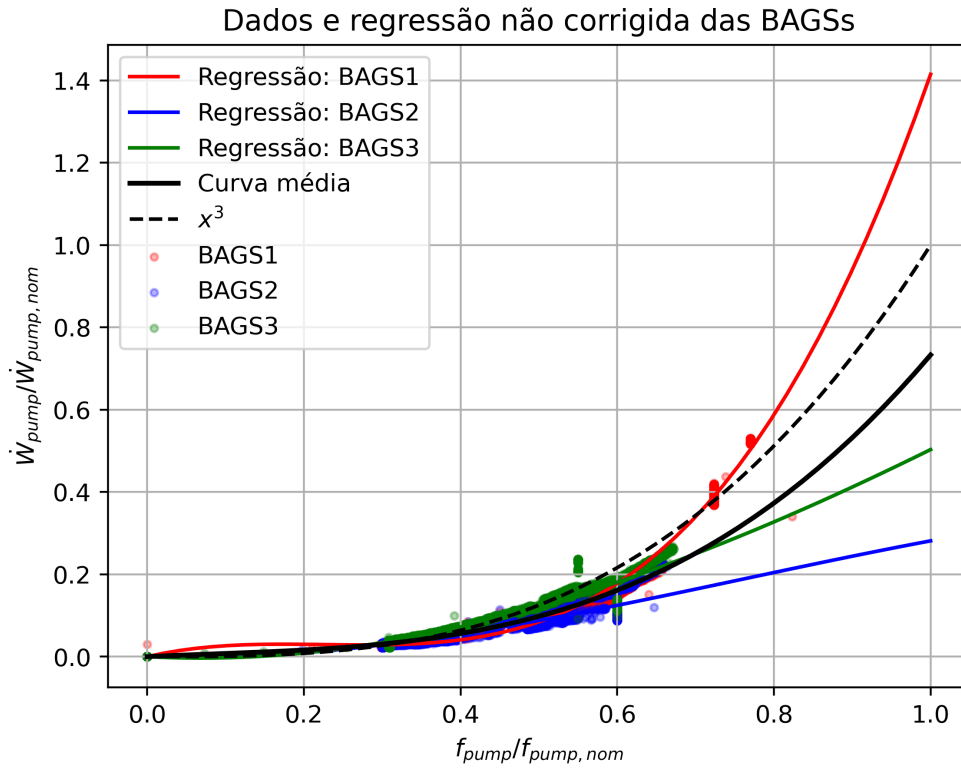


Figura 4.29: Resultado da regressão sem a imposição da restrição na Equação 4.22

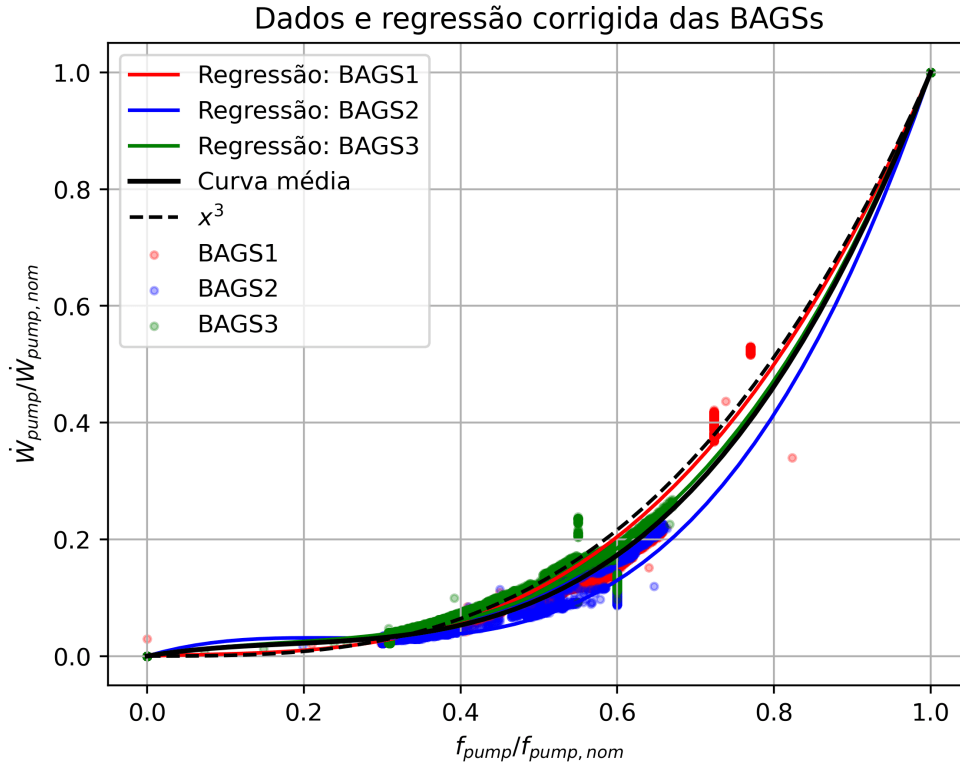


Figura 4.30: Resultado da regressão com a imposição da restrição na Equação 4.22

Os coeficientes das curvas obtidas na Figura 4.30 estão apresentados na Tabela 4.7, podendo-se notar o coeficiente do termo cúbico mais pronunciado que os demais, como esperado. Dada a regressão bem sucedida, o objeto que representará o conjunto de bombas secundárias é caracterizado pelos coeficientes da curva média e pelos parâmetros da Tabela 4.8, tomados a partir da Seção I.9 e da curva média de performance das bombas, representando, então, adequadamente o conjunto.

Tabela 4.7: Coeficientes da regressão da curva de performance das BAGSs

	<b>BAGS1</b>	<b>BAGS2</b>	<b>BAGS2</b>	<b>Média</b>
$d_1$	1.818E-04	-4.965E-05	-2.891E-05	<b>3.441E-05</b>
$d_2$	4.015E-02	3.979E-01	2.259E-01	<b>2.213E-01</b>
$d_3$	-1.898E-01	-1.661E+00	-8.194E-01	<b>-8.900E-01</b>
$d_4$	1.150E+00	2.263E+00	1.594E+00	<b>1.669E+00</b>
$R^2$	0.9770	0.9117	0.9671	<b>0.9441</b>

Tabela 4.8: Parâmetros do objeto virtual das BAGSs

<b>Pump:VariableSpeed</b>	
$\dot{V}_{nom}$	0.2123 $m^3/s$
$\dot{W}_{nom}$	120,9 kW
$\Delta P_{nom}$	294,2 kPa
<b>Eficiência do motor</b>	93.4 %
<b>Fração de perda de potência para o fluido</b>	20.0 %
$d_1$	3.441E-05
$d_2$	2.213E-01
$d_3$	-8.900E-01
$d_4$	1.669E+00

## 4.7 TORRES DE ARREFECIMENTO

Cada uma das 4 torres de arrefecimento será tratada na simulação como um objeto independente, colocados em paralelo, conforme a instalação real. Tais objetos serão do tipo "CoolingTower:VariableSpeed", capazes de lidar com a modulação da rotação dos ventiladores. Para a configuração de cada um, faz-se necessário conhecer duas curvas principais de performance da torre, que são inseridas como input no OpenStudio.

A primeira, e mais complexa, é a curva de performance térmica, ou curva de rejeição de calor, que permite o cálculo do approach em função da temperatura de bulbo úmido, range, vazão parcial de água e vazão parcial de ar. O EnergyPlus conta com dois modelos polinomiais padrão para essa equação: a curva da ferramenta CoolTools e a da York (DOE, 2021). Esta última, desenvolvida pela gigante da indústria de climatização York, conta com 27 coeficientes obtidos experimentalmente para diversos valores de  $T_{wb}$ , range e vazões parciais, e se adéqua razoavelmente bem em muitos modelos de torre.

Tais coeficientes podem ser modificados, isto é, podem ser dados como input do usuário do programa, de modo que essa equação se ajuste à performance de um modelo de torre de resfriamento específico. Tal abordagem foi testada para este trabalho, obtendo-se curvas de performance com ajuste razoável aos dados coletados do STF, mas como todos os dados foram obtidos com uma vazão constante de água de condensação, a equação fica restrita a essa vazão, ocasionando valores absurdos fora desse domínio. Diferentes abordagens foram utilizadas para que o EnergyPlus reconhecesse a curva, visto que a simulação propriamente dita só ocorreria naquele valor de vazão específico, mas logo no início da simulação, o

programa varre todo o domínio da vazão de água procurando por falhas em busca de validar o modelo, o que não foi bem sucedido com a equação obtida. Dessa forma, dada falta a variação da vazão nos dados coletados pelo sistema de automação, uma variável mister na correlação, optou-se por utilizar os coeficientes próprios da correlação da York.

Tem-se, pois, a curva de performance térmica das torres, mas ainda falta a segunda curva que caracteriza o funcionamento da torre: a relação de potência elétrica consumida. Esta se dá por outra equação polinomial, desta vez cúbica, que relaciona a potencia relativa e a vazão de ar relativa, semelhante à necessária para as BAGSs, descrita na Seção 4.6 pela Equação 4.22, mas agora para a torre, como mostrado na Equação 4.24.

$$\frac{\dot{W}_{TR}}{\dot{W}_{TR,nom}} = g_1 + g_2 \left( \frac{\dot{V}_{TR}}{\dot{V}_{TR,nom}} \right) + g_3 \left( \frac{\dot{V}_{TR}}{\dot{V}_{TR,nom}} \right)^2 + g_4 \left( \frac{\dot{V}_{air,TR}}{\dot{V}_{TR,nom}} \right)^3 \quad (4.24)$$

O procedimento aqui é o mesmo do utilizado para as BAGSs: um programa em python para o ajuste das curvas (Seção I.4). A diferença, no entanto, consiste na base de dados mais abrangente das torres, pois estas modulam mais ativamente a rotação a depender das condições climáticas. Com isso, as Figuras 4.31 a 4.34 mostram o ajuste aos dados, que são bem mais abrangentes que no caso das bombas. Uma ressalva, no entanto, é necessária: embora a potência nominal dos motores ventiladores seja de 30 cv (22,06 kW) em 60 Hz, o variador de frequência instalado registrou uma potência máxima (média) de aproximadamente 15 kW em 60 Hz, indicando alguma inconsistência com os dados de operação nominal (Seção I.10). Não sendo acessível a carcaça do motor para verificação dessa informação e dado que a etiqueta metálica de identificação da torre não contém especificação alguma de potência elétrica, foi tomado como referência, portanto, o valor medido pelo variador de frequência como o de potência nominal para o ventilador da torre no modelo virtual, de modo a reproduzir o comportamento verificado pelo sistema.

TR1

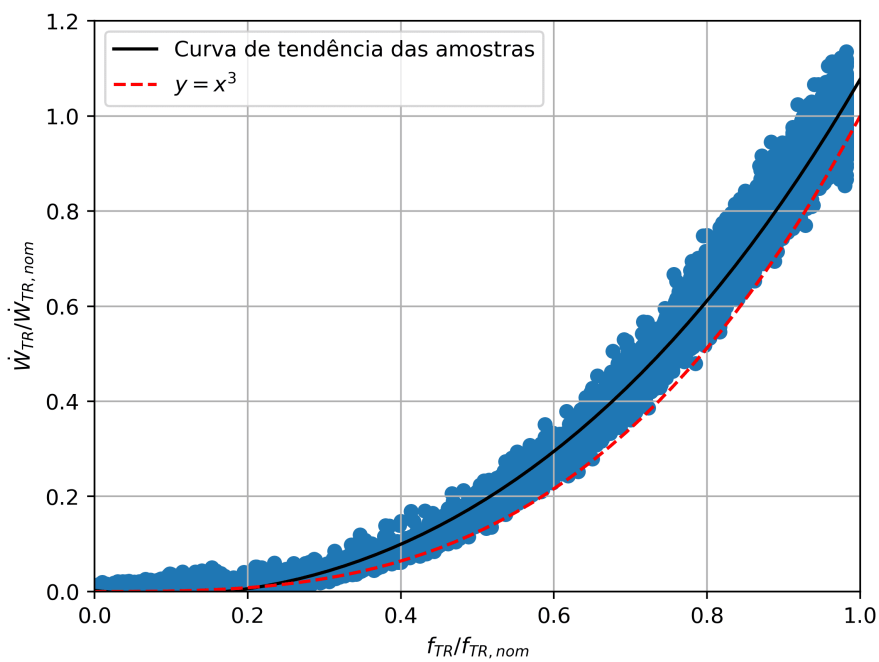


Figura 4.31: Curva de potência para a torre 1

TR2

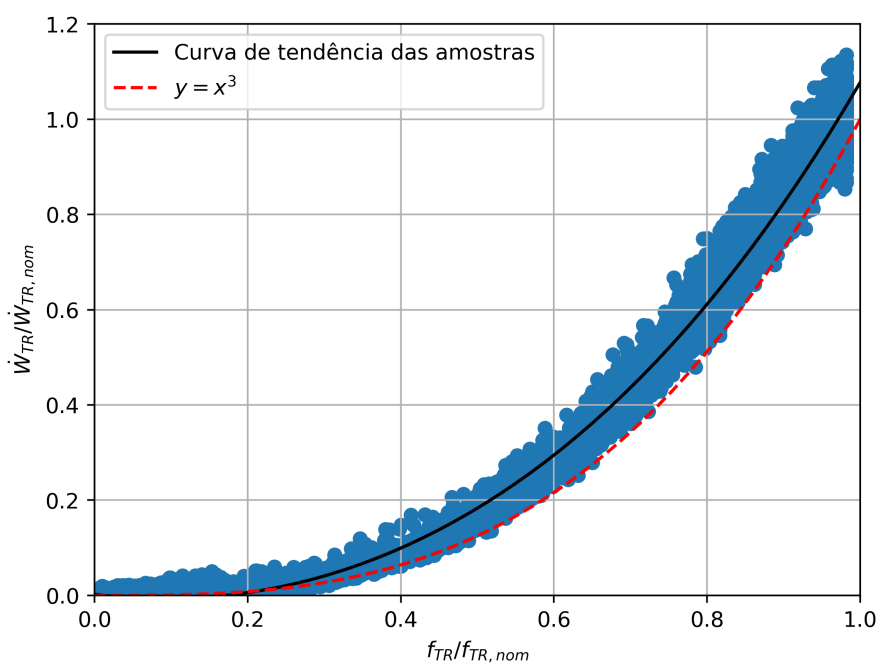


Figura 4.32: Curva de potência para a torre 2



TR3

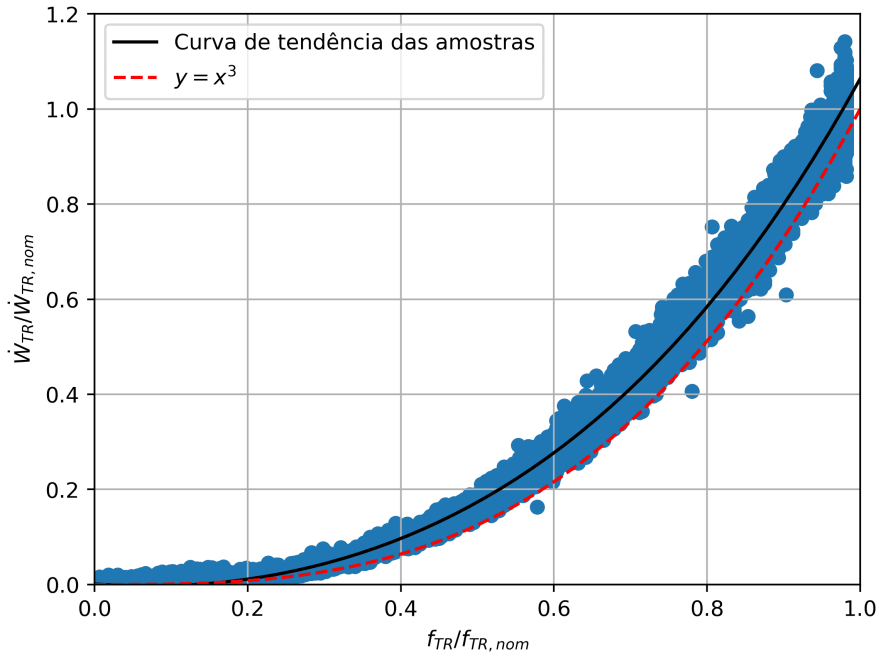


Figura 4.33: Curva de potência para a torre 3

TR4

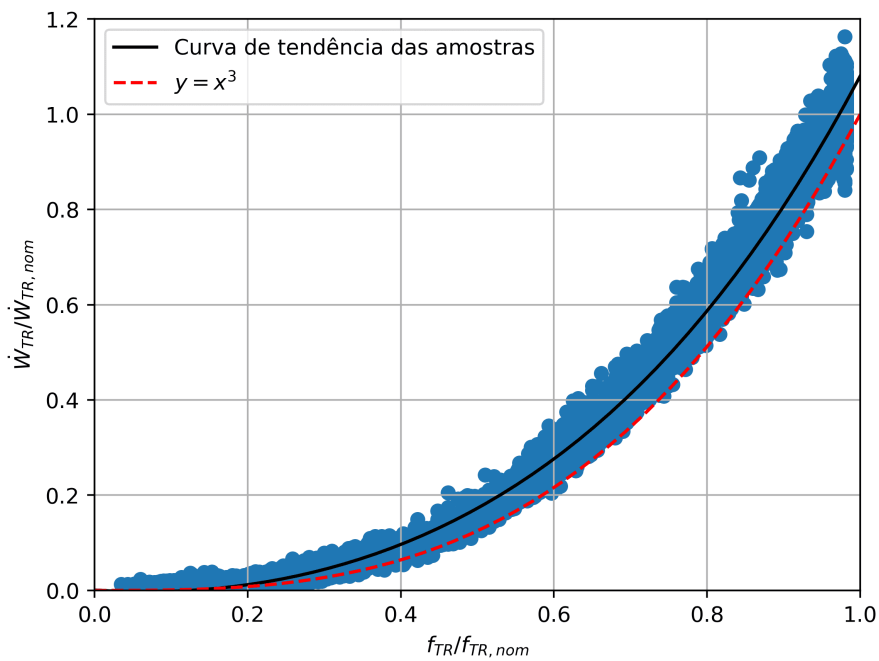


Figura 4.34: Curva de potência para a torre 4

Como esperado, o comportamento se assemelha a uma curva cúbica, estando levemente acima da curva  $y = x^3$ . O ajuste é visivelmente aceitável, estando seus coeficientes mostra-

dos na Tabela 4.9.

Tabela 4.9: Coeficientes da \autoref{eq:PLRcurveTR} para a curva de potência dos ventiladores das torres de resfriamento

	<b>TR1</b>	<b>TR2</b>	<b>TR3</b>	<b>TR4</b>
$g_1$	2.272E-03	2.271E-03	1.285E-03	7.265E-04
$g_2$	-1.979E-01	-1.979E-01	-1.225E-01	-1.090E-01
$g_3$	1.068E+00	1.068E+00	8.487E-01	8.102E-01
$g_4$	2.046E-01	2.051E-01	3.365E-01	3.782E-01
$R^2$	9.919E-01	9.919E-01	9.933E-01	9.953E-01
$\dot{W}_{TR,max}$	14.18 kW	14.18 kW	15.38 kW	15.36 kW

Tendo as curvas de performance, resta apenas indicar as condições nominais de operação, sendo elas as descritas na Tabela 4.10. É importante frisar que, como mencionado, a potência nominal dada é aquela medida pelo variador de frequência. Também, embora as torres operem com vazão igual a 1/4 da vazão da bomba, visto que, na instalação, 1 bomba atende 4 torres, a vazão dada como nominal para o programa é aquela da Seção I.10 igual à da bomba, e o modelo virtual, então, operará com vazão parcial de água seguindo a correlação de York.

Tabela 4.10: Inputs de condições nominais das torres de arrefecimento

	<b>TR-01</b>	<b>TR-02</b>	<b>TR-03</b>	<b>TR-04</b>
$\dot{V}_{cdw,nom}$	0.062 m <sup>3</sup> /s	0.062 m <sup>3</sup> /s	0.062 m <sup>3</sup> /s	0.062 m <sup>3</sup> /s
$\dot{V}_{air,nom}$	23.33 m <sup>3</sup> /s	23.33 m <sup>3</sup> /s	23.33 m <sup>3</sup> /s	20.69 m <sup>3</sup> /s
$\dot{W}_{TR,nom}$	14.18 kW	14.18 kW	15.38 kW	15.36 kW

## 4.8 DEMANDA DO EDIFÍCIO: INSERÇÃO DA CARGA TÉRMICA

A CAG toda opera para atender uma demanda: a carga térmica do edifício. Para caracterizá-la na simulação poderia-se modelar o edifício no OpenStudio, parede por parede, mas isso requereria projetos arquitetônicos atualizados, bem como aspectos construtivos da envoltória, sem falar, claro, da complexidade envolvida pela geometria não convencional do prédio.

Uma alternativa fácil e rapidamente implementada no OpenStudio é o uso do objeto "LoadProfile:PLant", que toma como entrada *schedules* de potência de resfriamento requerida pelo edifício e vazão de alimentação de água gelada. Esse objeto simula o edifício, requerendo que a CAG atenda sua demanda térmica. Considerando o exposto neste tra-

balho até agora, tem-se a carga térmica do edifício e a vazão no circuito de alimentação calculáveis a partir dos dados coletados da própria instalação (ver Seção 4.2 e Seção 4.3, respectivamente). Com esses dados, tem-se uma representação mais fiel da instalação do que uma simulação com envoltória duvidosa.

Dito isso, um objeto "LoadProfile:PLant" foi implementado simulando a demanda térmica do edifício, e os *schedules* de carga térmica e de vazão puderam ser determinados seguindo o mostrado nas seções 4.2 e 4.3 para o ano de 2021, e para o ano de 2022 até a segunda quinzena do mês de abril. Como já detalhado na Seção 4.3, na simulação de validação, serão utilizados dados calculados a partir de sensores da instalação, mas para simulações de testes, a vazão será determinada a partir da Equação 4.15 por meio da utilização da ferramenta EnergyManagementSystem (EMS), mas detalhado na Seção 4.9.

## 4.9 MECANISMOS DE CONTROLE DE OPERAÇÃO

O controle dos setpoints, tanto da água gelada como o da água de condensação pode ser feito de diversas maneiras no software. A mais simples é utilizando um objeto do tipo "SetpointManager", que dita o setpoint de temperatura do loop em que está inserido. Essa alternativa é interessante para a maioria dos casos, especialmente quando um eventual projetista busca um setpoint normalmente fixo ao longo de toda a simulação. Entretanto, como este trabalho busca uma otimização dinâmica, ou seja, variante com o tempo, tais SetpointManagers se mostram insuficientes. Parte-se então para uma abordagem aparentemente mais complexa, mas essencialmente mais simples: o uso da ferramenta EnergyManagementSystem (EMS).

O EMS é uma ferramenta auxiliar do EnergyPlus que permite controlar mais profundamente a operação do sistema como um todo, não somente de HVAC. É uma das ferramentas mais poderosas que o EnergyPlus oferece, que permite total controle da simulação. O EMS se baseia em sensores e atuadores, sendo estes modificadores do valor de uma determinada variável (ou seu setpoint), e aqueles os elementos leitores do valor certa variável de interesse, através do qual o EMS é capaz de se basear para executar seus comandos. Estes comandos, por sua vez, são funções (ou programas) escritos pelo usuário, que irão ser chamados em determinada etapa do loop da simulação do EnergyPlus para ditar ou corrigir variáveis.

Sabendo disso, e dadas as necessidades de se controlar dinamicamente a operação da CAG, optou-se pelo uso do EMS para a realização do controle de setpoints, tanto da água gelada, quanto o da água de condensação. Como exemplo de aplicação, o seguinte extrato de código demonstra o controle dos setpoints mencionados na condição de fixos ao longo de todo o período de simulação. Nele é possível observar que, primeiramente, o programa "ModMe" ditará que o setpoint da água de condensação ("ActCDW\_SP") será a temperatura de bulbo úmido exterior ("Twb") adicionada de 6°C (approach), e o setpoint da água gelada ("ActCHW\_SP") será simplesmente 7°C. Além disso, como já abordado na Seção 4.3, é preciso ditar a vazão no circuito de alimentação que, no código, é executada na sequencia, calculando a vazão mássica no circuito ("ActMassFlow") em função da carga térmica ("SchLoad") e da temperatura da água gelada imediatamente antes sair da CAG e alimentar o edifício ("SensorTempPreSTF"), conforme descrito na Subseção 4.3.1.

```
EnergyManagementSystem:Program ,
```

```
ModMe, ! Name
```

```
SET ActCDW_SP = Twb+6.0,
```

```
SET ActCHW_SP = 7.0,
```

```
SET ActMassFlow = -SchLoad / (4186*5.5) * (22-7)/(22-SensorTempPreSTF);
```

O EMS será amplamente usado no decorrer das simulações, mas em essência, atuará apenas nas variáveis mencionadas. Assim sendo, tem-se o controle total da planta, desde operações simples, como o supramencionado, a controles mais complexos e dinâmicos.

#### 4.10 VALIDAÇÃO DO MODELO

Com base no exposto até aqui, tem-se as informações necessárias para simular a CAG em operação, visando comparar o resultado da simulação com os dados coletados da instalação.

Por simplicidade, considera-se que apenas 1 chiller está na simulação, pois assim, obriga-se que os resultados da simulação sejam referentes a essa máquina específica. Essa situação de uma única máquina operante não é distante do que ocorre na instalação real, uma vez que, em 2021, for registrados que 2 chillers estiveram ligados simultaneamente em apenas 63 horas, o equivalente a 1,49% do tempo total de operação, a diferença é que no STF há uma alternância entre os chillers que ficam ligados, enquanto na simulação, isso não ocorrerá.

Portanto, insere-se apenas 1 bomba primária e 1 bomba de água de condensação, referentes a esse chiller em especial que se busca observar. No referente às bombas secundárias e às torres de condensação, todas são inseridas, pois todas operam o tempo todo. As figuras 4.2 e 4.1 representam o esquema de componentes presentes para essa simulação.

Para comparação total do sistema, foi utilizada uma simulação com as condições climáticas de 2022, coletadas até abril, pois somente a partir da segunda quinzena de março os dados referentes às torres de resfriamento começaram a ser gravadas e, portanto, estão disponíveis para comparação. O arquivo climático foi criado conforme mostrado na Seção 4.1, e a carga térmica e a vazão foram inseridos conforme descrito na Seção 4.8.

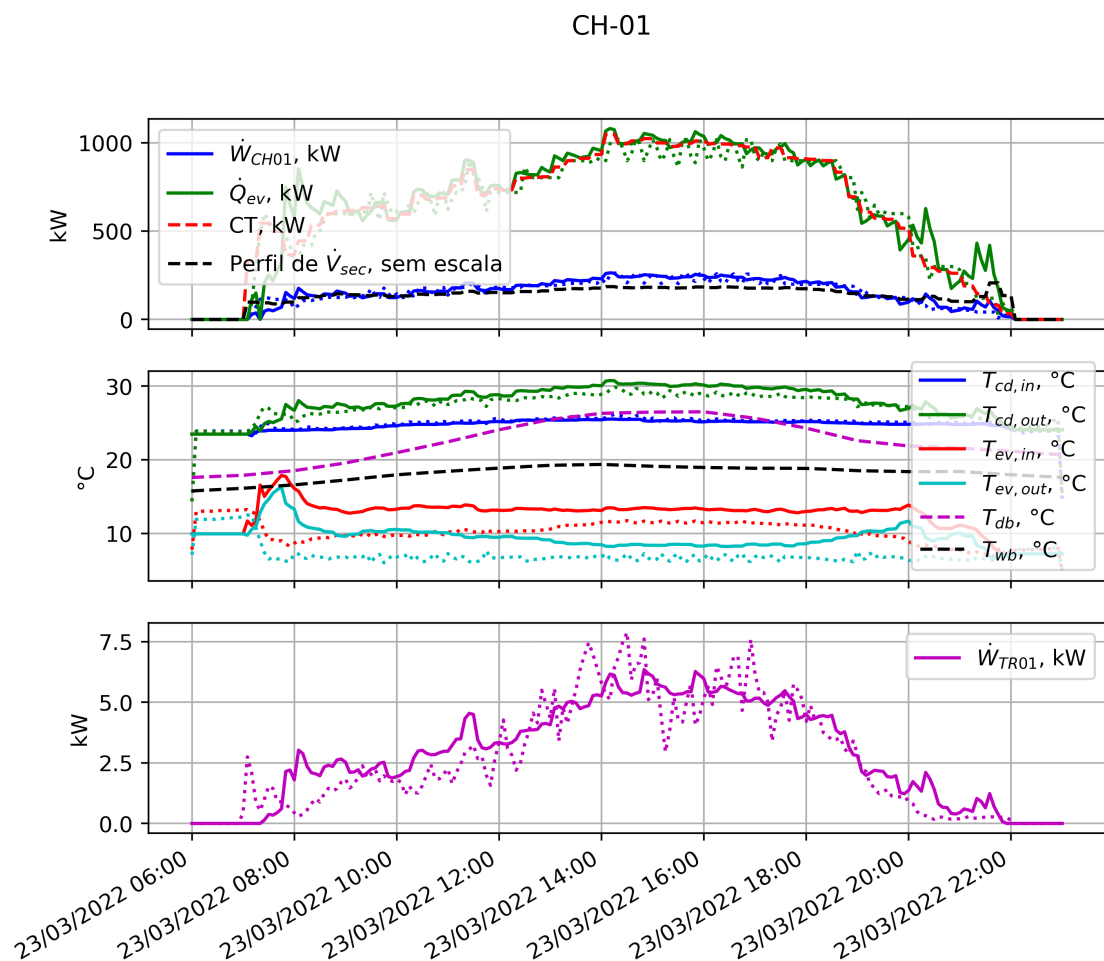


Figura 4.35: Comparativo entre os dados da simulação (linhas cheias) e os coletados no STF (linhas pontilhadas) para o chiller 1 em operação.

## CH-02

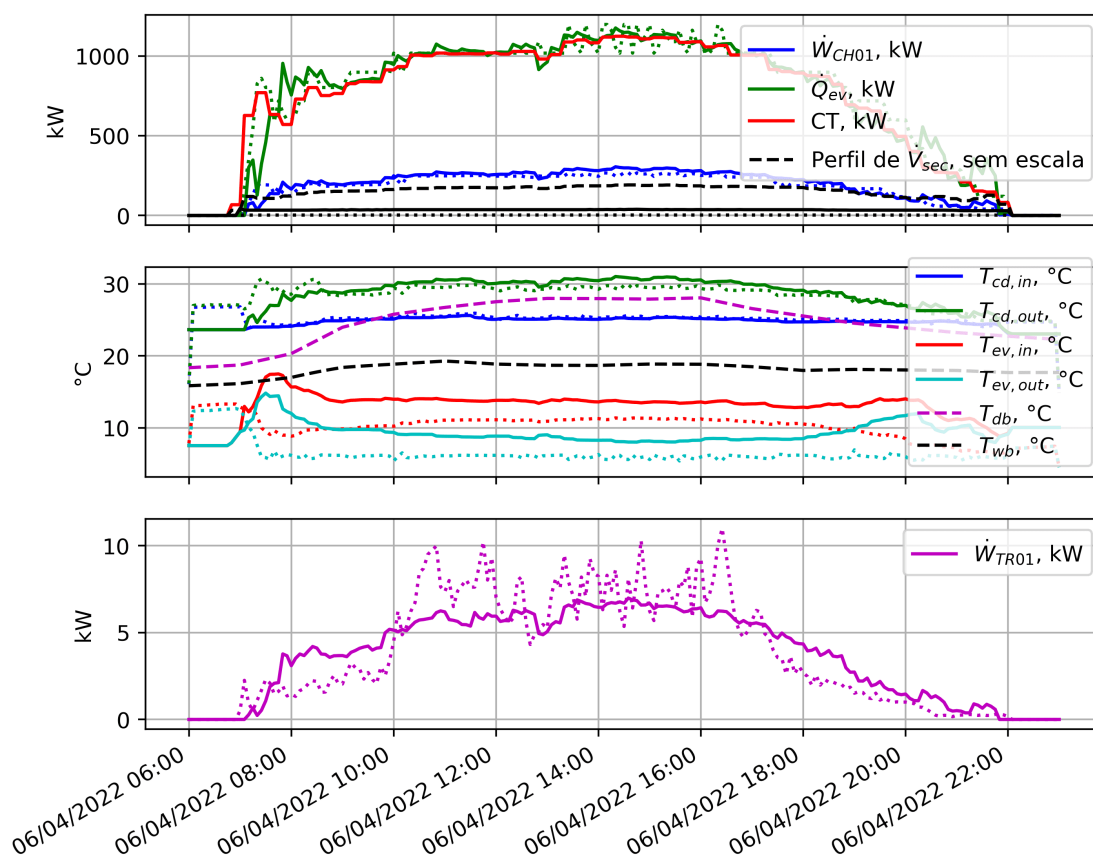


Figura 4.36: Comparativo entre os dados da simulação (linhas cheias) e os coletados no STF (linhas pontilhadas) para o chiller 2 em operação.

As figuras 4.35 e 4.36 mostram alguns dias modelo em que a simulação representa os dados reais, e observa-se coincidência aceitável de performance, fazendo do modelo aqui elaborado válido e representativo da CAG em questão. Na Figura 4.35, a diferença média entre as curvas simulada e real para a potência do chiller 1 foi de 17,71 kW, e do ventilador da torre 1 foi de 0,75 kW, o que representa 7,11 % e 5,29 % de suas potências nominais. Para o chiller 2, esses valores foram de 29,47 kW e 1,15 kW, equivalendo a 11,84 % e 8,11 % das potencias nominais. Desse modo, tem-se erros na ordem de 10%, o que é aceitável, tendo em mente os erros inerente aos cálculos de carga térmica e vazão de água gelada (Seção 4.2 e Seção 4.3). Uma possível outra fonte de erro é o uso de curvas de performance não específicas das máquinas, como as curvas CAPft e EIRfT para os chillers, e a curva de performance térmica da York para as torres. Todavia, elas apresentaram bons

resultados na previsão do comportamento dos equipamentos, conforme já mostrado, sendo então aceitáveis para uma simulação representativa da instalação real

Em uma visão panorâmica, embora seja desejável um comparativo geral durante um longo período, isso é inviável pois, como mencionado, a simulação conta com apenas um chiller operante, enquanto a instalação modelo alterna entre duas máquinas, inviabilizando a comparação de potências instante a instante, sendo restrita, então, a intervalos de tempo definidos, como períodos em que o chiller específico esteve ativado na instalação do STF. Além disso, alguns dos dados da instalação só estão disponíveis a partir de março de 2022, e também, que este trabalho está se dando em meados de abril do mesmo ano, impossibilitando uma análise comparativa em um longo de um ano completo.

Voltando a atenção ao circuito de condensação, um ponto relevante a ser mencionado é que o setpoint da água de saída das torres, que pelo memorial do projeto de automação é  $SP_{cdw} = T_{wb} + 3^{\circ}\text{C}$ , está equivocado. Pode-se perceber claramente que a curva de  $T_{cd,in} \approx T_{TR,out}$  está muito mais que  $3^{\circ}\text{C}$  acima da curva de  $T_{wb}$ . Comparando as informações desse setpoint, colhidos pelo sistema de automação entre com o valor de  $T_{wb}$  instante a instante, entre 19/03/2022 e 19/04/2022, constatou-se que o SP estava em um valor (médio) de  $6,7^{\circ}\text{C}$  acima de  $T_{wb}$ . Sendo assim, a simulação realizada nas figuras 4.35 e 4.36 se deu utilizando um artifício: configurando o SP manager da temperatura de água de condensação como sendo igual ao dado pelo sistema de automação nesse período, instante a instante, visando replicar as condições exatas de operação da CAG no período para validação do modelo. O motivo de tal diferença foi explanado pelo responsável pelo sistema de automação do STF, e existem alguns fatores que estão interferindo no setpoint da água de condensação: 1) a temperatura de bulbo úmido é calculada por uma função própria do sistema supervisor que não tem documentação detalhada de como esse cálculo é feito, mas após alguns testes, constatou-se que a temperatura de bulbo úmido é calculada considerando a pressão atmosférica como à nível do mar, o que não é o caso de Brasília e, conseqüentemente, da instalação; 2) após o cálculo deste  $T_{wb}$ , é acrescido o offset de  $3^{\circ}\text{C}$ , como mencionado na Seção 3.2, mas este resultado é, então, mapeado do intervalo  $[20,0;29,0]^{\circ}\text{C}$  para o intervalo  $[24,0;29,0]^{\circ}\text{C}$ , fazendo com que o SP não esteja exatamente  $3^{\circ}\text{C}$  acima do  $T_{wb}$  calculado, sendo este valor de  $24^{\circ}\text{C}$  um valor mínimo para o SP das torres, de modo a evitar valores demasiadamente baixos que façam a torre trabalhar em regime exaustivo, escolhido pela equipe que realizou o projeto do sistema de automação do edifício.

## 5 APLICAÇÃO DE CONTROLES INTELIGENTES

De posse de um modelo virtual da CAG real, pode-se passar agora à fase de experimentação, na qual se busca alternativas de escolha de setpoint para uma operação mais inteligente da CAG. Para isso, serão utilizadas simulações de teste (explicadas na Subseção 4.3.1) para experimentar diferentes situações na busca por reduzir o consumo energético da planta.

### 5.1 SETPOINTS FIXOS ÓTIMOS

Nessa seção visa-se explorar uma situação estática de setpoints para uma CAG operando sem estratégias de controle dinâmicas. Em outras palavras, pretende-se responder à pergunta: mantendo um mesmo valor de setpoint fixo ao longo de todo o ano, quais seriam os valores ótimos que resultam em um consumo mínimo de energia?

Essa pergunta é extremamente válida, especialmente para instalações em que não é possível alterar dinamicamente e automaticamente os setpoints (ou seja, altera-se manualmente a depender da vontade e disponibilidade do operador). Grande parte das instalações hoje conta com esse tipo de controle. Em instalações sem um sistema de automação, um técnico tem que alterar na própria Interface Homem-Máquina do chiller o setpoint da água gelada, o que faz com que, muitas vezes, prefira-se por deixar um único valor constante por todo o ano por praticidade e comodidade. Ou então, em instalações em que exista um sistema de automação, o setpoint é frequentemente dado pelo operador do sistema supervisório, cabendo a ele a decisão de mudar ou não seu valor, o que por diversas vezes resulta em um valor também fixo durante todo o ano, uma vez que carecem i) postos de trabalho para esse fim (dado que equipes de manutenção comumente tem o foco manter o equipamento funcionando, sem necessariamente avaliar se está funcionando da melhor maneira ou da maneira mais eficiente); e/ou ii) profissionais com a experiência, conhecimento e tempo necessário para realizar as análises em busca de um ou outro valor de setpoint mais adequado.

De todo modo, a análise dos setpoints ótimos tomados como fixos no tempo é uma análise simples e bastante útil para as instalações em geral, e a de referência para este



trabalho não é exceção. Portanto, partindo do modelo virtual detalhado na Capítulo 4, pode-se realizar diversas simulações de teste (vide Subseção 4.3.1) referentes ao mesmo período alterando-se unicamente os setpoints de água gelada ( $SP_{chw}$ ) e os setpoints de água de condensação ( $SP_{cdw}$ ), ou seja, o approach, para esse caso em específico. Tendo em mente que os dados de carga térmica são relativos ao ano de 2021, também as condições climáticas a que se submete o sistema devem ser as de 2021, para manter a coerência de operação.

Pôs-se então a realizar a simulações com diferentes setpoints com o auxílio da Ferramenta jEplus v2.1.0 (ZHANG, 2019), um software que permite a realização de diversas simulações do Energyplus de maneira sequencial por meio, por exemplo, de tabelas paramétricas para variáveis de interesse cujo efeito da variação se queira avaliar. Com o jEplus, fazendo o  $SP_{chw}$  variar entre 7 e 16 °C (em inetrvalos de 0,5 °C) e o approach variar entre 4 e 8 °C (também em intervalos de 0,5°C) foram, então, realizadas 171 simulações para cobrir as diferentes combinações de setpoints nos referidos intervalos. Os resultados do consumo energético anual de cada caso são apresentados nas tabelas 5.1 a 5.4.

Tabela 5.1: Consumo energético anual do chiller (CH-01) para setpoints fixos no ano de 2021, em MWh-ano

Approach, °C									
—	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0
$SP_{chw}, °C$									
7.0	516.02	522.52	530.13	538.49	547.33	556.57	566.11	575.87	585.79
7.5	511.94	518.42	526.01	534.32	543.14	552.34	561.86	571.61	581.54
8.0	507.48	513.96	521.51	529.78	538.55	547.71	557.18	566.90	576.80
8.5	503.14	509.58	517.11	525.34	534.06	543.17	552.59	562.27	572.13
9.0	498.73	505.16	512.65	520.84	529.52	538.57	547.94	557.56	567.38
9.5	494.38	500.79	508.25	516.40	525.03	534.03	543.35	552.92	562.68
10.0	490.27	496.65	504.09	512.20	520.79	529.74	539.02	548.54	558.26
10.5	486.22	492.59	499.99	508.08	516.62	525.53	534.76	544.24	553.91
11.0	482.61	488.96	496.34	504.39	512.90	521.78	530.97	540.41	550.05
11.5	479.33	485.66	493.03	501.05	509.53	518.38	527.54	536.96	546.56
12.0	476.59	482.93	490.28	498.28	506.73	515.56	524.70	534.08	543.66
12.5	474.23	480.55	487.89	495.86	504.29	513.09	522.20	531.56	541.10
13.0	472.37	478.69	486.01	493.97	502.38	511.15	520.24	529.58	539.10
13.5	471.02	477.34	484.66	492.60	500.99	509.75	518.83	528.14	537.66
14.0	470.20	476.53	483.84	491.78	500.16	508.91	517.97	527.28	536.79
14.5	469.82	476.14	483.46	491.39	499.78	508.52	517.58	526.89	536.39
15.0	469.62	475.94	483.24	491.19	499.57	508.31	517.38	526.68	536.18
15.5	470.00	476.32	483.63	491.58	499.96	508.72	517.79	527.11	536.62
16.0	470.71	477.01	484.33	492.28	500.69	509.46	518.54	527.88	537.40

Tabela 5.2: Consumo energético anual das bombas (BAGP+BAGSs+BAC) para setpoints fixos no ano de 2021, em MWh-ano

Approach, °C	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0
$SP_{chw}, °C$									
7.0	159.76	159.76	159.76	159.77	159.77	159.76	159.78	159.82	159.86
7.5	160.78	160.78	160.78	160.78	160.78	160.78	160.77	160.78	160.80
8.0	161.32	161.32	161.32	161.32	161.32	161.32	161.31	161.31	161.31
8.5	161.89	161.89	161.89	161.89	161.89	161.89	161.89	161.89	161.89
9.0	162.22	162.22	162.22	162.22	162.22	162.22	162.22	162.22	162.22
9.5	162.84	162.84	162.84	162.84	162.84	162.84	162.84	162.84	162.84
10.0	163.45	163.45	163.45	163.45	163.45	163.45	163.45	163.45	163.45
10.5	164.14	164.14	164.14	164.14	164.14	164.14	164.14	164.14	164.14
11.0	165.10	165.10	165.10	165.10	165.10	165.10	165.10	165.10	165.10
11.5	165.93	165.93	165.93	165.93	165.93	165.93	165.93	165.93	165.93
12.0	166.83	166.83	166.83	166.83	166.83	166.83	166.83	166.83	166.83
12.5	167.65	167.65	167.65	167.65	167.65	167.65	167.65	167.65	167.65
13.0	168.64	168.64	168.64	168.64	168.64	168.64	168.64	168.64	168.64
13.5	169.79	169.79	169.79	169.79	169.79	169.79	169.79	169.79	169.79
14.0	171.23	171.23	171.23	171.23	171.23	171.23	171.23	171.23	171.23
14.5	173.04	173.04	173.04	173.04	173.04	173.04	173.04	173.04	173.04
15.0	175.41	175.41	175.41	175.41	175.41	175.41	175.41	175.41	175.41
15.5	178.94	178.94	178.94	178.94	178.94	178.94	178.94	178.94	178.94
16.0	183.26	183.26	183.26	183.26	183.26	183.26	183.26	183.26	183.26

Tabela 5.3: Consumo energético anual das torres de arrefecimento (TR-01+TR-02+TR-03+TR-04) para setpoints fixos no ano de 2021, em MWh-ano

Approach, °C —— $SP_{chw}, °C$	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0
7.0	131.81	110.03	91.38	76.21	63.93	54.13	46.27	39.89	34.67
7.5	131.70	109.85	91.20	76.02	63.75	53.97	46.12	39.77	34.56
8.0	131.49	109.58	90.93	75.75	63.51	53.75	45.94	39.61	34.42
8.5	131.30	109.36	90.71	75.53	63.30	53.57	45.77	39.46	34.29
9.0	131.07	109.09	90.46	75.29	63.09	53.39	45.61	39.32	34.17
9.5	130.81	108.82	90.19	75.04	62.87	53.19	45.44	39.17	34.03
10.0	130.64	108.61	89.98	74.84	62.68	53.02	45.29	39.04	33.92
10.5	130.44	108.39	89.75	74.61	62.48	52.84	45.13	38.90	33.79
11.0	130.29	108.23	89.59	74.45	62.33	52.71	45.02	38.79	33.70
11.5	130.16	108.07	89.42	74.28	62.17	52.57	44.89	38.68	33.61
12.0	130.04	107.93	89.27	74.13	62.05	52.46	44.79	38.60	33.53
12.5	129.97	107.81	89.14	73.99	61.92	52.35	44.69	38.51	33.45
13.0	129.94	107.74	89.06	73.90	61.84	52.28	44.63	38.46	33.40
13.5	129.92	107.70	88.99	73.84	61.78	52.22	44.59	38.41	33.36
14.0	129.95	107.71	88.98	73.82	61.76	52.20	44.57	38.39	33.35
14.5	130.01	107.73	88.99	73.83	61.76	52.20	44.56	38.39	33.34
15.0	130.07	107.78	89.04	73.87	61.79	52.22	44.58	38.41	33.36
15.5	130.22	107.95	89.21	74.02	61.91	52.32	44.67	38.48	33.43
16.0	130.36	108.13	89.40	74.19	62.05	52.44	44.77	38.58	33.51

Tabela 5.4: Consumo energético anual total da CAG para setpoints fixos no ano de 2021, em MWh-ano

Approach, °C	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0
$SP_{chw}, °C$									
7.0	807.59	792.31	781.28	774.46	771.03	770.46	772.16	775.59	780.31
7.5	804.41	789.05	777.98	771.12	767.67	767.09	768.75	772.16	776.90
8.0	800.29	784.85	773.76	766.85	763.38	762.78	764.43	767.82	772.54
8.5	796.33	780.84	769.71	762.76	759.26	758.63	760.26	763.63	768.31
9.0	792.03	776.48	765.34	758.36	754.83	754.18	755.78	759.11	763.76
9.5	788.03	772.45	761.28	754.29	750.74	750.06	751.63	754.93	759.56
10.0	784.35	768.71	757.51	750.49	746.92	746.21	747.76	751.03	755.63
10.5	780.79	765.11	753.88	746.83	743.24	742.51	744.04	747.28	751.85
11.0	777.99	762.29	751.03	743.94	740.33	739.59	741.09	744.31	748.85
11.5	775.41	759.66	748.38	741.26	737.63	736.88	738.36	741.57	746.09
12.0	773.46	757.68	746.38	739.24	735.61	734.85	736.32	739.51	744.02
12.5	771.84	756.01	744.67	737.50	733.86	733.08	734.54	737.71	742.20
13.0	770.95	755.08	743.71	736.52	732.86	732.07	733.52	736.68	741.15
13.5	770.73	754.83	743.44	736.23	732.56	731.76	733.20	736.35	740.81
14.0	771.38	755.46	744.04	736.82	733.14	732.33	733.76	736.90	741.36
14.5	772.87	756.91	745.49	738.26	734.57	733.76	735.19	738.32	742.78
15.0	775.09	759.13	747.69	740.46	736.76	735.94	737.36	740.50	744.95
15.5	779.16	763.21	751.78	744.53	740.81	739.98	741.40	744.54	748.99
16.0	784.33	768.41	756.99	749.73	746.00	745.16	746.58	749.71	754.17

Na busca pelo ponto ótimo, rapidamente se percebe pela Tabela 5.4 que ele existe e está situado para um  $SP_{chw}$  e um approach de aproximadamente 13,5 e 6,5 °C, respectivamente. A presença de um mínimo global para as duas variáveis revela presença simultânea do trade-off no par chiller-BAGSs e do trade-off no par chiller-torres, como será ainda discutido mais adiante.

No tocante ao chiller (Tabela 5.1), elemento central da CAG, o efeito das temperaturas de água gelada ( $SP_{chw}$ ) e da água de condensação ( $SP_{cdw} = T_{wb} + approach$ ) se revelam como esperado, pois é sabido que menores  $SP_{chw}$  resultam em maiores consumos do chiller, e o inverso ocorre para o  $SP_{cdw}$  (Capítulo 2), portanto, do ponto de vista do chiller, a melhor situação é aquela em que a água gelada é menos gelada e a água de condensação é menos quente, conforme mostra a tabela. No contexto das simulações virtuais, tais resultados advêm das equações de performance térmica do chiller em questão, conforme já abordado na Seção 4.4, em que a capacidade de refrigeração e o EIR do chiller são calculados em função das temperaturas da água que deixa o evaporador ( $SP_{chw}$ ) e entra no condensador

( $SP_{cdw}$ ), conforme mostram a Figura 4.20 e a Figura 4.23. Com isso, pode-se dizer que o efeito de potência elétrica instantânea dessas curvas de performance também se refletem no resultado final do período em que foram aplicadas.

Já para as bombas e para as torres, não há influência simultânea e significativa de ambos os setpoints em seus consumos de energia. Isso ocorre pois os circuitos de água gelada e de água de condensação são relativamente independentes, de modo que o  $SP_{cdw}$  não afeta as BAGSs e o  $SP_{chw}$  pouco afeta as torres. O elemento que une tais circuitos é o chiller, que é o responsável por transferir calor de um circuito ao outro, e ele se ajusta para mantê-los independentes às custas de seu trabalho.

Falando agora sobre as torres e observando a Tabela 5.3, pode-se ver que o comportamento dominante é no sentido do approach. Quanto maior o approach, menos a torre tem que resfriar a água, conseqüentemente, menos energia nos ventiladores é necessária. Isso ocorre tanto no nível instantâneo - com a potência - quanto em todo o período observado, consolidando a ideia de que approachs maiores resultam em economia de energia da torre ao longo prazo.

Já no tocante às bombas, a Tabela 5.2 traz o consumo do conjunto de bombas, mas dentre elas, apenas nas BAGSs há o controle de rotação, portanto, todas as variações observadas na tabela são atribuídas a esse conjunto, enquanto as outras bombas mantêm rotação constante e, com isso, consumo energético constante independente do caso. Como já mencionado tanto na Capítulo 2 quanto na Seção 4.3, a BAGS sofre influencia direta da temperatura da água gelada, pois quanto mais fria é a água, menos a vazão o sistema requer, portanto, menos trabalho nessa bomba. Como observado na tabela, o consumo total das bombas reduz à medida que o  $SP_{chw}$  diminui, sendo possível, então, visualizar o efeito da redução desse setpoint para economia de energia em relação às bombas no longo prazo.

No consumo global da CAG (Tabela 5.4), que é a soma das tabelas 5.1, 5.2 e 5.3, pode-se perceber o efeito combinado das temperaturas e os incrementos/decrementos no sistema. À medida que o approach aumenta, o consumo do chiller aumenta e o das torres reduz, caracterizando um dos trade-offs mencionados, resultando em um mínimo nessa direção para um approach de  $6,5^{\circ}\text{C}$ . Em respeito ao  $SP_{chw}$ , um aumento nessa variável reduz o consumo do chiller mas aumenta o consumo das bombas, concretizando o outro trade-off do sistema, resultando também em um mínimo nessa direção em  $SP_{chw} = 13,5^{\circ}\text{C}$ . O efeito combinado de ambos é o mínimo global na intersecção desses dois valores, gerando o

menor consumo possível para esse sistema na condição de setpoints fixos, que é de 731,76 MWh para o ano em questão. Interessante notar que a diferença entre o máximo consumo observado e o mínimo é de 73,83 MWh, equivalente a aproximadamente a 10% do maior valor, ou seja, é possível se reduzir o consumo em até 10% a depender das condições atuais de operação.

Certamente a operação atual da CAG do STF não está nesse ponto deveras ineficiente, mas sim apresenta  $SP_{chw} = 7,0^{\circ}\text{C}$  e  $approach \approx 6,7^{\circ}\text{C}$ , que pela Tabela 5.4 equivale a um consumo anual de aproximadamente 770,46 MWh. Desse modo, a opção por se alterar o setpoint para aqueles ótimos apresentados resultaria em uma economia de energia de cerca de 5%. Em termos monetários, considerando a atual tarifa de energia elétrica da concessionária de R\$ 0,52505 por kWh (NEOENERGIA, 2022), tem-se uma economia anual de R\$ 20.319,44, o equivalente a uma economia média mensal de R\$ 1.693,29.

Vale mencionar que o approach utilizado hoje na instalação já está próximo ao ideal (com as ressalvas do mapeamento de intervalo descrita na Seção 4.10), mas em relação ao  $SP_{chw}$ , existe uma distancia grande entre o operante e o ideal. Contudo, no que diz respeito a esse setpoint, não é tão simples mudá-lo para o mostrado como ótimo. Ingenuamente poderia-se pensar que deve-se de imediato mudar a operação e adotar  $13,5^{\circ}\text{C}$  como o novo setpoint da água gelada, mas há certas complicações em assim o fazer. A primeira é a integridade física do sistema, pois a depender do sistema de tubulações e serpentinas, estas não podem não ter projetadas para lidar com a vazão tão superior exigida por tal temperatura ( $\approx 76,5\%$  maior, segundo a Equação 4.15), tanto na questão da perda de carga, troca térmica e até mesmo forças de inércia em desvios da tubulação. Além disso, temperaturas muito altas na água da serpentina podem resultar em uma desumidificação incipiente do ambiente climatizado, fugindo do conforto térmico do ponto de vista da umidade relativa. Padrões usuais de água gelada compreendem temperaturas de 5 a  $10^{\circ}\text{C}$  (ASHRAE, 2019), sendo os extremos tão mais indesejáveis quanto menos informações se tem sobre as condições do ar nos ambientes.

Portanto, embora do ponto de vista energético da CAG a melhor temperatura seja  $13,5^{\circ}\text{C}$ , pode ser que esta não seja adequada às condições do ar dos ambientes, necessitando de análises mais aprofundadas sobre o tema. Tais análises devem envolver a qualidade do ar interior e a relação de troca de calor e desumidificação das serpentinas a depender da temperatura da água gelada, que fogem do escopo deste trabalho, que tem como objetivo analisar a CAG em específico (tratando o edifício como uma grande "caixa-preta"). No

entanto, já é possível à equipe técnica do STF a avaliação e realização de alguns ajustes, pois como mostrado, quanto maior o setpoint maior também é a economia de energia. Pode-se, por exemplo, avaliar um ambiente crítico climatizado e ir aumentando gradualmente a temperatura da água gelada até o ponto em que a temperatura do ambiente esteja adequado, bem como a umidade relativa, desejando-se obter a maior abertura de válvula do fancoil possível, de modo que este, a uma dada carga térmica, esteja requerendo do sistema máxima utilização de água (com a água menos gelada possível) enquanto mantém o conforto térmico interior. Visto de outra maneira, tem-se o fancoil mais crítico atuando nas condições mais favoráveis à CAG possíveis. Deve-se atentar, no entanto, ao consumo dos ventiladores no edifício, pois o consumo deste grupo pode ser incorporado à análise do consumo energético mínimo do edifício como um todo.

Outra maneira seria automatizar todo esse processo por meio de um controle (PID, por exemplo) que ajuste a temperatura de água à máxima possível de modo a manter a temperatura e umidade da sala em níveis adequados e mantendo-se a válvula de controle 100% aberta, resultando então no maior setpoint possível e, conseqüentemente, maior economia. Isto é, se a válvula está parcialmente fechada ou a temperatura do ar abaixo do desejado ou a umidade do ar está abaixo do ideal, ordena-se o aumento do setpoint da água para maximizar o aproveitamento tanto do fancoil (com a máxima abertura da válvula) quanto da CAG (com o maior setpoint possível). Além disso, essa abordagem não exige conhecimento *a priori* dos fenômenos térmicos relativos à qualidade do ar ou à serpentina, baseando-se apenas em dados de sensores que atualizariam, em tempo real, o setpoint da água gelada para o melhor possível do ponto de vista da CAG. Não se trataria, porém, de um controle estático como esta seção sugere, mas sim variante no tempo, e também mais eficiente. Mas na ausência de tal sistema, realizar tal procedimento, mesmo que manualmente, em horários e dias específicos e variados pode dar a base para um trabalho estatístico para se determinar o maior setpoint possível que se mantenha fixo ao longo do ano. Uma abordagem de controle dinâmico alternativa pode ser encontrada na Seção 5.2

## 5.2 SETPOINTS DINÂMICOS ÓTIMOS

Nessa seção, o objetivo é aplicar o algoritmo de controle descrito na Subseção 2.3.1 para realizar uma otimização dinâmica do controle de setpoints da CAG. Em outras palavras,

busca-se um esquema de controle que possa modificar os setpoints ao longo do tempo, de modo a mantê-los na condição ótima a todo instante. A condição de "ótimo" seria então aquela que apresenta o menor consumo de energia elétrica da planta como um todo, resultando no conseqüente consumo mínimo de energia da planta não só a nível instantâneo mas também no longo prazo, dado que o consumo energético advém da integração da potência elétrica consumida no tempo.

Para poder experimentar tal estratégia de controle, primeiro será construída uma base de dados advindos de simulações de testes que irão fornecer dados suficientes para uma regressão em busca dos coeficientes da Equação 2.1. Na sequência, a equação de ponto ótimo (Equação 2.3) será aplicada dentro de uma simulação do EnergyPlus por meio de uma rotina EMS, e os resultados serão avaliados e comparados com os casos de setpoints fixos da Seção 5.1.

Mas antes de entrar nos detalhes dessas simulações, é preciso definir quais serão as variáveis de controle  $\mathbf{u}$ , e sem controle  $\mathbf{f}$  a serem utilizadas na Equação 2.1. Os setpoints são as variáveis de controle por excelência, portanto, o setpoint da água gelada será um dos integrantes de  $\mathbf{u}$ , e o outro será a outra variável de controle tida como input no sistema de automação do STF: o approach. Para as variáveis sem controle, logicamente deve-se situar as condições em que a planta está submetida, isto é, as condições de trabalho impostas a ela, que no caso são a carga térmica ( $CT$ ) e a temperatura de bulbo úmido  $T_{wb}$ .

Com isso, a definição e nomenclatura de variáveis a ser seguida nas próximas subseções é a dada na Equação 5.1.

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} SP_{chw} \\ Approach \end{bmatrix} \quad e \quad \mathbf{f} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} CT \\ T_{wb} \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

### 5.2.1 Elaboração da base de dados para regressão

Para a determinação dos diversos coeficientes da Equação 2.1, é preciso uma ampla base de dados que contemple todo o intervalo de variáveis. Como  $J = f(u_1, u_2, f_1, f_2)$ , precisa-se de diferentes pontos  $(u_1, u_2, f_1, f_2)$  bem distribuídos em todo o domínio. Nesse sentido, é necessário ressaltar a importância disto: não basta que as variáveis assumam valores dispersos em seus domínios, é preciso variação e dispersão de tal forma que se obtenha



todas as possíveis combinações de cada uma das quatro variáveis dentro de cada um dos seus domínios.

Para obter tal base de dados, séries de simulações de teste podem ser utilizadas, cada uma utilizando diferentes combinações das quatro variáveis. A cada simulação, os dados de potência e temperaturas serão salvos a cada minuto em arquivo de resultados para posterior análise em programa Python para regressão. Entretanto, é impraticável que cada simulação individual contemple a variação de uma única variável, pois para cobrir todos os domínios, muita memória computacional para armazenamento dos dados seria necessária. Portanto, uma alternativa mais simples foi elaborada.

Busca-se que, dentro de uma simulação individual, no decorrer de um único dia simulado, três das variáveis permaneçam constantes, enquanto a quarta varie. No dia seguinte, muda-se uma das três variáveis fixas em um incremento, e repita-se o processo da variação da quarta, como no dia anterior. Ao término do ano, pode-se cobrir diversas combinações das 4 variáveis em uma única simulação, economizando tempo e memória computacional. Para realizar tal tarefa, propõe-se o seguinte modelo:

- Em cada mês, um único valor de  $CT$  ( $f_1$ ) será imposto;
- Nesse mês, durante cada 6 dias (aproximadamente a cada semana), um único valor de  $approach$  ( $u_2$ ) será imposto;
- Nessa semana, cada dia da semana será imposto um valor de  $SP_{chw}$  ( $u_1$ );
- Nesse dia,  $T_{wb}$  ( $f_w$ ) variará conforme as condições climáticas daquele dia;
- Para levar em conta a mudança dos valores típicos de  $T_{wb}$  nas estações do ano, propõe-se que o processo mensal de mudança de carga térmica se repita a cada 6 meses, isto é, janeiro e julho são submetidos às mesmas condições de  $CT$ , assim como fevereiro e agosto etc. Com isso, tem-se duplicidade de *ranges* para  $T_{wb}$  para as mesmas condições de  $SP_{chw}$ ,  $approach$  e  $CT$  em diferentes estações do ano.

No tocante à divisão mensal em períodos de 6 dias (ao invés de 7), há uma ressalva: não há garantias que sejam percorridos todos os dias da semana no intervalo (dada a existencia de fins de semana), mas a maior parte será compreendida e considerada para os dados resultantes. Isso foi feito para reduzir o número de simulações necessárias e, principalmente,

reduzir a quantidade de dados a ser analisada pelo programa de regressão, pois este acumula todos os dados simultaneamente e trabalha em uma regressão de 15 coeficientes, requerendo capacidade razoável de memória RAM.

Para melhor compreender essa divisão anual, em que cada período compreenderá um valor diferente de cada variável ( $u_1, u_2, f_1, f_2$ ), o diagrama da Figura 5.1 foi elaborado. Nele é possível ver, por exemplo, que cada dia da semana terá um valor de  $SP_{chw}$  diferente (representado por círculos de tons diferentes de cinza), cada período de 6 dias terá um valor de  $approach$  diferente (representado por cada retângulo chanfrado de diferentes tons de laranja), cada mês terá um valor de  $CT$  diferente (representado por cada retângulo arredondado com diferentes tons de azul e verde), e a cada 6 meses tudo se repete para se levar em conta fatores sazonais (representado pelos grandes retângulos de amarelo e vermelho).

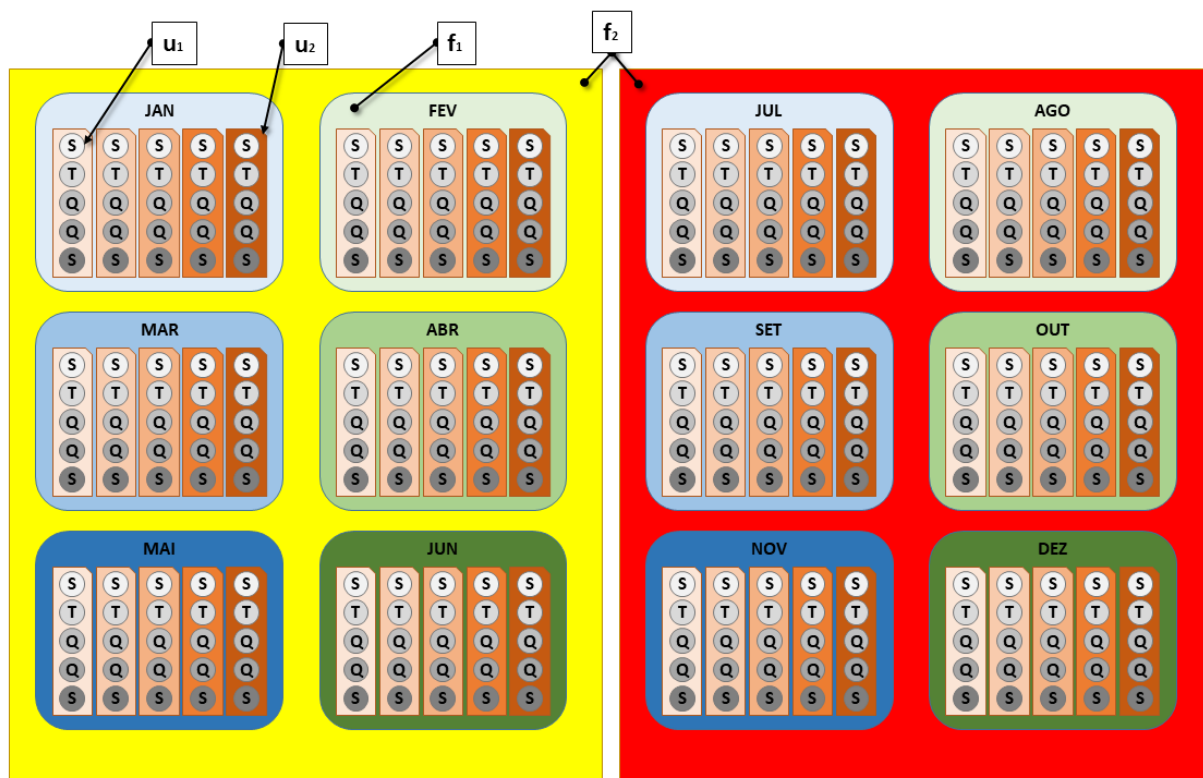


Figura 5.1: Diagrama esquemático da divisão anual. Cada forma geométrica é uma unidade de subdivisão, e cada cor representa um valor da variável correspondente à respectiva subdivisão.

Com isso, pode-se abranger todas as possíveis combinações de  $(u_1, u_2, f_1, f_2)$ , mas com uma restrição: cada simulação só poderá abranger 5 valores de  $u_1$  (dado que só existem 5 dias na semana), 5 valores de  $u_2$  (pois cada mês só admite 5 períodos de 6 dias) e 6 valores de  $f_1$  (pois cada semestre conta com apenas 6 meses), estando  $f_2$  bem abrangido, pois percorrerá,

em cada dia, todo o seu intervalo de operação, seja no período do retângulo amarelo, seja no vermelho mostrado na Figura 5.1. Isso exposto, caso se queira experimentar outros cenários, como por exemplo, outros 5 valores de  $u_1$ , deverá ser realizada outra simulação, mudando apenas os 5 valores de  $u_1$  enquanto mantém-se os outros como estão. Nesse estudo, se quer explorar: valores de  $u_1$  entre 4 e 18°C, de 1 em 1°C; valores de  $u_2$  entre 2 a 10,4°C, de 0,6 em 0,6°C; e valores de  $f_1$  entre 0 e 1200 kW, de 100 em 100 kW, enquanto  $f_2$  varia livremente segundo o arquivo climático. Portanto, são necessários 15 valores de  $u_1$ , 15 de  $u_2$  e 12 de  $f_1$ . Como em cada simulação podem ser inseridos apenas 5 valores de  $u_1$ , 5 de  $u_2$  e 6 de  $f_1$ , serão necessários um total de 18 simulações para abranger todas as possíveis combinações do quarteto  $(u_1, u_2, f_1, f_2)$ . A Tabela 5.5 mostra os valores impostos a cada variável em cada uma das 18 simulações realizadas. À luz da Figura 5.1, pode-se exemplificar a situação da seguinte forma: na simulação de numero 1, os meses de janeiro e julho terão  $CT = 100kW$ , fevereiro e agosto terão  $CT = 200kW$ , março e setembro terão  $CT = 300kW$  etc; todos os primeiros 6 dias de cada mês terão um  $approach = 2.0^\circ C$ , do dia 7 ao 12,  $approach = 2.6^\circ C$ , do dia 13 ao 18,  $approach = 3.2^\circ C$  etc; e todas as segundas-feiras terão  $SP_{chw} = 4.0^\circ C$ , terças terão  $SP_{chw} = 5.0^\circ C$ , quartas terão  $SP_{chw} = 6^\circ C$  etc.

Tabela 5.5: Combinações de  $u_1$ ,  $u_2$  e  $f_1$  abrangidas em cada simulação de teste para formação da base de dados para posterior regressão.

Simulação N°	$SP_{chw}$ abrangidos	$approachs$ abrangidos	$CTs$ abrangidas
1	4.0, 5.0, 6.0, 7.0 e 8.0 °C	2.0, 2.6, 3.2, 3.8 e 4.4 °C	100, 200, 300, 400, 500 e 600 kW
2	9.0, 10.0, 11.0, 12.0 e 13.0 °C	2.0, 2.6, 3.2, 3.8 e 4.4 °C	100, 200, 300, 400, 500 e 600 kW
3	14.0, 15.0, 16.0, 17.0 e 18.0 °C	2.0, 2.6, 3.2, 3.8 e 4.4 °C	100, 200, 300, 400, 500 e 600 kW
4	4.0, 5.0, 6.0, 7.0 e 8.0 °C	5.0, 5.6, 6.2, 6.8 e 7.4 °C	100, 200, 300, 400, 500 e 600 kW
5	9.0, 10.0, 11.0, 12.0 e 13.0 °C	5.0, 5.6, 6.2, 6.8 e 7.4 °C	100, 200, 300, 400, 500 e 600 kW
6	14.0, 15.0, 16.0, 17.0 e 18.0 °C	5.0, 5.6, 6.2, 6.8 e 7.4 °C	100, 200, 300, 400, 500 e 600 kW
7	4.0, 5.0, 6.0, 7.0 e 8.0 °C	8.0, 8.6, 9.2, 9.8 e 10.4 °C	100, 200, 300, 400, 500 e 600 kW
8	9.0, 10.0, 11.0, 12.0 e 13.0 °C	8.0, 8.6, 9.2, 9.8 e 10.4 °C	100, 200, 300, 400, 500 e 600 kW
9	14.0, 15.0, 16.0, 17.0 e 18.0 °C	8.0, 8.6, 9.2, 9.8 e 10.4 °C	100, 200, 300, 400, 500 e 600 kW
10	4.0, 5.0, 6.0, 7.0 e 8.0 °C	2.0, 2.6, 3.2, 3.8 e 4.4 °C	700, 800, 900, 1000, 1100 e 1200 kW
11	9.0, 10.0, 11.0, 12.0 e 13.0 °C	2.0, 2.6, 3.2, 3.8 e 4.4 °C	700, 800, 900, 1000, 1100 e 1200 kW
12	14.0, 15.0, 16.0, 17.0 e 18.0 °C	2.0, 2.6, 3.2, 3.8 e 4.4 °C	700, 800, 900, 1000, 1100 e 1200 kW
13	4.0, 5.0, 6.0, 7.0 e 8.0 °C	5.0, 5.6, 6.2, 6.8 e 7.4 °C	700, 800, 900, 1000, 1100 e 1200 kW
14	9.0, 10.0, 11.0, 12.0 e 13.0 °C	5.0, 5.6, 6.2, 6.8 e 7.4 °C	700, 800, 900, 1000, 1100 e 1200 kW
15	14.0, 15.0, 16.0, 17.0 e 18.0 °C	5.0, 5.6, 6.2, 6.8 e 7.4 °C	700, 800, 900, 1000, 1100 e 1200 kW
16	4.0, 5.0, 6.0, 7.0 e 8.0 °C	8.0, 8.6, 9.2, 9.8 e 10.4 °C	700, 800, 900, 1000, 1100 e 1200 kW
17	9.0, 10.0, 11.0, 12.0 e 13.0 °C	8.0, 8.6, 9.2, 9.8 e 10.4 °C	700, 800, 900, 1000, 1100 e 1200 kW
18	14.0, 15.0, 16.0, 17.0 e 18.0 °C	8.0, 8.6, 9.2, 9.8 e 10.4 °C	700, 800, 900, 1000, 1100 e 1200 kW
19	4.0, 5.0, 6.0, 7.0 e 8.0 °C	2.0, 3.0, 4.0, 5.0 e 6.0 °C	Perfil STF 2021
20	9.0, 10.0, 11.0, 12.0 e 13.0 °C	2.0, 3.0, 4.0, 5.0 e 6.0 °C	Perfil STF 2021
21	14.0, 15.0, 16.0, 17.0 e 18.0 °C	2.0, 3.0, 4.0, 5.0 e 6.0 °C	Perfil STF 2021
22	4.0, 5.0, 6.0, 7.0 e 8.0 °C	7.0, 8.0, 9.0, 10.0 e 11.0 °C	Perfil STF 2021
23	9.0, 10.0, 11.0, 12.0 e 13.0 °C	7.0, 8.0, 9.0, 10.0 e 11.0 °C	Perfil STF 2021
24	14.0, 15.0, 16.0, 17.0 e 18.0 °C	7.0, 8.0, 9.0, 10.0 e 11.0 °C	Perfil STF 2021

Afim de complementar os dados, simulações com o perfil de carga térmica padrão do edifício (conforme calculado na Seção 4.2) foram utilizado, variando-se penas  $u_1$  e  $u_2$  nos intervalos mostrados na Tabela 5.5 com os valores típicos de carga térmica anuais e suas respectivas combinações com os valores de  $T_{wb}$ . Portanto, além das 18 simulações descritas, foram adicionadas mais 6 referentes à  $CT$  padrão com o foco na variação apenas nas variáveis de contorle  $\mathbf{u}$ . Com isso, atingiu-se o limite de memória que o computador disponível para a regressão (melhor explicada na Subseção 5.2.2) era capaz de lidar.

### 5.2.2 Regressão e análise do comportamento da função obtida

De posse dos numerosos dados coletados na Subseção 5.2.1, pode-se elaborar um programa em Python para a obtenção dos coeficientes da Equação 2.1 (código na Seção I.5). São, no total, 15 coeficientes a se determinar, pois tanto  $\widehat{\mathbf{A}}$  quanto  $\widehat{\mathbf{C}}$  podem ser simétricas. A regressão foi feita apenas sobre os dados que refletem a CAG em operação, isto é, desconsiderou-se momentos em que não havia demanda do sistema ( $CT = 0$  kW), ou quando a CAG não era capaz de satisfazer as condições impostas, como a impossibilidade de manter-se a água gelada extremamente gelada enquanto a água de condensação não estava suficientemente resfriada, resultado no desligamento de segurança; em resumo, excluiu-se todas as situações em que  $\dot{W}_{chiller} = 0$ . Os coeficientes encontrados estão mostrados nas Equações 5.2 a 5.7, para  $J$  em kW,  $u_1$  em °C,  $u_2$  em °C,  $f_1$  em kW e  $f_2$  em °C.

$$J(\mathbf{f}, M, \mathbf{u}) = \mathbf{u}^T \widehat{\mathbf{A}} \mathbf{u} + \widehat{\mathbf{b}}^T \mathbf{u} + \mathbf{f}^T \widehat{\mathbf{C}} \mathbf{f} + \widehat{\mathbf{d}}^T \mathbf{f} + \mathbf{f}^T \widehat{\mathbf{E}} \mathbf{u} + \widehat{g}$$

$$\widehat{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{12} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2,923\ 89 \times 10^{-1} & -5,491\ 36 \times 10^{-3} \\ -5,491\ 36 \times 10^{-3} & 9,574\ 09 \times 10^{-1} \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

$$\widehat{\mathbf{b}} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -6,053\ 20 \\ -2,317\ 49 \times 10^1 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

$$\widehat{\mathbf{C}} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{12} & c_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3,734\ 78 \times 10^{-5} & 2,577\ 10 \times 10^{-3} \\ 2,577\ 10 \times 10^{-3} & 2,783\ 96 \times 10^{-1} \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

$$\hat{\mathbf{d}} = \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,465\,73 \times 10^{-1} \\ -1,273\,68 \times 10^1 \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

$$\hat{\mathbf{E}} = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} \\ e_{21} & e_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2,034\,22 \times 10^{-3} & 8,480\,28 \times 10^{-4} \\ -1,890\,19 \times 10^{-3} & 5,410\,18 \times 10^{-1} \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

$$\hat{g} = 2,510\,88 \times 10^2 \quad (5.7)$$

Em relação ao conjunto de todas as simulações, ou seja, as simulações de 1 a 24 da Tabela 5.5, a média do módulo dos erros da Equação 2.1 foi de 6,77 kW, enquanto para apenas as simulações de número 19 a 24 (com os dados de CT referente ao ano de 2021 do STF), tal erro foi de 12,89 kW. São erros consideravelmente pequenos quando comparado à potência máxima instalada, de 464 kW, confirmando que, mesmo com a simplicidade biquadrática da referida equação, ela é suficiente e adequada para se retratar a complexidade de uma central de água gelada.

Para melhor compreender e visualizar o comportamento da função e seu ajuste aos dados, pode-se elaborar gráficos para valores específicos de  $f_1$  e de  $f_2$ , para entender qual é o comportamento da potência da planta para os diferentes valores de setpoint ( $u_1$  e  $u_2$ ). As Figuras 5.2 a 5.5 mostram o ajuste em diversos cenários de valores de  $f_1$  e  $f_2$ , envolvendo as simulações 1 a 24 ou 19 a 24 (Tabela 5.5). Nelas é possível ver que existe um mínimo na função (marcado em preto), como era esperado, que advém dos trade-offs discutidos na Capítulo 2. Além disso, os erros, em todos os casos, estão dentro de uma margem pequena e aceitável, de cerca de  $\pm 20\text{kW}$ . É possível ver que o regime estável de carga térmica das simulações 1 a 18 resulta em um comportamento muito mais padronizado (mais visível nos erros das Figuras 5.2, 5.4 e 5.5), o que auxiliou o programa de regressão a obter resultados mais consistentes para situações diferentes do padrão de carga térmica do edifício em 2021 (simulações 19 a 24), possibilitando que novas simulações, com diferentes perfis de CT sejam contempladas por essa equação.

$$f_1 = 800.0 \pm 25.0 \text{ kW e } f_2 = 18.0 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

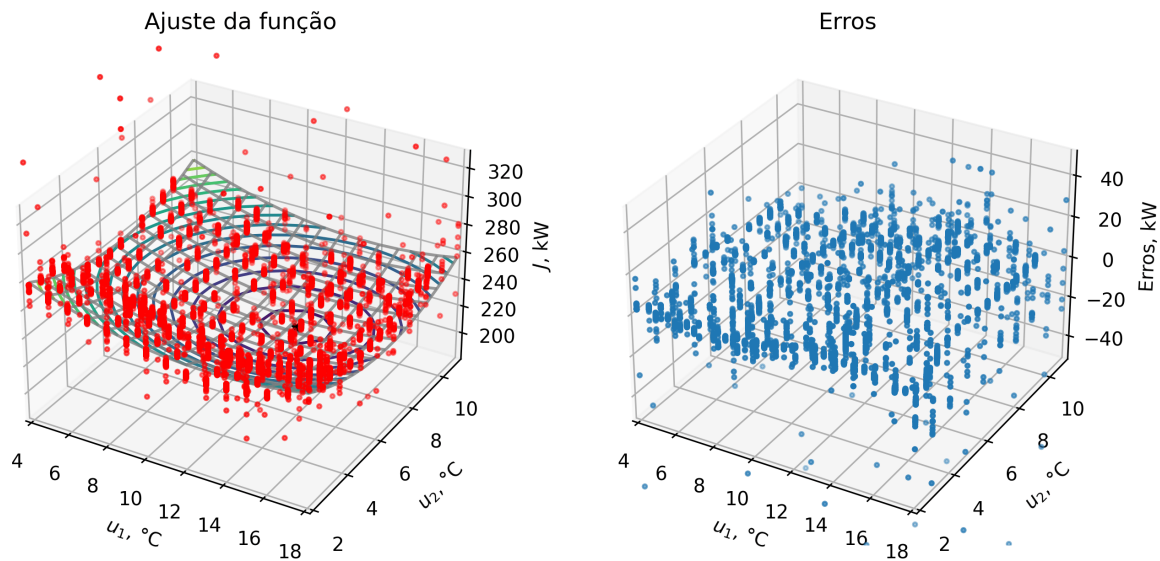


Figura 5.2: Ajuste e erros para as simulações 1 a 24, com  $f_1 = 800 \text{ kW}$  e  $f_2 = 18^\circ\text{C}$

$$f_1 = 800.0 \pm 25.0 \text{ kW e } f_2 = 18.0 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

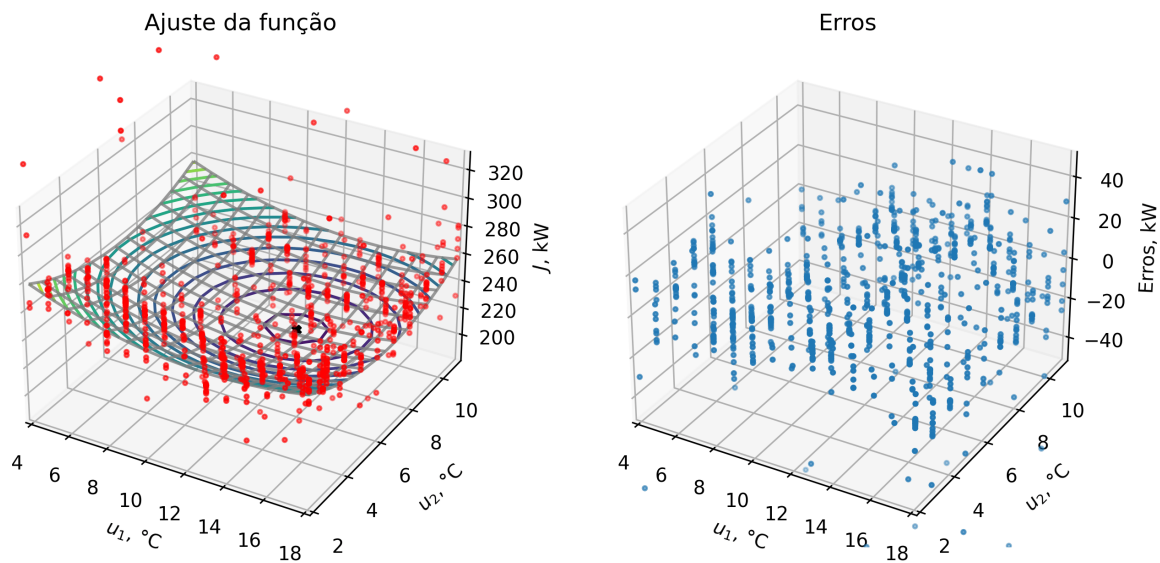


Figura 5.3: Ajuste e erros para as simulações 19 a 24, com  $f_1 = 800 \text{ kW}$  e  $f_2 = 18^\circ\text{C}$

$$f_1 = 400.0 \pm 25.0 \text{ kW e } f_2 = 18.0 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

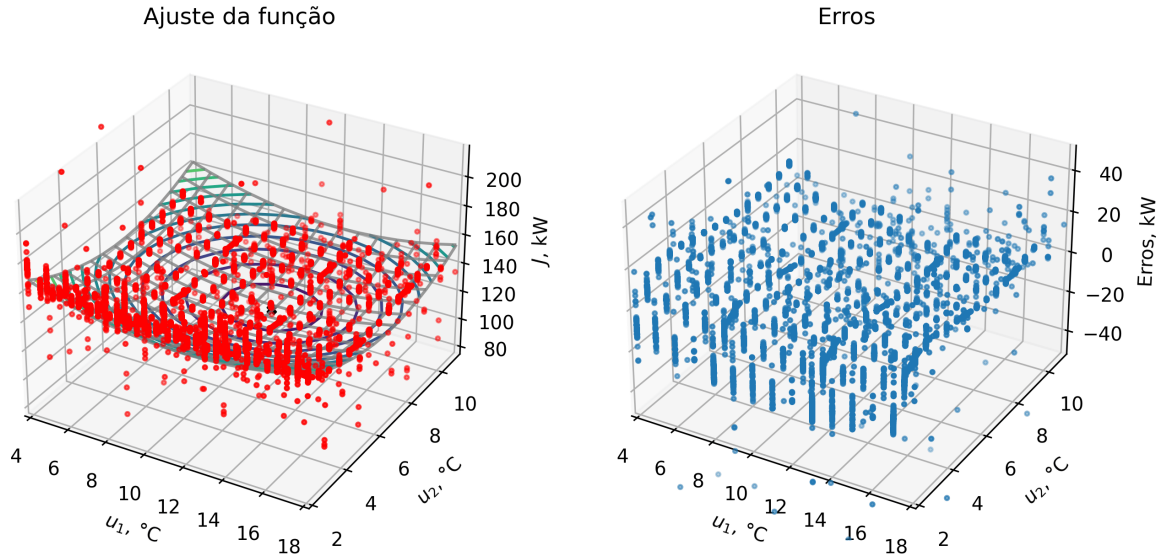


Figura 5.4: Ajuste e erros para as simulações 1 a 24, com  $f_1 = 400 \text{ kW}$  e  $f_2 = 18^\circ\text{C}$

$$f_1 = 400.0 \pm 25.0 \text{ kW e } f_2 = 16.0 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

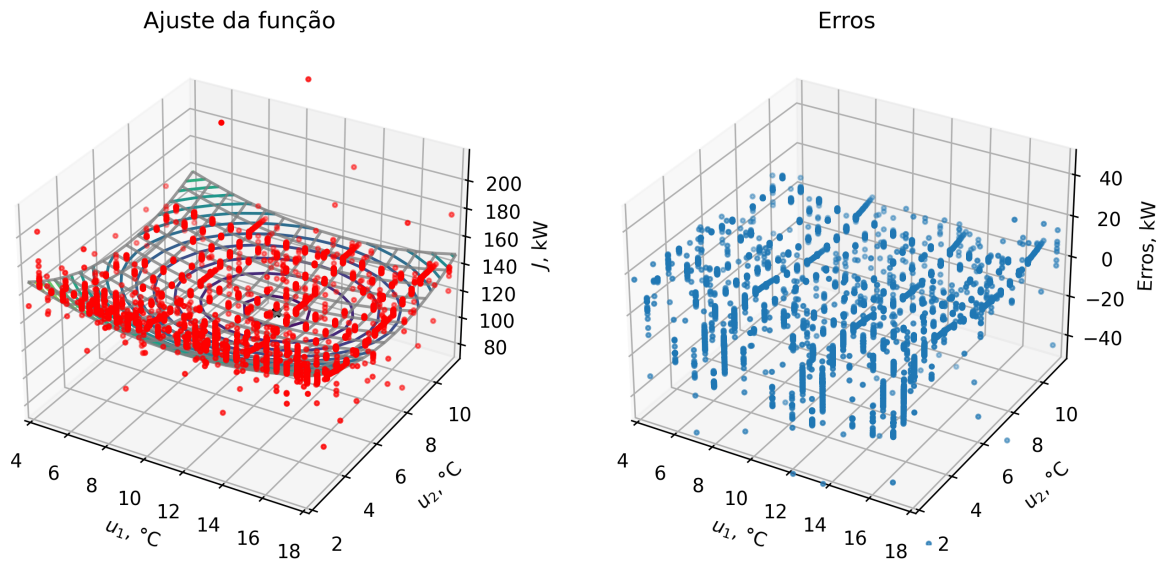


Figura 5.5: Ajuste e erros para as simulações 1 a 24, com  $f_1 = 400 \text{ kW}$  e  $f_2 = 16^\circ\text{C}$

No que diz respeito ao objetivado mínimo da função (Equação 2.3), interessa saber como ele se comporta como função de  $\mathbf{f}$ , que é o que mostra a Figura 5.6. Nela é possível perceber uma dependência clara de  $u_1^*$  com respeito a  $f_1$ , o que provavelmente se deve ao fato de que, com o aumento da carga térmica, mais é exigido do chiller de das BAGSs e, portanto, para

minimizar a potência necessária do par chiller-bombas, aumenta-se o  $SP_{chw}$  para balancear o consumo energético do chiller com o das BAGSs no ponto ótimo do conjunto. Já em relação a  $u_2^*$ , a dominância é de  $f_2$ , pois, em dias mais quentes (maiores  $f_2 = T_{wb}$ ), deve-se diminuir approach e, conseqüentemente, aumentar o trabalho nas torres, afim de reduzir o trabalho do chiller (maior consumidor de energia do sistema), buscando sempre o equilíbrio no ponto ótimo do par. Há ainda uma certa dependência de  $u_2^*$  em respeito a  $f_1$ , o que possivelmente se deve ao acréscimo de energia a ser rejeitado nas torres quando  $f_1$  cresce, requerendo então uma diminuição do approach para reduzir o consumo do chiller, mas esse efeito ainda tem menos importância do que o gerado por  $f_1$ .

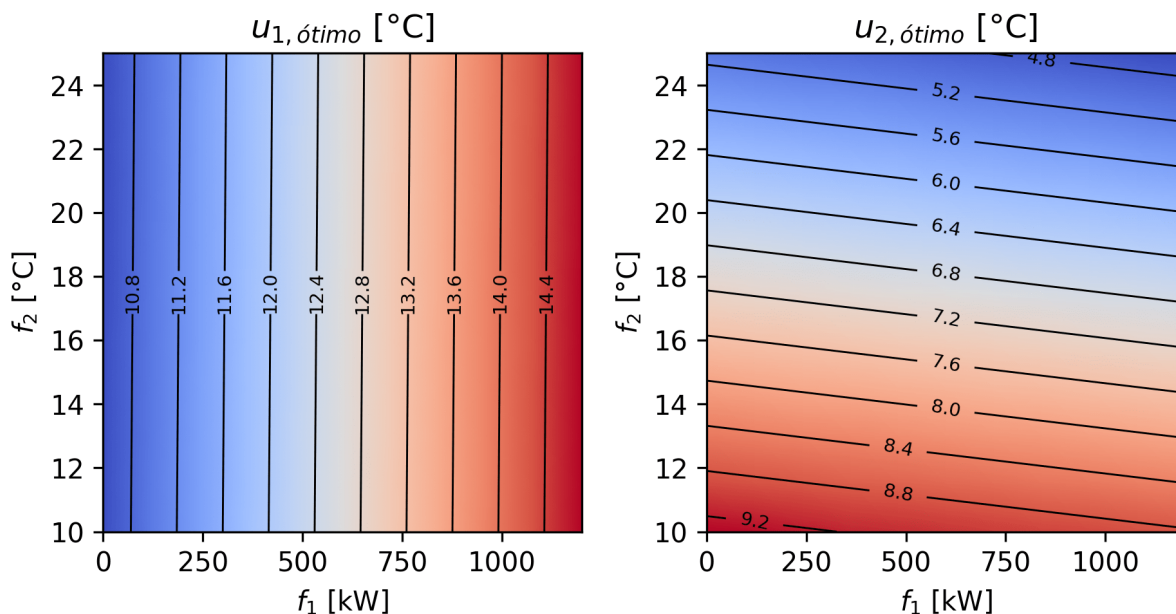


Figura 5.6: Valores ótimos de  $u$  em função de  $f$

Um ponto interessante a se observar é a magnitude de  $u_{1, \text{ótimo}}$  e  $u_{2, \text{ótimo}}$ . Este se situa entre 5 e 9 °C na maioria dos casos possíveis de operação da planta (mostrados no gráfico pelo domínio de  $f_1$  e  $f_2$ ). Hoje, a CAG opera com um approach de aproximadamente 6,7°C (como abordado na Seção 4.10), estando em um ponto intermediário desse intervalo, adequando-se a diversas situações, especialmente à de  $T_{wb} \in [17.0, 19.0]^{\circ}\text{C}$ , que foi uma faixa



de temperaturas dominante no ano de 2021, responsável por 41,7% das medições. Já a faixa de  $u_{1,ótimo}$  não é tão aplicável à instalação real por razões práticas e de conforto térmico, como já discutido na Seção 5.1, sendo toda acima dos 10°C para as condições de operação. Isso advém do fato de que, por existirem 3 BAGSs em paralelo, a vazão em cada uma delas é diminuta - pois originalmente, cada BAGS atendia a um único chiller (bombas dedicadas)- e suas potências ainda mais o são, seguindo as Leis de Afinidade (Equação 4.23). Portanto, para que se tenha um embate real entre potência das 3 BAGSs e potência do chiller, visando o mínimo (Figura 2.12), é preciso vazões muito maiores do que as que ocorreriam na CAG em estudo. Por isso  $u_{1,ótimo}$  está compreendido em valores altos de  $SP_{chw}$ , para que as altas temperaturas (em comparação com a temperatura de referência de 7°C) requeiram maiores vazões no sistema, seguindo a Equação 4.13.

Por fim, a título de ilustração, a Figura 5.7 mostra o consumo mínimo da planta em função de  $\mathbf{f}$ , que ocorre quando é imposto  $\mathbf{u}^*$  na Equação 2.1. Como era de se esperar, o efeito dominante é de  $f_1$ , pois o chiller, elemento central e maior consumidor de energia, requer potência proporcional ao aumento de carga térmica, portanto, o gradiente de  $J_{mínimo}$  é majoritariamente no sentido crescente de  $f_1$ .

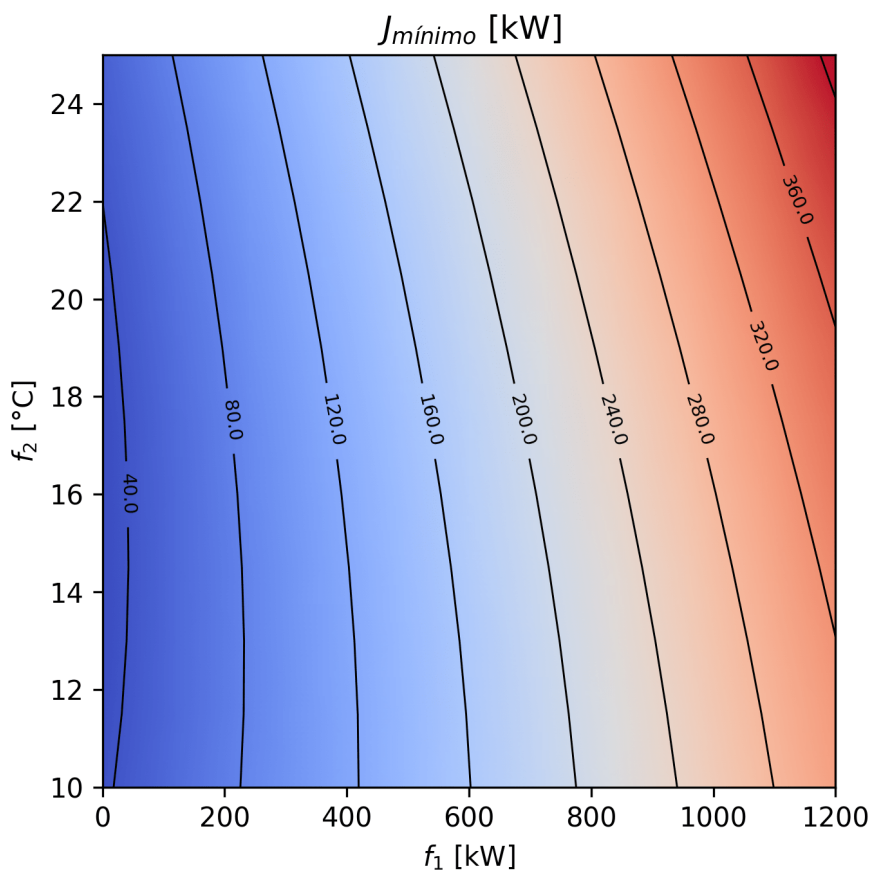


Figura 5.7: Valores ótimos de  $J$  em função de  $\mathbf{f}$ , ou seja,  $J(\mathbf{u}^*, \mathbf{f})$

### 5.2.3 Comparativo de consumo energético

De posse dos coeficientes da Equação 2.1, cujo processo de obtenção foi detalhado na Subseção 5.2.2, pode-se inserir os comandos de setpoints ótimos em uma nova simulação do EnergyPlus, afim de verificar como se dá a economia de energia da planta. Para isso, foi utilizado a ferramenta EMS do EnergyPlus para comando dos setpoints, cujo recorte do código pode ser encontrado na Seção I.6, bem como os arquivos completos na Seção I.11.

A Figura 5.8 mostra o desempenho temporal da CAG quando impostas as condições advindas dos setpoints ótimos (Equação 2.3). Nela é possível ver a aplicação do que já foi mencionado na Figura 5.6: i) a relação  $u_1^* - CT$  é perceptível no início e no fim do dia, quando a carga térmica sobe e retrai, enquanto o mesmo ocorre em  $u_1$ ; ii) a relação  $u_2^* - T_{wb}$  em que  $u_2$  se mostra inversamente proporcional a  $T_{wb}$ . Em relação as potências, o chiller é bem dependente de  $CT$ , fazendo com que seu perfil de consumo seja similar ao de  $CT$ . As BAGSs seguem o esperado pela Equação 4.15, em que a potência aumenta tanto com

o aumento de  $CT$  quanto com o aumento de  $u_1$ , efeito especialmente visível no início e no fim do dia, quando comparados ao meio do dia. A potência média pequenas das BAGSs se deve ao fato de estarem operando em faixa de baixa vazão e, conseqüentemente, uma faixa baixíssima de vazão, seguindo as Leis de Afinidade (Equação 4.23). Nas torres, a discreta redução de  $u_2$  no meio do dia é refletida no singelo aumento de consumo das mesmas, como era de se esperar. Contudo, é interessante observar que  $u_2$  permaneceu, ao longo de toda o dia, no mesmo patamar de operação, sem mudanças significativas, o que já não ocorre com  $u_1$ , que tem seu perfil menos constante, com variações de alguns  $^{\circ}C$ .

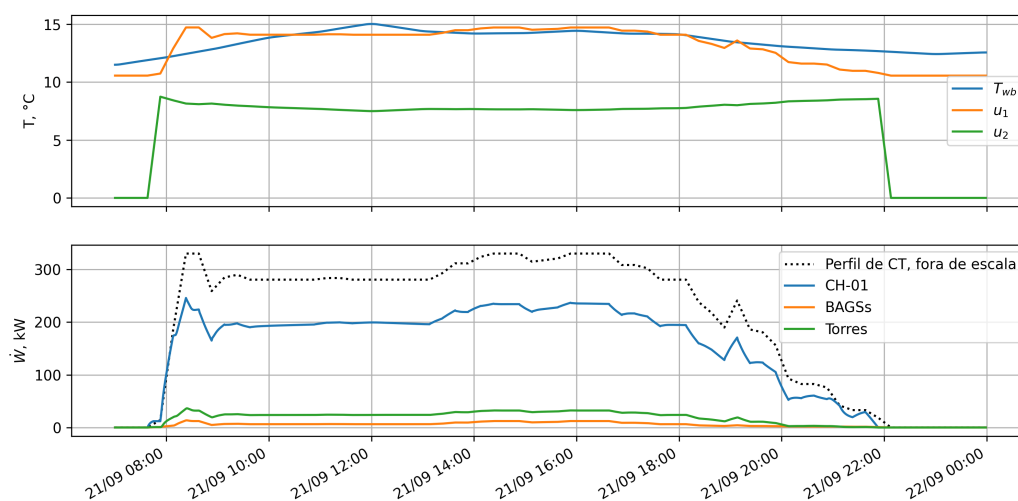


Figura 5.8: Desempenho horário da CAG em simulação, presente o controle dinâmico com  $\mathbf{u}^*$

O resultado de consumo anual da planta com o controle dinâmico apresentou um consumo total de 724,75 MWh, uma redução de 7,01 MWh (0,96%, ou, em termos monetários, R\$ 3.680,60 anualmente (NEOENERGIA, 2022)) quando comparada ao melhor cenário de setpoints fixos (Tabela 5.4). Vale ressaltar que a comparação aqui feita é entre o controle dinâmico e o melhor caso de controle estático, caracterizando, assim, um desempenho melhor do que qualquer outro controle aqui já mencionado, que quando comparado ao modo de operação real, resultaria em uma economia de 5,6% (R\$ 24.000,04 anualmente), que não é algo a se desprezar. Mesmo assim, comparativamente ao caso estático, 0,96% não é uma redução expressiva, e tal valor tem suas razões.

Poderia-se pensar que há algum problema com a regressão e os coeficientes estão incorretos, mas isso não é condizente com os resultados já mostrados aqui pois, como já discutido

na Subseção 5.2.2, os erros foram diminutos tanto em termos absolutos como relativos. Contudo, não se pode ignorar o fato de que esse erro pode ser um dos causadores da economia de 1%, pois mesmo erros pequenos, acumulados ao longo de todo um ano, podem ser relevantes, possivelmente com uma economia menor do que a efetivamente possível com um controle dinâmico como o deste trabalho.

Outro aspecto a se levantar é alguma inconsistência com os parâmetros da simulação no EnergyPlus, ou seja, a possibilidade de que a equação esteja corretamente ajustada mas que os objetos virtuais da simulação não responderam adequadamente aos setpoints corretamente impostos, levando a uma economia menor do que a realmente possível. Para avaliar esse fenômeno, analisou-se a equação governante Equação 2.1 - que independe dos componentes físicos do sistema e da simulação, dependendo apenas de  $CT$  e  $T_{wb}$  - submetida aos dados de  $CT$  e  $T_{wb}$  de 2021 para dois cenários de setpoint: um com o melhor par de setpoints fixos (Tabela 5.4) e outro com o mínimo dado por Equação 2.3, e verificou-se que a diferença de tais consumos teóricos foi de 0,91%, uma economia de energia que guarda semelhança com o de 0,96% obtido por simulação. Portanto, é fato que a equação representa bem o comportamento do sistema, assim como também o faz a simulação, e que a economia esperada com seu uso está nessa faixa de grandeza.

Por fim, há de se mencionar o aspecto do gradiente de  $J$ . Próximo ao mínimo, o gradiente em relação a  $\mathbf{u}$  tem pequenas magnitudes, ou seja, trata-se de uma curva muito suave e de inclinações modestas, como mostrado nas Figuras 5.2 a 5.5. Isso mostra que a região próxima ao ponto ótimo tem um resultado tão bom quanto o próprio ponto ótimo: é a ideia de "quase-ótimo"aceitável. Isso é corroborado pelos resultados obtidos para os setpoints fixos (Tabela 5.4), em que na região de  $SP_{chw} = 13,5 \pm 2,0^\circ\text{C}$ , a diferença máxima de consumo é também cerca de 1%, o mesmo ocorrendo para  $approach = 6,5 \pm 1,0^\circ\text{C}$ .

A Figura 5.9 mostra o comportamento temporal do controle estático em comparação ao dinâmico utilizado neste trabalho. Nela é visível que tanto  $u_1$  quanto  $u_2$  dinâmicos ficam próximos do caso estático, ou seja, a equação Equação 2.1 aponta para esses valores e portanto, espera-se consumos semelhantes. Também é possível ver que, embora a diferença de consumo total seja majoritariamente negativa, isto é, o consumo para o caso de setpoints fixos seja maior, a magnitude dessa diferença também é pequena, cerca de 5 kW. Dessa forma, a potência instantânea ao longo do ano não é muito menor com controle dinâmico, resultando em um consumo total anual também não muito menor.

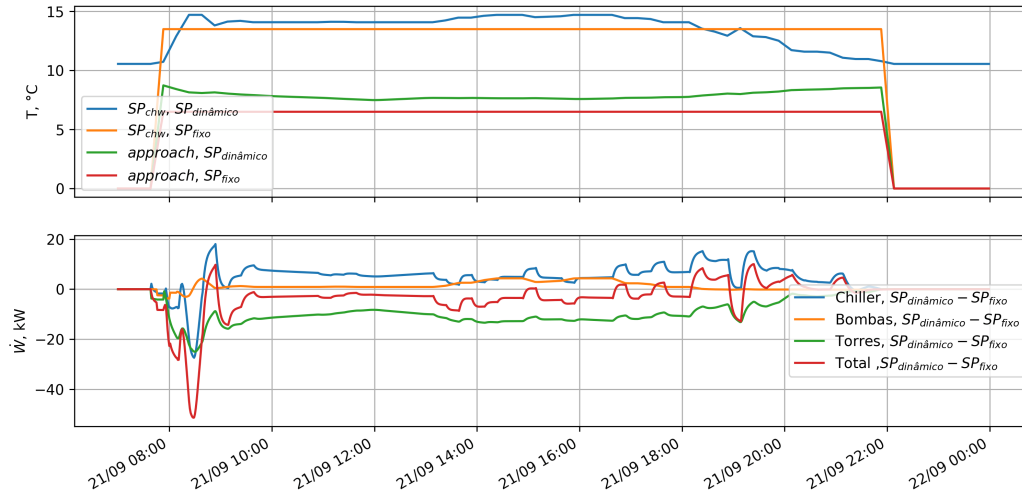


Figura 5.9: Diferenças entre a aplicação de setpoints dinâmicos e fixos ( $u_1 = 13,5^{\circ}\text{C}$  e  $u_2 = 6,5^{\circ}\text{C}$ ) e

Tudo isso mostra que o 1% de economia advém não de problemas de regressão ou do método aqui utilizado, e sim da própria dinâmica da CAG, especialmente no formato suave da equação de potência, resultante dos comportamentos contínuos e não caóticos de cada um dos componentes da planta. Em outras palavras, tanto nos componentes individuais quanto, conseqüentemente, no conjunto, o comportamento é suave, sem singularidades ou mudanças bruscas de comportamento. Daí o efeito do "quase-ótimo" nas vizinhanças do ponto de mínima potência e, como resultado, uma diferença pequena de consumo do setpoint ótimo para outros na mesma região. Portanto, embora decepcionante, a economia de energia obtida com o controle dinâmico em comparação ao melhor par de setpoints fixos no ano é, de fato, de apenas 1%.

Esse cenário poderia ser diferente a partir de alguns fatores, como por exemplo:

- No caso de a potência chiller for mais sensível a mudanças nas temperaturas da água que o percorre. Nos termos dessa simulação, isso se mostraria em comportamentos mais bruscos nas equações de performance térmica da Seção 4.4. De certo tal sensibilidade seria o de maior impacto, dada a magnitude do chiller e sua dominância sobre os demais componentes;
- Semelhante ao caso dos chiller, caso a curva de performance térmica das torres fosse mais caótica, seu efeito poderia resultar em uma concavidade mais acentuada da equa-

ção de potência global da CAG;

- No caso de uma relação vazão-temperatura distinta e menos suave do que a utilizada (Equação 4.13), de forma que as BAGSs fossem mais agressivamente afetadas, resultando em seu consumo de maneira mais acentuadamente sensível aos setpoints;

A presença de um ou mais desses elementos resultaria em uma concavidade mais acentuada da equação de potencia global, o que diminuiria a suavidade na região do mínimo e o consequente efeito do "quase-ótimo", fazendo com que o controle dinâmico fosse mais significativo e eficaz quando comparado ao controle com setpoints fixos. De todo modo, houve uma economia de energia equivalente ao montante de R\$ 24.000,04 anualmente quando comparado à operação atual, podendo então ser considerada como uma estratégia de controle bem sucedida e eficiente.

## 6 CONCLUSÃO

Tem-se, pois, o trabalho como concluído. Desejava-se otimizar o controle de uma CAG e assim foi feito. Após uma revisão de conceitos (Capítulo 2) e a descrição da CAG de referência (Capítulo 3), pode-se calibrar um modelo virtual da instalação real (Capítulo 4), obtendo então uma planta virtual cujo funcionamento é semelhante ao real, com erros na faixa de 10%. Com ela, pode-se aplicar duas estratégias de controle distintas, ambas com resultados positivos de economia de energia (Seção 5.1). No caso do controle por setpoints fixos (Seção 5.1), foi possível observar setpoints ótimos de temperatura da água gelada e de approach de 13,5 e 6,5 °C respectivamente, o que resultou em uma economia de 5% em comparação ao modo de operação atual. Já por meio do controle dinâmico de setpoints (Seção 5.2), foi possível observar uma melhora de 0,96% em relação ao melhor caso de controle estático, o que equivale a uma economia de 5,9% em relação à operação atual, o que equivale a uma economia anual de R\$ 24.000,04.

Contudo, ainda há o que se explorar seguindo a linha deste trabalho, e sugere-se, como recomendações de trabalhos futuros, os seguintes pontos:

- Com mencionando no início na Capítulo 4, recomenda-se a calibração dos sensores e a repetição das regressões realizadas na referida seção, bem como uma possível análise do efeito dos erros das leituras dos sensores nas potências de cada equipamento;
- Buscar realizar testes de performance com a instalação, de modo que mais dados reais possam ser coletados e dependa-se menos de simulações para avaliação de performance.
- Como mencionado na Seção 5.1, seria interessante coletar mais dados acerca da carga térmica e condições atmosféricas para diferentes anos, de modo que se possa ter um valor médio mais confiável, buscando obter resultados mais consistentes e de comportamento abrangente (e não específico de um único ano de referência);
- Como apontado na Seção 4.3, uma análise mais aprofundada da relação vazão-temperatura pode ser feita. Pode-se tanto realizar a operação de campo de experimentação, visando coletar dados e formar a relação, ou então uma análise matemático-física, guiando-se por características comumente encontradas em serpentinas em geral;

- Como abordado na Subseção 4.3.1 e mostrado na Seção 5.1, pode-se aprofundar os estudos incluindo no sistema a dinâmica de troca de calor nas serpentinas de modo a determinar o máximo setpoint de água gelada que mantenha o conforto térmico no ambiente e maximize o uso do fancoil (mantendo válvulas críticas de controle 100% abertas);
- Além de controles de setpoints, pode-se explorar também arranjos diferenciados de operação, como utilizar 3 chillers em paralelo, ou outros arranjos, como por exemplo, o uso da técnica de free-cooling ou então de armazenamento térmico;
- Deve-se avaliar os efeitos de cada estratégia sobre os custos e atividades de manutenção, inclusive no que diz respeito ao item anterior. Por exemplo: hoje as 3 BAGS são utilizadas, mas será esse o arranjo mais benéfico a longo prazo, equilibrando o custo momentâneo de energia consumida com o custo futuro de manutenção? Análises de custo e operação podem ser realizadas em cada um dos diferentes arranjos;
- Pode-se explorar outros softwares de simulação, em busca de diferentes possibilidades de customização de cada equipamento da CAG, bem como diferentes algoritmos de simulação inerentes a cada software, pois algum parâmetro pode ser levado em consideração em outro programa que não o é no EnergyPlus (como por exemplo, o atraso entre a definição do setpoint e a resposta do chiller para atingi-lo) ou outro algoritmo possa abordar distintamente o funcionamento do sistema;
- Deve-se também explorar outros algoritmos de otimização, como por exemplo, o uso de redes neurais para a determinação do ponto mínimo, em que todas as variáveis da CAG sejam levadas em consideração. Assim, pode-se comparar com os resultados desse estudo para quiça atingir melhores resultados.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AFROZ, Z.; SHAFIULLAH, G.; URMEE, T.; HIGGINS, G. Modeling techniques used in building hvac control systems: A review. Elsevier Ltd, v. 83, p. 64–84, 2018. ISSN 1364-0321.
- ASHRAE. *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2016.
- ASHRAE. *ASHRAE Handbook—Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2017.
- ASHRAE. *ASHRAE Handbook—HVAC Applications*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2019. ISSN 1078-6082.
- AUSTRALIAN GOVERNMENT - DEPARTMENT OF THE ENVIRONMENT AND ENERGY. *Factsheet: HVAC Energy Breakdown*. [S.l.], 2013.
- BRAUN, J. E. *Methodologies for the Design and Control of Central Cooling Plants*. Tese (Doutorado) — University of Wisconsin, 1988.
- CAI, J.; KIM, D.; JARAMILLO, R.; BRAUN, J. E.; HU, J. A general multi-agent control approach for building energy system optimization. Elsevier B.V, v. 127, p. 337–351, 2016. ISSN 0378-7788.
- CARRIER. *Chiller*. [S.l.], 2020. Acessado: 06/04/2022. Disponível em: <<https://carrierdobrasil.com.br/blog/category/comercial/chiller/>>.
- CARRIER. *Fan Coil*. [S.l.], 2020. Acessado: 06/04/2022. Disponível em: <<https://carrierdobrasil.com.br/blog/category/comercial/fan-coil/>>.
- CUTILLAS, C. G.; RAMÍREZ, J. R.; MIRALLES, M. L. Optimum design and operation of an hvac cooling tower for energy and water conservation. *Energies (Basel)*, MDPI AG, v. 10, n. 3, p. 299, 2017. ISSN 1996-1073.
- DALL’AGNOL, F.; CACCIA, L. S.; MACKRES, E.; YU, A. *Acelerando a Eficiência das Edificações no Brasil: Ações Prioritárias para Líderes Urbanos*. [S.l.], 2018.
- ELECTRIC ENERGY ASSOCIATION, NEW YORK, NY. *Design Concepts for Optimum Energy Use in HVAC Systems*. [S.l.]: Electric Energy Association, 1974.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. *Balanco Energético Nacional 2021: Ano base 2020*. Rio de Janeiro, 2021.
- FASIUDDIN, M.; BUDAIWI, I. Hvac system strategies for energy conservation in commercial buildings in saudi arabia. *Energy and buildings*, Elsevier B.V, Oxford, v. 43, n. 12, p. 3457–3466, 2011. ISSN 0378-7788.
- FREITAS, L. Mercado favorável para a automação predial. *Revista Mundo Elétrico*, 2021. Acessado: 09/04/2022. Disponível em: <<https://www.revistamundoeletrico.com.br/tecnologia/mercado-favoravel-para-a-automacao-predial/>>.
- FRIOCLIMATIZADO. *Central de água gelada para condicionamento de ambientes*. [S.l.], 2018. Acessado: 07/04/2022. Disponível em: <<https://frioclimatizado.blogspot.com/2018/11/central-de-agua-gelada-para.htm>>.

- HUANG, W.; LAM, H. Using genetic algorithms to optimize controller parameters for hvac systems. *Energy and buildings*, Elsevier B.V, v. 26, n. 3, p. 277–282, 1997. ISSN 0378-7788.
- INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *The Future of Cooling: Oportunities for energy-efficient air conditioning*. [S.l.], 2018.
- KUSIAK, A.; XU, G.; ZHANG, Z. Minimization of energy consumption in hvac systems with data-driven models and an interior-point method. *Energy conversion and management*, Elsevier Ltd, Kidlington, v. 85, p. 146–153, 2014. ISSN 0196-8904.
- LEVENHAGEN, J. I.; SPETHMANN, D. *HVAC Controls and Systems*. New York: McGraw-Hill, Inc, 1993.
- LIU, Z.; TAN, H.; LUO, D.; YU, G.; LI, J.; LI, Z. Optimal chiller sequencing control in an office building considering the variation of chiller maximum cooling capacity. *Energy and buildings*, Elsevier B.V, v. 140, p. 430–442, 2017. ISSN 0378-7788.
- LU, L.; CAI, W.; SOH, Y. C.; XIE, L.; LI, S. Hvac system optimization—condenser water loop. Elsevier Ltd, Oxford, v. 45, n. 4, p. 613–630, 2004. ISSN 0196-8904.
- MA, Z.; WANG, S. An optimal control strategy for complex building central chilled water systems for practical and real-time applications. *Building and environment*, Elsevier Ltd, Kidlington, v. 44, n. 6, p. 1188–1198, 2009. ISSN 0360-1323.
- MASSIE, D. D. Optimization of a building’s cooling plant for operating cost and energy use. Elsevier Masson SAS, Paris, v. 41, n. 12, p. 1121–1129, 2002. ISSN 1290-0729.
- MEDEIROS, P. S. G.; BARBOSA, C. R. F. Análise do coeficiente de performance de um chiller doméstico operando com o r-410a em regime transiente. *Holos (Natal, RN)*, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte, v. 4, p. 62–74, 2010. ISSN 1807-1600.
- NASCIMENTO, J. do. *Eficiência energética em um prédio público através da aplicação do regulamento técnico de qualidade (RTQ-C): Uma medida de sustentabilidade*. Tese (Doutorado) — Centro Universitário CESMAC, 2019.
- NEOENERGIA. *Tarifas*. [S.l.], 2022. Acessado: 03/10/2022. Disponível em: <<https://www.neoenergiabrasilia.com.br/residencial-e-rural/Paginas/tarifas.aspx>>.
- PROCEL. *Resultados PROCEL 2021: Ano base 2020*. [S.l.], 2021.
- SANTOS, S. M. S. B. M.; HERNANDEZ, F. del M. *Painel de Especialistas: Análise Crítica do Estudo de Impacto Ambiental do Aproveitamento Hidrelétrico de Belo Monte*. Belém, 2009.
- SHAHBAZ, M.; SARWAR, S.; CHEN, W.; MALIK, M. N. Dynamics of electricity consumption, oil price and economic growth: Global perspective. *Energy policy*, Elsevier Ltd, v. 108, p. 256–270, 2017. ISSN 0301-4215.
- TEIMOURZADEH, H.; JABARI, F.; MOHAMMADI-IVATLOO, B. An augmented group search optimization algorithm for optimal cooling-load dispatch in multi-chiller plants. Elsevier Ltd, v. 85, p. 106434, 2020. ISSN 0045-7906.
- UN United Nations. *Climate change, population increase fuel looming water crisis: WMO*. [S.l.], 2021. Acessado: 22/02/2022. Disponível em: <<https://news.un.org/en/story/2021/10/1102162>>.
- U.S. DEPARTMENT OF ENERGY’S. *Weather Data*. [S.l.], 2016. Acessado: 13/03/2022. Disponível em: <<https://energyplus.net/weather>>.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY'S. *EnergyPlus: Engineering Reference*. 2021.

WANG, S.; JIN, X. Model-based optimal control of vav air-conditioning system using genetic algorithm. *Building and environment*, Elsevier Ltd, v. 35, n. 6, p. 471–487, 2000. ISSN 0360-1323.

WANG, S.; MA, Z. Supervisory and optimal control of building hvac systems: A review. *HVACR research*, Taylor Francis Group, Atlanta, v. 14, n. 1, p. 3–32, 2008. ISSN 1078-9669.

WANG, S. K. *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. New York: McGraw-Hill, 2000.

YU, F.; CHAN, K. Improved energy management of chiller systems by multivariate and data envelopment analyses. *Applied energy*, Elsevier Ltd, Kidlington, v. 92, p. 168–174, 2012. ISSN 0306-2619.

ZAHEER-UDDIN, M.; ZHENG, G. Optimal control of time-scheduled heating, ventilating and air conditioning processes in buildings. *Energy conversion and management*, Elsevier Ltd, Oxford, v. 41, n. 1, p. 49–60, 2000. ISSN 0196-8904.

ZHANG, Y. *jEplus Version 2.1*. 2019. Acessado: 30/08/2022. Disponível em: <<http://www.jeplus.org/wiki/doku.php>>.

ZHANG, Y.; HANBY, V. I. Model-based control of renewable energy systems in buildings. *Energy and buildings*, Elsevier B.V, v. 12, n. 3a, p. 739–60, 2006. ISSN 0378-7788.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Termodinâmica*. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2013.

## APÊNDICES

## I.1 PROGRAMA PARA CÁLCULO DA TEMPERATURA DE PONTO DE ORVALHO A PARTIR DA TEMPERATURA DE BULBO SECO E DA UMIDADE RELATIVA

```
1 import matplotlib.pyplot as plt
2 import matplotlib.dates as mdates
3 import os
4 import numpy as np
5 import datetime
6 import openpyxl as xl
7 import scipy.optimize
8
9
10
11
12 mydir = r'D:\UNB\@PG\EnergyPlus\MeuEPW'
13 os.chdir(mydir)
14 wbname = 'ParaEPW2021-TBS-UR.xlsx'
15 row_begin = 2
16 row_finish = 525601#int((31+28+31+30)*2880) #2880 registros por dia
17
18 wb = xl.load_workbook(wbname,data_only=True)
19 print('File opened')
20 sh = wb.active
21
22 row = row_begin
23 TBS_c = []
24 UR = []
25 while sh.cell(column=1,row=row).value!=None and row<=row_finish:
26     print('Coltedando row',row)
27     TBS_c.append( float(sh.cell(column=2,row=row).value) )
28     UR.append( float(sh.cell(column=3,row=row).value) )
```

```

29     row+=1
30
31
32 TBS_c = np.array(TBS_c)
33 UR = np.array(UR)/100
34 TBS_k = TBS_c + 273.15
35
36
37 N = len(TBS_c)
38 print('Dados ok')
39
40 #=====
41 #Calculos baseados no Handbook Fundamentals 2017 SI, pdf pagina 16,
    ↪ tabela situao 3
42 #Pra algumas coisas eu usei o Handbook Fundamentals 2021 IP
43
44 #Calculo da presso de saturao em funo da TBS (eq 6)
45 C8 = -5.8002206e3
46 C9 = 1.3914993
47 C10 = -4.8640239e-2
48 C11 = 4.1764768e-5
49 C12 = -1.4452093e-8
50 C13 = 6.5459673
51 P_ws = np.exp(C8/TBS_k + C9 + C10*TBS_k + C11*TBS_k**2 + C12*TBS_k**3 +
    ↪ C13*np.log(TBS_k)) #Pa
52
53 #Saturation humidity ratio Ws (eq 21)
54 p = 88761.67 #Pa #Do epw INMET, tirei a mdia do ano de 2001
55 Ws = 0.621945* P_ws/(p-P_ws) #p a rpessao atmosfrica
56
57 #Humidity Ratio
58 #Do Handbooko 2021 IP, mu=W/Ws

```

```

59 #mu = W/Ws
60 #UR = mu/(1-(1-mu)*(P_ws/p))
61 mu = (UR*(1-P_ws/p))/(1-UR*P_ws/p)
62 W = Ws*mu
63
64 #P_w partial pressure of water vapoer
65 P_w = W*p/(0.621945+W)
66
67
68 #Dew Point
69 C14 = 6.54
70 C15 = 14.526
71 C16 = 0.7389
72 C17 = 0.09486
73 C18 = 0.4569
74 a = np.log(P_w/1000)
75 T_d = C14 + C15*a + C16*a**2 + C17*a**3 + C18*(P_w/1000)**0.1984 #C
76
77
78
79 #T wet-bulb
80 def f(tbu_c,tbs_c,C8,C9,C10,C11,C12,C13,p,w):
81     tbu_k = tbu_c+273.15
82     pws_TBU = np.exp(C8/tbu_k + C9 + C10*tbu_k + C11*tbu_k**2 + C12*
83         ↪ tbu_k**3 + C13*np.log(tbu_k))
84     Ws_star = 0.621945*pws_TBU/(p-pws_TBU)
85     return w - ( (2501-2.326*tbu_c)*Ws_star - 1.006*(tbs_c-tbu_c))
86         ↪ /(2501+1.86*tbs_c - 4.186*tbu_c) #Ws at t_wb
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100
101
102
103
104
105
106
107
108
109
110
111
112
113
114
115
116
117
118
119
120
121
122
123
124
125
126
127
128
129
130
131
132
133
134
135
136
137
138
139
140
141
142
143
144
145
146
147
148
149
150
151
152
153
154
155
156
157
158
159
160
161
162
163
164
165
166
167
168
169
170
171
172
173
174
175
176
177
178
179
180
181
182
183
184
185
186
187
188
189
190
191
192
193
194
195
196
197
198
199
200
201
202
203
204
205
206
207
208
209
210
211
212
213
214
215
216
217
218
219
220
221
222
223
224
225
226
227
228
229
230
231
232
233
234
235
236
237
238
239
240
241
242
243
244
245
246
247
248
249
250
251
252
253
254
255
256
257
258
259
260
261
262
263
264
265
266
267
268
269
270
271
272
273
274
275
276
277
278
279
280
281
282
283
284
285
286
287
288
289
290
291
292
293
294
295
296
297
298
299
300
301
302
303
304
305
306
307
308
309
310
311
312
313
314
315
316
317
318
319
320
321
322
323
324
325
326
327
328
329
330
331
332
333
334
335
336
337
338
339
340
341
342
343
344
345
346
347
348
349
350
351
352
353
354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365
366
367
368
369
370
371
372
373
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435
436
437
438
439
440
441
442
443
444
445
446
447
448
449
450
451
452
453
454
455
456
457
458
459
460
461
462
463
464
465
466
467
468
469
470
471
472
473
474
475
476
477
478
479
480
481
482
483
484
485
486
487
488
489
490
491
492
493
494
495
496
497
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555
556
557
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
586
587
588
589
590
591
592
593
594
595
596
597
598
599
600
601
602
603
604
605
606
607
608
609
610
611
612
613
614
615
616
617
618
619
620
621
622
623
624
625
626
627
628
629
630
631
632
633
634
635
636
637
638
639
640
641
642
643
644
645
646
647
648
649
650
651
652
653
654
655
656
657
658
659
660
661
662
663
664
665
666
667
668
669
670
671
672
673
674
675
676
677
678
679
680
681
682
683
684
685
686
687
688
689
690
691
692
693
694
695
696
697
698
699
700
701
702
703
704
705
706
707
708
709
710
711
712
713
714
715
716
717
718
719
720
721
722
723
724
725
726
727
728
729
730
731
732
733
734
735
736
737
738
739
740
741
742
743
744
745
746
747
748
749
750
751
752
753
754
755
756
757
758
759
760
761
762
763
764
765
766
767
768
769
770
771
772
773
774
775
776
777
778
779
780
781
782
783
784
785
786
787
788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808
809
810
811
812
813
814
815
816
817
818
819
820
821
822
823
824
825
826
827
828
829
830
831
832
833
834
835
836
837
838
839
840
841
842
843
844
845
846
847
848
849
850
851
852
853
854
855
856
857
858
859
860
861
862
863
864
865
866
867
868
869
870
871
872
873
874
875
876
877
878
879
880
881
882
883
884
885
886
887
888
889
890
891
892
893
894
895
896
897
898
899
900
901
902
903
904
905
906
907
908
909
910
911
912
913
914
915
916
917
918
919
920
921
922
923
924
925
926
927
928
929
930
931
932
933
934
935
936
937
938
939
940
941
942
943
944
945
946
947
948
949
950
951
952
953
954
955
956
957
958
959
960
961
962
963
964
965
966
967
968
969
970
971
972
973
974
975
976
977
978
979
980
981
982
983
984
985
986
987
988
989
990
991
992
993
994
995
996
997
998
999
1000

```

```

88     TBU_c[i] = scipy.optimize.newton(f,20.0,args=(TBS_c[i],C8,C9,C10,C11
      ↪ ,C12,C13,p,W[i]))
89
90     print(TBS_c)
91     print(UR)
92     print(TBU_c)
93     print(T_d)
94
95
96     #Pronto, posso colocar os dados na planilha de volta
97     row = row_begin
98     i=0
99     while row <=row_finish:
100         print("Escrevendo row",row)
101         sh.cell(column=4,row=row).value = TBU_c[i]
102         sh.cell(column=5,row=row).value = T_d[i]
103         i+=1
104         row+=1
105
106     wb.save('ParaEPW_de'+str(row_begin)+'-a-'+str(row_finish)+'.xlsx')
107     wb.close()

```



## I.2 PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DAS CURVAS CAPFT, EIRfT E EIRfPLR DOS CHILLERS

```
1 import openpyxl as xl
2 import numpy as np
3 import matplotlib.pyplot as plt
4 import scipy.optimize as op
5 from matplotlib import cm
6
7 plotCompare = False #opo False para plotar apenas a regresso e os dados
    ↪ da instalao, e True para plotar grfico comparativo entre o chiller
    ↪ e o modelo do EPlus
8 res = 10 #Resoluo das superficies plotadas
9 coloreplus = 'g' #Cor para o plot referente ao modelo do Eplus
10 ch = "CH-01" #Para identificao nas figuras de qual chiller se trata
11 filename_fullcap = 'Chiller1_data2021_almostfullcap' #Nome do arquivo
    ↪ com dados para CAPfT e EIRfT
12 filename_plr = 'Chiller1_data2021_allofit' #Nome do arquivos com dados
    ↪ para EIRfPLR
13
14
15 file = open(filename_fullcap+'.txt','r')
16 lines = file.readlines()
17 #Colatando os dados do arquivo
18 data = []
19 for line in lines[1:]:#No quero o cabealho
20     values = line.split('\n')[0].split('\t')
21     aux = []
22     for value in values:
23         aux.append(float(value))
24     data.append(aux)
25 print(len(data))
```

```

26 data = np.array(data) #Estilo linha,colina
27 data = np.transpose(data) #Estilo coluna, linha
28 file.close()
29
30
31 cap = data[0] #capacidade, %
32 corr = data[1] #Corrente eltrica, A
33 Tcdin = data[2] #Temperatura de entrada no condensador, C
34 Tcdout = data[3] #Temperatura de saida no condensador, C
35 Tevin = data[4] #Temperatura de entrada no evaporador, C
36 Tevout = data[5] #Temperatura de saida no condensador, C
37
38
39 #
    ↪ =====
    ↪
40 #Cooling Capacity Function of Temperature Curve
41 load = 177.2/3600*1000*4.186*abs(Tevin-Tevout) #Carga trmica, kW
42 PLR = load/1198 #1198kW a capacidade nominal de regrigeracao do chiller
    ↪ especificado
43
44 def CAPfT(ts_tuple,a0,a1,a2,a3,a4,a5): #Funco da superficie
45     tevout,tcdin = ts_tuple
46     plr = a0 + a1 * tevout + a2*tevout**2 + a3*tcdin + a4*tcdin**2 +a5*
    ↪ tevout*tcdin
47     return plr
48
49 a0,a1,a2,a3,a4,a5 = op.curve_fit(CAPfT,xdata=(Tevout,Tcdin),ydata=PLR)
    ↪ [0] #Encontrando os coeficientes
50 print('CAPfT',a0,a1,a2,a3,a4,a5)
51
52 #Plotando

```

```

53 fig = plt.figure()
54 fig.tight_layout()
55
56 for i in range(1,4+1): #Para plotar 4 vistas em angulos diferentes
57     pos = i #posio da vista na figura
58     angle = i*360/4 #Angulo de azimute da vsista
59
60
61     ax = fig.add_subplot(2,2,pos, projection='3d')
62     ax.view_init(azim=-1*(30+angle),elev=30)
63
64     if not plotCompare:
65         ax.scatter(Tevout, Tcdin, PLR, color='r') #Plotando os dados
66             ↪ coletados do arquivo
67
68     #Ploting graph
69     xs,ys = np.meshgrid(np.linspace(np.min(Tevout),np.max(Tevout),res),
70             ↪ np.linspace(np.min(Tcdin),np.max(Tcdin),res))
71     zs = CAPfT((xs,ys),a0,a1,a2,a3,a4,a5)
72
73     ax.plot_surface(xs, ys, zs,cmap=cm.cool) #Plotand a superficie obtida
74             ↪ pela regresso
75     #ax.plot_wireframe(xs,ys,zs,color='black')
76
77     #Clculo do R**2
78     residuals = PLR - CAPfT((Tevout,Tcdin),a0,a1,a2,a3,a4,a5)
79     ss_res = np.sum(residuals**2)
80     ss_tot = np.sum((PLR-np.mean(PLR))**2)
81     R2 = 1-(ss_res/ss_tot)
82     print('R2',R2)

```

```

82     if plotCompare:
83         #Plotando gráfico comparativo com o chiller do Eplus
84         xs,ys = np.meshgrid(np.linspace(np.min(Tevout),np.max(Tevout),res
85             ↪ ),np.linspace(np.min(Tcdin),np.max(Tcdin),res))
86         zs = CAPfT((xs,ys),5.775948E-01,2.206074E-02,-3.342365E
87             ↪ -03,3.970188E-02,-1.669877E-03,2.762827E-03)
88         if i==1:
89             ax.plot_wireframe(xs,ys,zs,color=coloreplus,label='EPlus')
90         else:
91             ax.plot_wireframe(xs,ys,zs,color=coloreplus)
92
93         ax.set_xlabel(r' $T_{ev,out}$ ')
94         ax.set_ylabel(r' $T_{cd,in}$ ')
95         ax.set_zlabel('CAPfT')
96
97     if not plotCompare:
98         fig.suptitle(ch+f' CAPfT,  $R^2 = \{R2:.4f\}$ ')
99     else:
100         fig.suptitle(ch + ' - Comparativo CAPfT')
101
102     if not plotCompare:
103         plt.savefig(ch.replace('-0','')+ 'CAPfT_data.png',dpi=900)
104     else:
105         plt.savefig(ch.replace('-0','')+ 'CAPfT_compare.png',dpi=900)
106
107     print('Tev',np.min(Tevout),np.max(Tevout))
108     print('Tcd',np.min(Tcdin),np.max(Tcdin))
109     print()
110
111

```

```

112
113
114
115
116
117
118 #
    ↪ =====
    ↪
119 #Energy Input to Cooling Output Ratio Function of Temperature Curve
120
121 pot = 380 * 3**0.5 * corr /1000 #, potencia eltrica consumida, kW
122 COP = load/pot
123 EIR = 1/COP
124 EIR = EIR/(249/1198) #EIR/EIR_referencia, 1198kW de refrigerao e 249 kW
    ↪ eletrico
125
126 def EIRfTs(ts_tuple,a0,a1,a2,a3,a4,a5): #Funco da superficie
127     tevout,tcdin = ts_tuple
128     eir = a0 + a1 * tevout + a2*tevout**2 + a3*tcdin + a4*tcdin**2 +a5*
        ↪ tevout*tcdin
129     return eir
130
131 a0,a1,a2,a3,a4,a5 = op.curve_fit(EIRfTs,xdata=(Tevout,Tcdin),ydata=EIR,
    ↪ xtol=1e-15)[0] #Encontrando os coeficientes
132 print('EIRfT',a0,a1,a2,a3,a4,a5)
133
134
135
136 #Plotando
137 fig = plt.figure()
138 fig.tight_layout()

```

```

139
140 for i in range(1,4+1): #Para plotar 4 vistas em angulos diferentes
141     pos = i #posio da vista na figura
142     angle = i*360/4 #Angulo de azimute da vsista
143
144     ax = fig.add_subplot(2,2,pos, projection='3d')
145
146     ax.view_init(azim=-1 * (30 + angle), elev=30)
147
148     if not plotCompare:
149         ax.scatter(Tevout,Tcdin,EIR,color='r') #Plotando os dados
150             ↪ coletados do arquivo
151
152     #Ploting graph
153     xs,ys = np.meshgrid(np.linspace(np.min(Tevout),np.max(Tevout),res),
154             ↪ np.linspace(np.min(Tcdin),np.max(Tcdin),res))
155     #xs,ys = np.meshgrid(np.linspace(np.min(Tevout),np.max(Tevout),res),
156             ↪ np.linspace(20,np.max(Tcdin),res))
157     zs = EIRfTs((xs,ys),a0,a1,a2,a3,a4,a5)
158     ax.plot_surface(xs, ys, zs, cmap=cm.cool) #Plotand a superfcie
159             ↪ obtida pela regrasso
160     #ax.plot_wireframe(xs,ys,zs,color='black')
161
162     #Clculo do R**2
163     residuals = EIR - EIRfTs((Tevout,Tcdin),a0,a1,a2,a3,a4,a5)
164     ss_res = np.sum(residuals**2)
165     ss_tot = np.sum((EIR-np.mean(EIR))**2)
166     R2 = 1-(ss_res/ss_tot)
167     print('R2',R2)

```

```

167
168
169     if plotCompare:
170         # Plotando grafico comparativo com o chiller do Eplus
171         xs,ys = np.meshgrid(np.linspace(np.min(Tevout),np.max(Tevout),res
172             ↪ ),np.linspace(np.min(Tcdin),np.max(Tcdin),res))
173         #xs,ys = np.meshgrid(np.linspace(np.min(Tevout),np.max(Tevout),
174             ↪ res),np.linspace(20,np.max(Tcdin),res))
175         zs = EIRfTs((xs,ys),5.077824E-01,-1.608447E-02,1.742121E
176             ↪ -04,2.093857E-02,4.160938E-04,-7.169668E-04)
177         ax.plot_wireframe(xs,ys,zs,color=coloreplus,label='EPlus')
178
179     ax.set_xlabel(r' $T_{ev,out}$ ')
180     ax.set_ylabel(r' $T_{cd,in}$ ')
181     ax.set_zlabel('EIRfT')
182
183     if not plotCompare:
184         fig.suptitle(ch + f' EIRfT,  $R^2 = {R2:.4f}$ ')
185     else:
186         fig.suptitle(ch + ' - Comparativo EIRfT')
187
188     if not plotCompare:
189         plt.savefig(ch.replace('-0', '') + 'EIRfT_data.png', dpi=900)
190     else:
191         plt.savefig(ch.replace('-0', '') + 'EIRfT_compare.png', dpi=900)
192
193     print()
194
195

```

196  
197  
198  
199  
200  
201  
202  
203  
204  
205  
206  
207  
208  
209  
210  
211  
212  
213  
214  
215  
216  
217  
218  
219  
220  
221  
222  
223  
224  
225

```
#
```



```
#Electric Input to Cooling Output Ratio Function of Part Load
```

```
file = open(filename_plr+'.txt','r')
```

```
lines = file.readlines()
```

```
#Colatando os dados
```

```
data = []
```

```
for line in lines[1:]:#No quero o cabealho
```

```
    values = line.split('\n')[0].split('\t')
```

```
    aux = []
```

```
    for value in values:
```

```
        aux.append(float(value))
```

```
    data.append(aux)
```

```
print(len(data))
```

```
data = np.array(data) #Estilo linha,colina
```

```
data = np.transpose(data) #Estilo coluna, linha
```



```

226 file.close()
227
228 cap = data[0]
229 corr = data[1]
230 Tcdin = data[2]
231 Tcdout = data[3]
232 Tevin = data[4]
233 Tevout = data[5]
234
235 load = 177.2/3600*1000*4.186*abs(Tevin-Tevout) #kW
236 pot = 380*3**0.5 * corr /1000 #kW
237
238 X = load/1198
239 Y = pot/249
240
241 def EIRfPLR(x,a0, a1, a2):
242     return a0 + a1*x + a2*x**2
243
244 a0,a1,a2 = op.curve_fit(EIRfPLR,xdata=X,ydata=Y,xtol=1e-15)[0]
245 print('EIRfPLR',a0,a1,a2)
246
247
248 fig = plt.figure()
249 ax = fig.add_subplot()
250 if not plotCompare:
251     ax.scatter(X,Y,color='r') #Plotando os dados coletados do arquivo
252
253 #Ploting graph
254 xs = np.linspace(np.min(X),np.max(X),50)
255 ax.plot(xs,EIRfPLR(xs,a0,a1,a2),color='k',label=ch) #Plotando a curva
    ↪ obtida pela regresso
256

```

```

257 #Clculo do R**2
258 residuals = Y - EIRfPLR(X,a0,a1,a2)
259 ss_res = np.sum(residuals**2)
260 ss_tot = np.sum((Y-np.mean(Y))**2)
261 R2 = 1-(ss_res/ss_tot)
262 print('R2',R2)
263
264
265 if plotCompare:
266     # Plotando grfico comparativo com o chiller do Eplus
267     xs = np.linspace(np.min(X),np.max(X),50)
268     ax.plot(xs,EIRfPLR(xs,1.061065E-01,7.305514E-01,1.632883E-01),
269             ↪ linestyle=':',color=coloreplus,label='Eplus')
270
271 ax.set_xlabel('PLR')
272 ax.set_ylabel('EIRfPLR')
273 ax.grid()
274
275 if not plotCompare:
276     fig.suptitle(ch+f' EIRfPLR,  $R^2 = {R2:.4f}$ ')
277 else:
278     fig.suptitle(ch + ' - Comparativo EIRfPLR')
279
280 if not plotCompare:
281     plt.savefig(ch.replace('-0', '') + 'EIRfPLR_data.png', dpi=900)
282 else:
283     plt.savefig(ch.replace('-0', '') + 'EIRfPLR_compare.png', dpi=900)
284
285
286 plt.show()

```

### I.3 PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DA CURVA DE PERFORMANCE DAS BAGSS

```
1 from datetime import datetime,timedelta
2 import matplotlib.dates as mdates
3 import numpy as np
4 import matplotlib.pyplot as plt
5 import scipy.optimize as op
6
7 txt = 'BAGSs_AteMidAbril'
8
9 file = open(txt+'.txt','r')
10
11
12
13 data = []
14
15 lines = file.readlines()
16
17 row0,row1 = 105986,160455 #dia 2021-03-04 # 4 de maro
18
19 for line in lines[row0-1:row1-1 +1]: #excluindo o ttulo
20     values = line.split('\t')
21     #print(lines.index(line))
22     for i in range(len(values)):
23         if i==0:
24             values[i] = datetime.strptime(values[i], '%Y-%m-%d %H:%M:%S')
25         else:
26             try:
27                 values[i] = float(values[i])
28             except:
29                 values[i] = 0.0
```

```

30     data.append(values)
31
32
33     data = np.array(data).T
34
35     dates = data[0]
36
37     corr1 = data[1]
38     freq1 = data[2]
39     pot1 = data[3]
40
41     corr2 = data[4]
42     freq2 = data[5]
43     pot2 = data[6]
44
45     corr3 = data[7]
46     freq3 = data[8]
47     pot3 = data[9]
48
49
50
51     freqnom = 60 #Hz, FreqNominal
52     pnom = 40.3 #kW, 54.8 cv, Potencia nominal
53
54     DoOnes = True #Plotar ou no com o ajuste em (1,1)
55
56     alpha= 0.3
57     markSize = 3**2
58     marker='.'
59
60     def f_BAGS(x,a0,a1,a2,a3): #Funco da curva cubica, a ser ajustada
61         y = a0 + a1 * x + a2*x**2 + a3*x**3

```

```

62     return y
63
64
65 #BAGS1
66 x,y = freq1/freqnom,pot1/10/pnom
67 if DoOnes:
68     x,y = np.append(x, np.ones(len(x))),np.append(y, np.ones(len(y))) #
        ↳ Insrindo a condio nominal, para que o ajuste no ultrapasse as
        ↳ condies mximas de operao
69 a0,a1,a2,a3 = op.curve_fit(f_BAGS,xdata=x,ydata=y)[0] #Encontrando os
        ↳ coeficientes
70 coefs1 = a0,a1,a2,a3
71 print('BAGS1',a0,a1,a2,a3)
72
73 #plt.scatter(freq1/freqnom,pot1/10/pnom,marker='+',color='red')
74 plt.scatter(x,y,marker=marker,color='red',alpha=alpha,label='BAGS1',s=
        ↳ markSize)
75
76
77
78 #BAGS2
79 x,y = freq2/freqnom,pot2/10/pnom
80 if DoOnes:
81     x,y = np.append(x, np.ones(len(x))),np.append(y, np.ones(len(y))) #
        ↳ Insrindo a condio nominal, para que o ajuste no ultrapasse as
        ↳ condies mximas de operao
82 a0,a1,a2,a3 = op.curve_fit(f_BAGS,xdata=x,ydata=y)[0] #Encontrando os
        ↳ coeficientes
83 coefs2 = a0,a1,a2,a3
84 print('BAGS2',a0,a1,a2,a3)
85
86 #plt.scatter(freq2/freqnom,pot2/10/pnom,marker='+',color='blue')

```

```

87 plt.scatter(x,y,marker=marker,color='blue',alpha=alpha,label='BAGS2',s=
    ↪ markSize)
88
89
90
91 #BAGS3
92 x,y = freq3/freqnom,pot3/10/pnom
93 if DoOnes:
94     x,y = np.append(x, np.ones(len(x))),np.append(y, np.ones(len(y))) #
    ↪ Insrindo a condio nominal, para que o ajuste no ultrapasse as
    ↪ condies mximas de operao
95 a0,a1,a2,a3 = op.curve_fit(f_BAGS,xdata=x,ydata=y)[0] #Encontrando os
    ↪ coeficientes
96 coefs3 = a0,a1,a2,a3
97 print('BAGS2',a0,a1,a2,a3)
98
99 #plt.scatter(freq3/freqnom,pot3/10/pnom,marker='+',color='green')
100 plt.scatter(x,y,marker=marker,color='green',alpha=alpha,label='BAGS3',s=
    ↪ markSize)
101
102
103 #Plotando as curvas
104 X = np.linspace(0,1,50)
105
106 #BAGS1
107 a0,a1,a2,a3 = coefs1
108 plt.plot(X,f_BAGS(X,a0,a1,a2,a3),color='red',label='Regresso: BAGS1')
109
110 #BAGS2
111 a0,a1,a2,a3 = coefs2
112 plt.plot(X,f_BAGS(X,a0,a1,a2,a3),color='blue',label='Regresso: BAGS2')
113

```

```

114 #BAGS3
115 a0,a1,a2,a3 = coefs3
116 plt.plot(X,f_BAGS(X,a0,a1,a2,a3),color='green',label='Regresso: BAGS3')
117
118 #CONJUNTO, CURVA MDIA
119
120 a0,a1,a2,a3 = (np.array(coefs1)+np.array(coefs2)+np.array(coefs3))/3
121 print('Media',a0,a1,a2,a3)
122 plt.plot(X,f_BAGS(X,a0,a1,a2,a3),color='black',linewidth=2,label='Curva
    ↪ mdia')
123
124
125
126
127
128
129 #Plotando curva puramente cubica
130 plt.plot(X,X**3,'k--',label='x³')
131
132
133
134
135
136
137 plt.xlim(0,1)
138 plt.ylim(0,1)
139
140
141 plt.xlabel(r" $f_{pump}/f_{pump,nom}$ ")
142 plt.ylabel(r" $\dot{W}_{pump}/\dot{W}_{pump,nom}$ ")
143
144 plt.legend()

```

```
145 plt.grid()
146 if DoOnes:
147     plt.title("Dados e regresso corrigida das BAGSs")
148     plt.savefig('RegressaoBAGSs_corrigida.png',dpi=400)
149 else:
150     plt.title("Dados e regresso no corrigida das BAGSs")
151     plt.savefig('RegressaoBAGSs_errada.png', dpi=400)
152 plt.show()
```



## I.4 PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DA CURVA DE PERFORMANCE DAS TORRES

```
1 from datetime import datetime,timedelta
2 import matplotlib.dates as mdates
3 import numpy as np
4 import matplotlib.pyplot as plt
5 import scipy.optimize as op
6 from mpl_toolkits.mplot3d import Axes3D
7 import pylab
8 from sklearn.metrics import r2_score
9
10 txt = 'TR1_2022midAbril_onlyOn'
11
12 file = open(txt+'.txt','r')
13
14
15
16 data = []
17
18 lines = file.readlines()
19
20 row0,row1 = 2,len(lines)
21
22 for line in lines[row0-1:row1-1 +1]:
23     values = line.split('\t')
24     #print(lines.index(line))
25     for i in range(len(values)):
26         if i==0:
27             values[i] = datetime.strptime(values[i], '%Y-%m-%d %H:%M:%S')
28         else:
29             try:
```

```

30         values[i] = float(values[i])
31     except:
32         values[i] = 0.0
33     data.append(values)
34
35
36 data = np.array(data).T
37
38 dates = data[0]
39 sp= data[1]
40 corr= data[2]
41 freq= data[3]
42 pot= data[4]
43 Tout= data[5]
44 Tinall= data[6]
45 Toutall=data[7]
46 Tbu =data[8]
47
48 rang = np.abs(Tinall-Tout)
49 approach = np.abs(Tout-Tbu)
50
51
52
53 #Curva PLRxPotencia
54 fig = plt.figure()
55
56 ax = fig.add_subplot(1,1,1)
57
58 x = freq/60
59
60 aux = []
61 for i in range(len(freq)):

```

```

62     if freq[i]>=58.5:
63         aux.append(pot[i])
64     aux = np.array(aux)
65     maxPot = np.mean(aux)
66     y = pot/maxPot
67     print('Potncia mxima mdia registrada:',max(pot),'kW')
68
69
70     ax.scatter(x,y)
71
72
73     def fPot(x,a1,a2,a3,a4):
74         return a1 + a2*x + a3*x**2 + a4*x**4
75     x_,y_ = x.copy(),y.copy()
76     #x_,y_ = np.append(x,np.ones(len(x))),np.append(y,np.ones(len(y)))
77     x_,y_ = np.append(x,np.ones(len(x))*0),np.append(y,np.ones(len(y))*0)
78     #x_,y_ = np.append(x,np.ones(len(x))*0),np.append(y,np.ones(len(y))*0)
79     #x_,y_ = np.append(x,np.ones(len(x))*0.1),np.append(y,np.ones(len(y))
80         ↪ *0.1**1)
81     g1,g2,g3,g4 = op.curve_fit(fPot,xdata=x_,ydata=y_,xtol=1e-10)[0] #
82         ↪ Encontrando os coeficientes
83
84     #Calculo R2 Regr
85     R2 = r2_score(pot/maxPot,fPot(freq/60,g1,g2,g3,g4))
86     print('R2Regr_pot',R2)
87
88
89     X = np.linspace(0,1,50)
90     Y = fPot(X,g1,g2,g3,g4)
91
92     print('Regresso cubica:',g1,g2,g3,g4)
93
94     ax.plot(X,Y,'k',label='Curva de tendncia das amostras')

```

```

92 ax.plot(X,X**3, 'r--',label='y = x3')
93
94
95 fig.suptitle(txt.split("_")[0])
96 ax.set_xlim(0,1)
97 ax.set_ylim(0,1.2)
98 ax.set_xlabel(r' $f_{TR}/f_{TR,nom}$ ')
99 ax.set_ylabel(r' $\dot{W}_{TR}/\dot{W}_{TR,nom}$ ')
100 ax.grid()
101 ax.legend()
102
103 #fig.savefig(txt.split('_')[0]+'_FreqPotCubicCurve.png',dpi=400)
104
105
106
107
108 plt.show()

```

## I.5 PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DA EQUAÇÃO BIQUADRÁTICA DE POTÊNCIA

```
1 import time
2 import numpy as np
3 import matplotlib.pyplot as plt
4 import scipy.optimize as op
5 from mpl_toolkits.mplot3d import Axes3D
6
7
8 #Simulaes 1 a 18
9 txtfiles = [
10     'SimResults000', \
11     'SimResults001', \
12     'SimResults010', \
13     'SimResults011', \
14     'SimResults020', \
15     'SimResults021', \
16     'SimResults100', \
17     'SimResults101', \
18     'SimResults110', \
19     'SimResults111', \
20     'SimResults120', \
21     'SimResults121', \
22     'SimResults200', \
23     'SimResults201', \
24     'SimResults210', \
25     'SimResults211', \
26     'SimResults220', \
27     'SimResults221', \
28 ]
29
```

```

30 #Simulaes 19 a 24, utilizando a CT do prprio edificio
31 txtfiles+= [
32     'EMS_CH1_2021_codedVariateSPs_OriginalDataSource1',\
33     'EMS_CH1_2021_codedVariateSPs_OriginalDataSource2',\
34     'EMS_CH1_2021_codedVariateSPs_OriginalDataSource3',\
35     'EMS_CH1_2021_codedVariateSPs_OriginalDataSource4',\
36     'EMS_CH1_2021_codedVariateSPs_OriginalDataSource5',\
37     'EMS_CH1_2021_codedVariateSPs_OriginalDataSource6',\
38 ]
39
40
41 for i in range(len(txtfiles)):
42     if ".txt" not in txtfiles[i]:
43         txtfiles[i] = txtfiles[i]+'.txt'
44
45
46 #Criando as listas para armazenar os dados dos .txts
47 twbs = []
48 cts = []
49
50 spchw = []
51 spcdw = []
52
53 wchis = []
54 wbagps = []
55 wbacs = []
56 wbagss = []
57
58 wtr1 = []
59 wtr2 = []
60 wtr3 = []
61 wtr4 = []

```

```

62
63 tchw = []
64 tcdw = []
65
66
67 for txtfile in txtfiles:
68     t0 = time.time()
69
70
71     c = 0
72     with open(txtfile, 'r') as FileObj:
73         for lines in FileObj:
74             if c==0:
75                 #Encontrando as colunas em cada txt
76                 aux = lines.split(',')
77                 index_twbs = aux.index('Environment:Site Outdoor Air
78                 ↪ Wetbulb Temperature [C](TimeStep)')
79                 index_wchis = aux.index('CH-01:Chiller Electricity Rate [W
80                 ↪ ](TimeStep)')
81                 index_wtr1 = aux.index('TR-01:Cooling Tower Fan
82                 ↪ Electricity Rate [W](TimeStep)')
83                 index_wtr2 = aux.index('TR-02:Cooling Tower Fan
84                 ↪ Electricity Rate [W](TimeStep)')
85                 index_wtr3 = aux.index('TR-03:Cooling Tower Fan
86                 ↪ Electricity Rate [W](TimeStep)')
87                 index_wtr4 = aux.index('TR-04:Cooling Tower Fan
88                 ↪ Electricity Rate [W](TimeStep)')
89                 index_wbagss = aux.index('BAGSS:Pump Electricity Rate [W](
90                 ↪ TimeStep)')
91                 index_wbagps = aux.index('BAGP-01:Pump Electricity Rate [W
92                 ↪ ](TimeStep)')

```

```

85     index_wbacs = aux.index('BAC-01:Pump Electricity Rate [W] (
      ↪ TimeStep)')
86     try:
87         index_cts = aux.index('STF_LOAD:Plant Load Profile
      ↪ Heat Transfer Rate [W] (TimeStep)')
88     except:
89         index_cts = aux.index('LOAD_2021:Schedule Value [] (
      ↪ TimeStep)')
90         print('CT change',FileObj)
91     index_spchw = aux.index('NODE 8:System Node Setpoint
      ↪ Temperature [C] (TimeStep)')
92     index_spcdw = aux.index('NODE 2:System Node Setpoint
      ↪ Temperature [C] (TimeStep)')
93     index_tchw = aux.index('NODE 8:System Node Temperature [C
      ↪ ] (TimeStep)')
94     index_tcdw = aux.index('NODE 2:System Node Temperature [C
      ↪ ] (TimeStep)')
95
96     c+=1
97     continue
98
99
100
101     aux = lines.split(',')
102
103     CT = float(aux[index_cts]) / -1000
104
105     chi = float(aux[index_wchis])
106
107     horario = aux[0].split(' ')[1]
108     minuto = float(horario.split(':')[1])
109     hora = float(horario.split(':')[0])

```



```

110
111     SPchw = float(aux[index_spchw])
112     SPcdw = float(aux[index_spcdw])
113
114     TWB = float(aux[index_twbs])
115
116     if chi>0:
117
118         twbs.append( float(aux[index_twbs]))
119         wchis.append( float(aux[index_wchis])/1000)
120         wtr1.append( float(aux[index_wtr1])/1000)
121         wtr2.append( float(aux[index_wtr2])/1000)
122         wtr3.append( float(aux[index_wtr3])/1000)
123         wtr4.append( float(aux[index_wtr4])/1000)
124         wbagss.append( float(aux[index_wbagss])/1000) #kW
125         wbagps.append( float(aux[index_wbagps])/1000) #kW
126         wbacs.append( float(aux[index_wbacs])/1000) #kW
127         cts.append(float(aux[index_cts]) / -1000) # kW
128         spchw.append( float(aux[index_spchw]))
129         spcdw.append( float(aux[index_spcdw]))
130         tchw.append(float(aux[index_tchw]))
131         tcdw.append(float(aux[index_tcdw]))
132
133
134
135     tf = time.time()
136     tempogasto = tf-t0
137     print(tempogasto)
138
139
140 twbs = np.array(twbs)
141 wchis = np.array(wchis)

```

```

142 wtr1 = np.array(wtr1)
143 wtr2 = np.array(wtr2)
144 wtr3 = np.array(wtr3)
145 wtr4 = np.array(wtr4)
146 wbagss = np.array(wbagss)
147 wbagps = np.array(wbagps)
148 wbacs = np.array(wbacs)
149 cts = np.array(cts)
150 spchw = np.array(spchw)
151 spcdw = np.array(spcdw)
152 tchw = np.array(tchw)
153 tcdw = np.array(tcdw)
154 tots = wtr1+wtr2+wtr3+wtr4 + wbagss + wbacs + wbagps + wchis
155
156
157
158
159
160
161
162
163
164
165 #Verso alternativa da formulao amtricial do trabalho.
166 #Esta est algebricamente desenvolvida para maior agilidade de
    ↪ processamento
167 def J_alternativo(coefs,xdata):
168     #tchw,tcdw,cts,twbs = variaveis
169     u1,u2,f1,f2 = xdata
170     a11,a1221,a22,b1,b2,c11,c1221,c22,d1,d2,e11,e12,e21,e22,g = coefs
171
172     x1 = a11*u1**2 + 2*a1221*u1*u2 + a22*u2**2

```

```

173     x2 = b1*u1+b2*u2
174     x3 = c11*f1**2 + 2*c1221*f1*f2 + c22*f2**2
175     x4 = d1*f1+d2*f2
176     x5 = e11*f1*u1 + e12*f1*u2 + e21*f2*u1 + e22*f2*u2
177     return x1+x2+x3+x4+x5+g
178
179 #Funco erro, visando minimizar o quadrado dos erros
180 def ErrorFunc(coefs,xdata,ydata):
181     pred = J_alternativo(coefs,xdata)
182     losses = (pred-ydata)**2
183     return losses.sum()
184
185
186
187 k = 1
188
189 def Callback(x):
190     global k
191     print(k,x)
192     k+=1
193
194 #Determinando quais variveis sero as de base para a equao J
195 u1,u2,f1,f2 = np.copy(spchw),np.copy(spcdw-twbs),np.copy(cts),np.copy(
    ↪ twbs)
196
197
198 #Estimativa inicial para os coeficientes
199 coefs0 = np.ones(15)*1
200 coefs0[1] = -coefs0[1]
201 coefs0[-1] = 0.0
202
203

```

```

204 regression = op.minimize(
205     ErrorFunc, #Funco a ser minimizada
206     coefs0, #Estimativas iniciais dos parmetros
207     args=(u1,u2,f1,f2), #Argumentos auxiliares
208     tol=1e-100,
209     # a11, a1221, a22, b1 , b2, c11, c12, c21, c22, d1, d2, e11, e12,
210     ↪ e21, e22, g
211     #bounds=[[0,None], [None,None], [0,None], [None,None], [None,None], [None
212     ↪ ,None], [None,None], [None,None], [None,None], [None,None], [None,
213     ↪ None], [None,None], [None,None], [None,None], [None,None]],
214     options={'maxiter':int(1e100)},
215     callback=Callback,
216 )
217
218 print(regression)
219
220 coefs = regression.x
221
222
223
224 """
225 #Coeficientes resultantes da regresso acima
226 coefs = [ 2.92389356e-01, -5.49135865e-03, 9.57408710e-01, -6.05320174e
227 ↪ +00,
228     -2.31749183e+01, 3.73477826e-05, 2.57709773e-03, 2.78395854e-01,
229     1.46572750e-01, -1.27367790e+01, -2.03422479e-03, 8.48028037e-04,
230     -1.89019491e-03, 5.41018456e-01, 2.51087612e+02]
231
232 """
233 a11,a1221,a22,b1,b2,c11,c1221,c22,d1,d2,e11,e12,e21,e22,g = coefs
234
235
236
237 erroabsmedio = np.mean(np.abs( (tots-J_alternativo(coefs,[u1,u2,f1,f2]))
238 ↪ /tots ))
239
240 print('Em modulo, fraco da media do tots',erroabsmedio , np.std(np.abs(
241 ↪ (tots-J_alternativo(coefs,[u1,u2,f1,f2]))/tots )))

```

```

230
231 erroabsmedio = np.mean(np.abs( (tots-J_alterativo(coefs,[u1,u2,f1,f2]))
    ↪ ))
232 print('Em modulo, J-tots',erroabsmedio , np.std(np.abs( (tots-
    ↪ J_alterativo(coefs,[u1,u2,f1,f2])) )))
233
234 erromedio = np.mean( np.abs((tots-J_alterativo(coefs,[u1,u2,f1,f2])) ))
235 print('abs error',erromedio)
236
237
238
239 #Verificando se h um mnimo para esses coeficientes
240
241 A = np.array([[a11, a1221],[a1221, a22]])
242 #if eigvals.all>0 entao A positiva definida
243 print('eigvals A',np.linalg.eigvals(A),np.linalg.eigvals(A).all(>0,'!!!
    ↪ ')
244
245 Hess = np.array([
246     [2*a11,a1221+a1221],
247     [a1221+a1221,2*a22]
248 ])
249 #If eigvals.all>0, ento Hess positiva definida
250 print('eigvals Hess',np.linalg.eigvals(Hess),np.linalg.eigvals(Hess).all
    ↪ (>0,'!!!!')
251
252 #Avaliando se minimo ou mximo
253 #If detHess=H>0, minimo. Se H<0 sela. Se H=0 indeterminado
254 print('H=',2*a11*2*a22 - (2*a1221)**2,2*a11*2*a22 - (2*a1221)**2>0)
255 #If J_xx>0 or J_yy>0 ento minimo
256 print("Jxx=",2*a11,2*a11>0)
257 print("Jyy=",2*a22,2*a22>0)

```

## I.6 CÓDIGO EMS PARA APLICAÇÃO DO ALGORITMO DE CONTROLE DINÂMICO

```
EnergyManagementSystem:Sensor,  
  SensorMassFlow,      !- Name  
  STF_Load,            !- Output:Variable or Output:Meter Index Key  
  Plant Load Profile Mass Flow Rate; !- Output:Variable or Output:Meter Name
```

```
EnergyManagementSystem:Sensor,  
  SensorCT,           !- Name  
  STF_Load,            !- Output:Variable or Output:Meter Index Key  
  Plant Load Profile Heat Transfer Rate; !- Output:Variable or Output:Meter Name
```

```
EnergyManagementSystem:Actuator,  
  ActMassFlow,       !- Name  
  STF_Load,           !- Actuated Component Unique Name  
  Plant Load Profile, !- Actuated Component Type  
  Mass Flow Rate;    !- Actuated Component Control Type
```

```
EnergyManagementSystem:Sensor,  
  SensorTempPreSTF,  !- Name  
  Node 12,           !- Output:Variable or Output:Meter Index Key  
  System Node Temperature; !- Output:Variable or Output:Meter Name
```

```
EnergyManagementSystem:Sensor,  
  SensorFlowPreSTF,  !- Name  
  Node 12,           !- Output:Variable or Output:Meter Index Key  
  System Node Mass Flow Rate; !- Output:Variable or Output:Meter Name
```

```
EnergyManagementSystem:Actuator,  
  ActCHW_SP,         !- Name  
  Node 8,            !- Actuated Component Unique Name  
  System Node Setpoint, !- Actuated Component Type
```

```

Temperature Setpoint;                               !- Actuated Component Control Type

EnergyManagementSystem:Actuator,
  ActCDW_SP,    !- Name
  Node 2,      !- Actuated Component Unique Name
  System Node Setpoint, !- Actuated Component Type
  Temperature Setpoint; !- Actuated Component Control Type

EnergyManagementSystem:Sensor,
  Twb,          !- Name
  Environment,  !- Output:Variable Index Key Name
  Site Outdoor Air Wetbulb Temperature; !- Output:Variable Name

EnergyManagementSystem:Sensor ,
  SchFlowFrac , !Name
  FlowFraction_2021 , ! Output:Variable Index Key Name
  Schedule Value; ! Output:Variable or Output:Meter Name

EnergyManagementSystem:Sensor ,
  SchLoad, !Name
  Load_2021 , ! Output:Variable Index Key Name
  Schedule Value; ! Output:Variable or Output:Meter Name

EnergyManagementSystem:GlobalVariable, a11;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, a1221;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, a22;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, b1;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, b2;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, c11;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, c1221;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, c22;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, d1;

```

```

EnergyManagementSystem:GlobalVariable, d2;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, e11;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, e12;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, e21;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, e22;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, g;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, r;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, p;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, q;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, f1;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, f2;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, u1otimo;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, u2otimo;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, Jmin;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, tryu1otimo;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, tryu2otimo;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, tryJmin;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, u1min;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, u1max;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, u2min;
EnergyManagementSystem:GlobalVariable, u2max;

```

```

EnergyManagementSystem:OutputVariable ,
SPchw, ! Name
u1otimo, ! EMS Variable Name
Averaged , ! Type of Data in Variable
ZoneTimeStep ; ! Update Frequency

```

```

Output:Variable ,
*, !- Key Value
SPchw , !- Variable Name
timestep; !- Reporting Frequency

```



```
EnergyManagementSystem:OutputVariable ,  
SPcdw, ! Name  
u2otimo, ! EMS Variable Name  
Averaged , ! Type of Data in Variable  
ZoneTimeStep ; ! Update Frequency
```

```
Output:Variable ,  
*, !- Key Value  
SPcdw , !- Variable Name  
timestep; !- Reporting Frequency
```

```
EnergyManagementSystem:ProgramCallingManager ,  
  CallMe , ! Name  
  InsideHVACSystemIterationLoop, ! EnergyPlus Model Calling Point  
  ModMe ; ! Program Name
```

```
EnergyManagementSystem:Program ,  
  ModMe, ! Name
```

```
SET a11 = 0.292389356 ,  
SET a1221 = -0.00549135865 ,  
SET a22 = 0.95740871 ,  
SET b1 = -6.05320174 ,  
SET b2 = -23.1749183 ,  
SET c11 = 0.0000373477826 ,  
SET c1221 = 0.00257709773 ,  
SET c22 = 0.278395854 ,  
SET d1 = 0.14657275 ,  
SET d2 = -12.736779 ,
```

```

SET e11 = -0.00203422479 ,
SET e12 = 0.000848028037 ,
SET e21 = -0.00189019491 ,
SET e22 = 0.541018456 ,
SET g = 251.087612 ,

```

```

SET f1 = @abs SensorCT /1000,
SET f2 = Twb*1,

```

```

SET r = 2*a1221,
SET p = -b1-e11*f1-e21*f2,
SET q = -b2-e22*f2-e12*f1,
SET u1min = 4.0,
SET u1max = 25.0,
SET u2min = 2.0,
SET u2max = 11.0,

```

```

SET tryu2otimo = (q-r*p/(2*a11)) / (2*a22-(r^2)/(2*a11)),
SET tryu1otimo = (p-r*tryu2otimo)/(2*a11),

```

```

IF ((tryu1otimo<u1min) || (tryu1otimo>u1max) || (tryu2otimo<u2min) || (tryu2otimo>u2max))

```

```

    SET Jmin = 9999999999999999,

```

```

    SET tryu1otimo = u1min,

```

```

    SET tryu2otimo = -(2*a1221*tryu1otimo + b2 + e22*f2 + e12*f1)/(2*a22),

```

```

    IF ((tryu2otimo>u2min) && (tryu2otimo<u2max)),

```

```

        SET tryJmin = a11*(tryu1otimo^2) + 2*a1221*tryu1otimo*tryu2otimo + a22*(tryu2otimo^2),

```

```

        IF (tryJmin<Jmin),

```

```

            SET Jmin = tryJmin,

```

```

            SET u1otimo = tryu1otimo,

```

```

    SET u2otimo = tryu2otimo,
  ENDIF,
ENDIF,

SET tryu1otimo = u1max,
SET tryu2otimo = -(2*a1221*tryu1otimo + b2 + e22*f2 + e12*f1)/(2*a22),
IF ((tryu2otimo>u2min) && (tryu2otimo<u2max)),
  SET tryJmin = a11*(tryu1otimo^2) + 2*a1221*tryu1otimo*tryu2otimo + a22*(tryu2oti
  IF (tryJmin<Jmin),
    SET Jmin = tryJmin,
    SET u1otimo = tryu1otimo,
    SET u2otimo = tryu2otimo,
  ENDIF,
ENDIF,

SET tryu2otimo = u2min,
SET tryu1otimo = -(2*a1221*tryu2otimo + b1 + e11*f1 + e21*f2)/(2*a11),
IF ((tryu1otimo>u1min) && (tryu1otimo<u1max)),
  SET tryJmin = a11*(tryu1otimo^2) + 2*a1221*tryu1otimo*tryu2otimo + a22*(tryu2oti
  IF (tryJmin<Jmin),
    SET Jmin = tryJmin,
    SET u1otimo = tryu1otimo,
    SET u2otimo = tryu2otimo,
  ENDIF,
ENDIF,

SET tryu2otimo = u2max,
SET tryu1otimo = -(2*a1221*tryu2otimo + b1 + e11*f1 + e21*f2)/(2*a11),
IF ((tryu1otimo>u1min) && (tryu1otimo<u1max)),
  SET tryJmin = a11*(tryu1otimo^2) + 2*a1221*tryu1otimo*tryu2otimo + a22*(tryu2oti
  IF (tryJmin<Jmin),
    SET Jmin = tryJmin,
    SET u1otimo = tryu1otimo,

```

```

        SET u2otimo = tryu2otimo,
    ENDIF,
ENDIF,

SET tryu1otimo = u1min,
SET tryu2otimo = u2min,
SET tryJmin = a11*(tryu1otimo^2) + 2*a1221*tryu1otimo*tryu2otimo + a22*(tryu2otimo^2)
IF (tryJmin<Jmin),
    SET Jmin = tryJmin,
    SET u1otimo = tryu1otimo,
    SET u2otimo = tryu2otimo,
ENDIF,

SET tryu1otimo = u1max,
SET tryu2otimo = u2min,
SET tryJmin = a11*(tryu1otimo^2) + 2*a1221*tryu1otimo*tryu2otimo + a22*(tryu2otimo^2)
IF (tryJmin<Jmin),
    SET Jmin = tryJmin,
    SET u1otimo = tryu1otimo,
    SET u2otimo = tryu2otimo,
ENDIF,

SET tryu1otimo = u1min,
SET tryu2otimo = u2max,
SET tryJmin = a11*(tryu1otimo^2) + 2*a1221*tryu1otimo*tryu2otimo + a22*(tryu2otimo^2)
IF (tryJmin<Jmin),
    SET Jmin = tryJmin,
    SET u1otimo = tryu1otimo,
    SET u2otimo = tryu2otimo,
ENDIF,

SET tryu1otimo = u1max,
```

```

SET tryu2otimo = u2max,
SET tryJmin = a11*(tryu1otimo^2) + 2*a1221*tryu1otimo*tryu2otimo + a22*(tryu2otimo
IF (tryJmin<Jmin),
    SET Jmin = tryJmin,
    SET u1otimo = tryu1otimo,
    SET u2otimo = tryu2otimo,
ENDIF,

ELSE, !- se não tiver fora do dominio
    SET u1otimo = tryu1otimo,
    SET u2otimo = tryu2otimo,
ENDIF,

SET ActCHW_SP = u1otimo,
SET ActCDW_SP = Twb+u2otimo,

SET ActMassFlow = -SchLoad / (4186*5.5) * (22-7)/(22-SensorTempPreSTF);

```

## I.7 FICHA TÉCNICA - CHILLERS 1 E 2

---

**Soluções Completas em Sistemas Comerciais e Industriais**

---

**Programa de Seleção de Chillers**

Version 4.12 (03-SEP-2004) - Copyright © 2000-2004, Carrier Corp.

* Projecto	AT Engenharia
Data	21/10/2011 10:28:09
Localização	Brasília
Nome da Empresa	Supremo Tribunal Federal STF DF
Nome do Contacto	
Referência da CARRIER	Darcley Touguinhó
* Produto	30HXF345386S
Gama	30HXF (380-3-60)
Capacidade Total	1198 kW ( <b>340TR</b> )
Pot. Absorv. Unidade	249 kW
Pot. Abs. Comp.	249 kW
C.O.P.	4,81
Nº de Esc. Controlo Cap	10
Min. Esc. Controlo Cap.	10 %
Refrigerante	R134a
Válvula Expansão	EXV
* Evaporador	
Fluido	Água
Temp. Saída	7 °C
Dif.Temp.	5,5 K
Temp. Entrada	12,5 °C
Caudal Água	52 L/s
Perda Carga Evap.	51 kPa
F. Incustra.	0,04403 m <sup>2</sup> -K/kW
Máxima pressão da água	1000 kPa
* Condensador	
Fluido	Água
Temp. Entrada	29,5 °C
Dif.Temp.	5,5 K
Temp. Saída	35 °C
Caudal Água	62 L/s
Perda de Carga	58 kPa
F. Incustra.	0,04403 m <sup>2</sup> -K/kW
Máxima pressão da água	1000 kPa
T.H.R.	1435 kW
* Nº Compressores	4
Tipo de Compressor	screw
Veloc. Compressor	58,4 r/s
Tipo de Arranque	direct

---

**Soluções Completas em Sistemas Comerciais e Industriais**


---

* V/ F /Hz	380-3-60	
Factor de Pot. (max power)	0,88	
Corrente a Plena Carga	447	A (U nom.)
Corr. Máx. Arranque	539	A
Limites Tensão	342/418	V

* Peso em Funcionamento	5553,0	kg
Carga de Refrigerante	206	kg
Comp./ Largura / Altura	4533	mm
	1015	mm
	2112	mm

## \* Carga Parcial

-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
100	29,5	1198	100	249	100	4,81
75	26,1	945	79	174	70	5,42
50	22,8	658	55	105	42,2	6,26
25	19,4	339	28,2	48,5	19,5	6,98

-1-Escalonamento teórico(%)

-2-Temp. Água de Entrada no Condensador(°C)

-3-Capacidade Total(kW)

-4-(%)

-5-Pot. Absorv. Unidade(kW)

-6-(%)

-7-COP

## \* Potência Acústica (dB ref. 1e-12 W) (Carga Máxima)

Octave band (Hz)

	125	250	500	1K	2K	4K	8K	Global
Lw	82	87	86	99	100	94	85	103
Lw(A)	66	78	83	99	101	95	84	104

Potência Acústica Global dB(A) : De acordo com o Standard da EUROVENT = 104

Pressão Acústica Média (dB ref. 2e-5 Pa). Distância 5 m

Octave band (Hz)

	125	250	500	1K	2K	4K	8K	Global
Lp	55	60	59	72	73	67	58	76
Lp(A)	38,7	51	56	72	74	68	57	77

Nível de Pressão Global em dB(A) = 77

## \* Full-load and Part-load calculation

- 1 The Unit capacity is the Gross Unit capacity.
- 2 The Unit kW input includes Compressor and Fan (when Fan).
- 3 The Unit C.O.P. is the Unit capacity divided by the Unit kW input.



## I.8 FICHA TÉCNICA - CHILLER 3



Turn to the Experts.



**Soluções Completas em Sistemas Comerciais e Industriais**

**Chiller selection Software**

Version 4.12 (03-SEP-2004) - Copyright © 2000-2004, Carrier Corp.

<b>* Project</b>	<b>Supremo Tribunal Federal</b>	
<b>Date</b>	<b>19/8/2009 10:58:56</b>	
<b>Location</b>	<b>Brasília / DF</b>	
<b>Company name</b>	<b>Almeida França Engenharia Ltda.</b>	
<b>Contact name</b>	<b>Carlos Brito</b>	
<b>CARRIER reference</b>	<b>Luiz Pedroza</b>	
<b>* Product</b>	<b>30HXF285386S</b>	
<b>Range</b>	<b>30HXF</b>	
<b>Gross capacity</b>	<b>892</b>	<b>kW</b>
<b>Unit absorbed power</b>	<b>192</b>	<b>kW</b>
<b>Compres. Input power</b>	<b>192</b>	<b>kW</b>
<b>C.O.P.</b>	<b>4,63</b>	
<b>No of capacity steps</b>	<b>8</b>	
<b>Minimum step</b>	<b>14</b>	<b>%</b>
<b>Refrigerant</b>	<b>R134a</b>	
<b>Expansion valve</b>	<b>EXV</b>	
<b>* Evaporator</b>		
<b>Ethylene Glycol</b>	<b>25</b>	<b>%</b>
<b>Leaving T.</b>	<b>5</b>	<b>°C</b>
<b>Delta T.</b>	<b>4,93</b>	<b>K</b>
<b>Entering T.</b>	<b>9,93</b>	<b>°C</b>
<b>Flow rate</b>	<b>46,2</b>	<b>L/s</b>
<b>Evaporator pressure drop</b>	<b>74</b>	<b>kPa</b>
<b>Fouling factor</b>	<b>0,04403</b>	<b>m<sup>2</sup>-K/kW</b>
<b>Max operating pressure</b>	<b>1000</b>	<b>kPa</b>
<b>* Condenser</b>		
<b>Fluid</b>	<b>Water</b>	
<b>Entering T.</b>	<b>29,5</b>	<b>°C</b>
<b>Delta T.</b>	<b>5,5</b>	<b>K</b>
<b>Leaving T.</b>	<b>35</b>	<b>°C</b>
<b>Flow rate</b>	<b>46,7</b>	<b>L/s</b>
<b>Pressure drop</b>	<b>39</b>	<b>kPa</b>
<b>Fouling factor</b>	<b>0,04403</b>	<b>m<sup>2</sup>-K/kW</b>
<b>Max operating pressure</b>	<b>1000</b>	<b>kPa</b>
<b>T.H.R.</b>	<b>1075</b>	<b>kW</b>
<b>* No of compressors</b>	<b>3</b>	
<b>Compressor type</b>	<b>screw</b>	
<b>Compressor motor speed</b>	<b>49</b>	<b>r/s</b>
<b>Starter type</b>	<b>direct</b>	
<b>* Volts/Phases/Hertz</b>	<b>380-3-60</b>	
<b>Power Factor (at max power)</b>	<b>0,88</b>	
<b>Maximum current drawn</b>	<b>356,8</b>	<b>A (U nom.)</b>
<b>Maximum starting current</b>	<b>478,2</b>	<b>A</b>
<b>Voltage limits</b>	<b>342/418 V</b>	
<b>* Operating weight</b>	<b>4776,0</b>	<b>kg</b>
<b>Refrigerant charge</b>	<b>212</b>	<b>kg</b>
<b>Length/Width/Height</b>	<b>3923,5</b>	<b>mm</b>
	<b>1015</b>	<b>mm</b>
	<b>2060</b>	<b>mm</b>

---

**Soluções Completas em Sistemas Comerciais e Industriais**

---

**\* Part Load**

-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
100	29,5	668	100	185	100	3,62
75	26,1	487	73	153	83	3,18
50	22,8	303	45,3	87	47,3	3,46
25	19,4	184	27,5	44	23,8	4,19

- 1-Theoretical Unloading step(%)
- 2-Entering Condenser Temperature(°C)
- 3-Gross capacity(kW)
- 4-(%)
- 5-Unit absorbed power(kW)
- 6-(%)
- 7-COP

**\* Acoustic power (dB ref. 1e-12 W) (Full load)**

Octave band (Hz)	125	250	500	1K	2K	4K	8K	Global
Lw	80	85	84	97	98	92	83	101
Lw(A)	64	76	81	97	99	93	82	102

Global Acoustic power dB(A), according to EUROVENT standard = 102

**Average acoustic pressure (dB ref. 2e-5 Pa). Distance 5 m**

Octave band (Hz)	125	250	500	1K	2K	4K	8K	Global
Lp	53	58	57	70	71	65	56	74
Lp(A)	36,9	49,4	54	70	72	66	55	75

Global pressure level in dB(A) = 75

**\* Full-load and Part-load calculation**

- 1 The Unit capacity is the Gross Unit capacity.
- 2 The Unit kW input includes Compressor and Fan (when Fan).
- 3 The Unit C.O.P. is the Unit capacity divided by the Unit kW input.



Turn to the Experts<sup>®</sup>




---

**Soluções Completas em Sistemas Comerciais e Industriais**

---

**Chiller selection Software**

**Version 4.12 (03-SEP-2004) - Copyright © 2000-2004, Carrier Corp.**

<b>* Project</b>	<b>Supremo Tribunal Federal</b>	
<b>Date</b>	<b>19/8/2009 10:59:30</b>	
<b>Location</b>	<b>Brasília / DF</b>	
<b>Company name</b>	<b>Almeida França Engenharia Ltda.</b>	
<b>Contact name</b>	<b>Carlos Brito</b>	
<b>CARRIER reference</b>	<b>Luiz Pedroza</b>	
<b>* Product</b>	<b>30HXE285386S</b>	
<b>Range</b>	<b>30HXE</b>	
<b>Gross capacity</b>	<b>648</b>	<b>kW</b>
<b>Unit absorbed power</b>	<b>192</b>	<b>kW</b>
<b>Compres. Input power</b>	<b>192</b>	<b>kW</b>
<b>C.O.P.</b>	<b>3,37</b>	
<b>No of capacity steps</b>	<b>8</b>	
<b>Minimum step</b>	<b>14</b>	<b>%</b>
<b>Refrigerant</b>	<b>R134a</b>	
<b>Expansion valve</b>	<b>EXV</b>	
<b>* Evaporator</b>		
<b>Ethylene Glycol</b>	<b>25</b>	<b>%</b>
<b>Leaving T.</b>	<b>-5</b>	<b>°C</b>
<b>Delta T.</b>	<b>3,26</b>	<b>K</b>
<b>Entering T.</b>	<b>-1,74</b>	<b>°C</b>
<b>Flow rate</b>	<b>51</b>	<b>L/s</b>
<b>Evaporator pressure drop</b>	<b>99</b>	<b>kPa</b>
<b>Fouling factor</b>	<b>0,04403</b>	<b>m<sup>2</sup>-K/kW</b>
<b>Max operating pressure</b>	<b>1000</b>	<b>kPa</b>
<b>* Condenser</b>		
<b>Fluid</b>	<b>Water</b>	
<b>Entering T.</b>	<b>29,5</b>	<b>°C</b>
<b>Delta T.</b>	<b>5,5</b>	<b>K</b>
<b>Leaving T.</b>	<b>35</b>	<b>°C</b>
<b>Flow rate</b>	<b>36,1</b>	<b>L/s</b>
<b>Pressure drop</b>	<b>24</b>	<b>kPa</b>
<b>Fouling factor</b>	<b>0,04403</b>	<b>m<sup>2</sup>-K/kW</b>
<b>Max operating pressure</b>	<b>1000</b>	<b>kPa</b>
<b>T.H.R.</b>	<b>831</b>	<b>kW</b>
<b>* No of compressors</b>	<b>3</b>	
<b>Compressor type</b>	<b>screw</b>	
<b>Compressor motor speed</b>	<b>49</b>	<b>r/s</b>
<b>Starter type</b>	<b>direct</b>	
<b>* Volts/Phases/Hertz</b>	<b>380-3-60</b>	
<b>Power Factor (at max power)</b>	<b>0,88</b>	
<b>Maximum current drawn</b>	<b>356,8</b>	<b>A (U nom.)</b>
<b>Maximum starting current</b>	<b>478,2</b>	<b>A</b>
<b>Voltage limits</b>	<b>342/418 V</b>	
<b>* Operating weight</b>	<b>4776,0</b>	<b>kg</b>
<b>Refrigerant charge</b>	<b>212</b>	<b>kg</b>
<b>Length/Width/Height</b>	<b>3923,5</b>	<b>mm</b>
	<b>1015</b>	<b>mm</b>
	<b>2060</b>	<b>mm</b>

**\* Part Load**

-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
100	29,5	668	100	185	100	3,62
75	26,1	487	73	153	83	3,18
50	22,8	303	45,3	87	47,3	3,46
25	19,4	184	27,5	44	23,8	4,19

- 1-Theoretical Unloading step(%)
- 2-Entering Condenser Temperature(°C)
- 3-Gross capacity(kW)
- 4-(%)
- 5-Unit absorbed power(kW)
- 6-(%)
- 7-COP

**\* Acoustic power (dB ref. 1e-12 W) (Full load)**

Octave band (Hz)	125	250	500	1K	2K	4K	8K	Global
Lw	80	85	84	97	98	92	83	101
Lw(A)	64	76	81	97	99	93	82	102

Global Acoustic power dB(A), according to EUROVENT standard = 102

**Average acoustic pressure (dB ref. 2e-5 Pa). Distance 5 m**

Octave band (Hz)	125	250	500	1K	2K	4K	8K	Global
Lp	53	58	57	70	71	65	56	74
Lp(A)	36,9	49,4	54	70	72	66	55	75

Global pressure level in dB(A) = 75

**\* Full-load and Part-load calculation**

- 1 The Unit capacity is the Gross Unit capacity.
- 2 The Unit kW input includes Compressor and Fan (when Fan).
- 3 The Unit C.O.P. is the Unit capacity divided by the Unit kW input.

## **I.9 FICHA TÉCNICA - BOMBAS**

N/Ref.: **110VCC01625-1**

S/Ref.: **Obra:STF**

Data:**02/04/2012**

Item: **1**

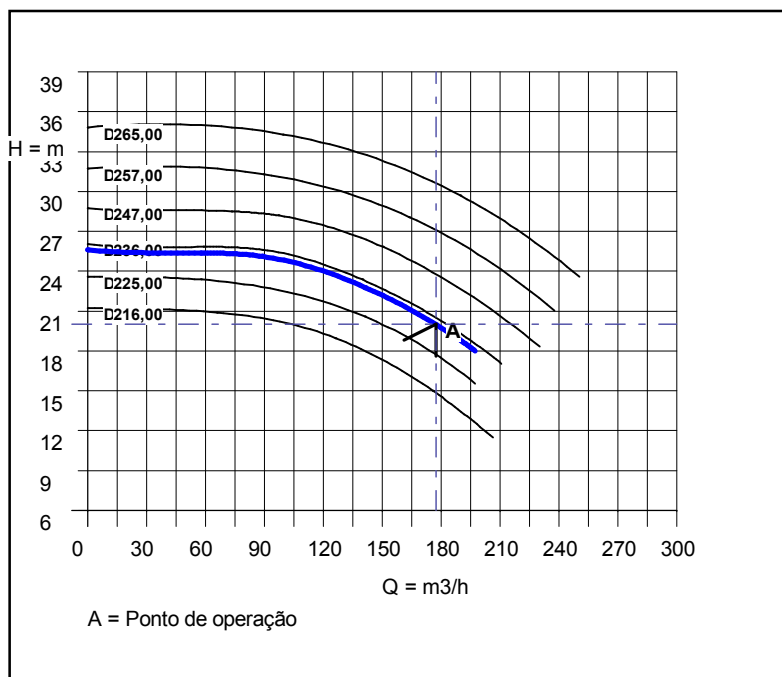
Quantidade: **4**

Tag:**BAGPS 01/04**

## Bomba Modelo: MEGANORM 100-250

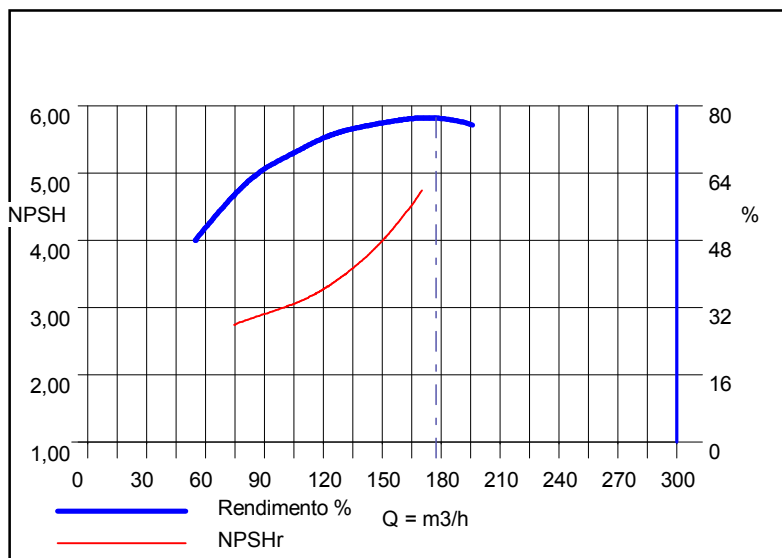
### Dados Operacionais:

Vazão : **177,20** m3/h  
 Amt : **20,00** m  
 NPSH (Requerido) : **4,96** m  
 Rendimento : **77,00** %  
 Diam.Rotor Projeto : **234,00** mm  
 Líquido Bombeado : **Água**  
 Temperatura : **25** °C  
 Densidade : **1,000** Kg/dm3  
 Velocidade : **1750** rpm  
 Viscosidade : **1,00** cSt  
 Potência Consumida: **17,00** CV



### Dados Construtivos:

Diam. Sucção : **125mm**  
 Posição : **HORIZONTAL**  
 Classe Pressão : **125# FF**  
 Norma : **ANSI B16.1**  
 Diam. Recalque : **100mm**  
 Posição : **VERTICAL**  
 Classe Pressão : **125# FF**  
 Norma : **ANSI B16.1**  
 Construção : **PÉS**  
 Mancais : **ROLAMENTOS**  
 Lubrificação : **ÓLEO**  
 Rotação(v.l.acion) : **Horário**  
 Base : **Estrutural**  
 Luva Elástica : **E97**  
 Motor : **WEG22PLUS**  
**20 HP / IP55 / 160M / 220/760V / Trifásico**  
 Vedação : **Selo Mecânico**



### Materiais:

Carcaça : **A48CL30**  
 Rotor : **A48CL30**  
 Eixo : **SAE1045**  
 Luva Protetora Eixo: **A48CL30**  
 Anel de Desgaste : **A48CL30**

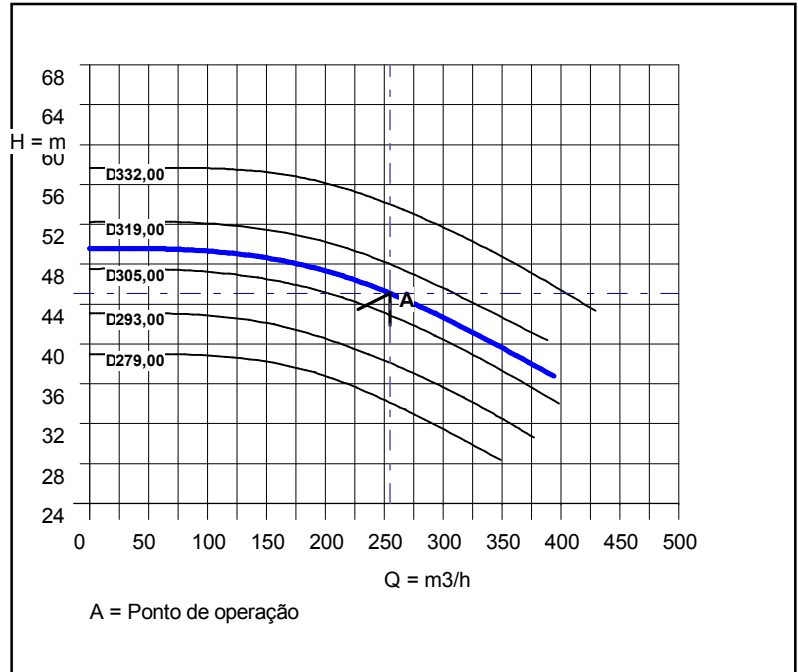
### Escopo de Fornecimento:

Selo mecanico, Bomba, Acionador, Luva elastica, Servico conjugacao, Base, Protetor Contra flage. recalque, Contra flage. succao

**Bomba Modelo: MEGANORM 125-315**

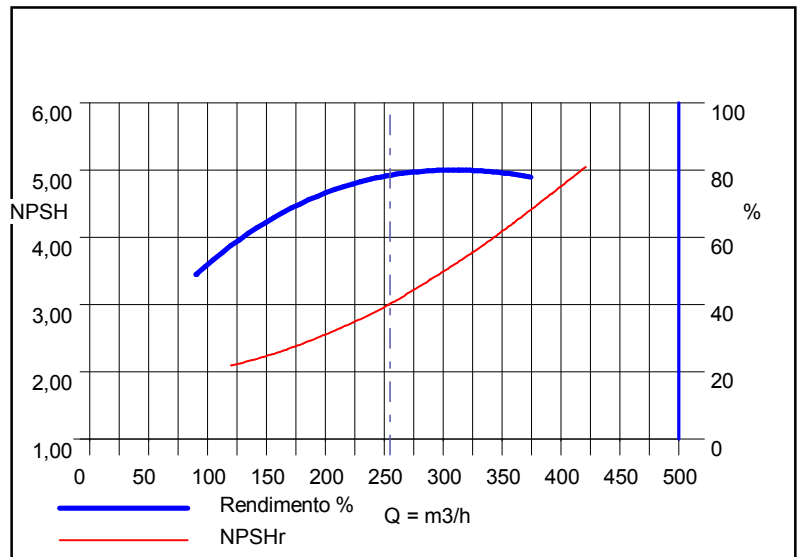
**Dados Operacionais:**

Vazão	: <b>254,80</b>	m <sup>3</sup> /h
Amt	: <b>45,00</b>	m
NPSH (Requerido)	: <b>3,01</b>	m
Rendimento	: <b>78,00</b>	%
Diam.Rotor Projeto	: <b>311,00</b>	mm
Líquido Bombeado	: <b>Água</b>	
Temperatura	: <b>25</b>	°C
Densidade	: <b>1,000</b>	Kgf/dm <sup>3</sup>
Velocidade	: <b>1750</b>	rpm
Viscosidade	: <b>1,00</b>	cSt
Potência Consumida:	<b>54,40</b>	CV



**Dados Construtivos:**

Diam. Sucção	: <b>150mm</b>
Posição	: <b>HORIZONTAL</b>
Classe Pressão	: <b>125# FF</b>
Norma	: <b>ANSI B16.1</b>
Diam. Recalque	: <b>125mm</b>
Posição	: <b>VERTICAL</b>
Classe Pressão	: <b>125# FF</b>
Norma	: <b>ANSI B16.1</b>
Construção	: <b>PÉS</b>
Mancais	: <b>ROLAMENTOS</b>
Lubrificação	: <b>ÓLEO</b>
Rotação(v.l.acion)	: <b>Horário</b>
Base	: <b>Estrutural</b>
Luva Elástica	: <b>E148</b>
Motor	: <b>WEG22 PLUS</b>
	: <b>60 HP / IP55 / 225S/M / 220/760V / Trifásico</b>
Vedação	: <b>Selo Mecânico</b>



**Materiais:**

Carcaça	: <b>A48CL30</b>
Rotor	: <b>A48CL30</b>
Eixo	: <b>SAE1045</b>
Luva Protetora Eixo	: <b>A48CL30</b>
Anel de Desgaste	: <b>A48CL30</b>

**Escopo de Fornecimento:**

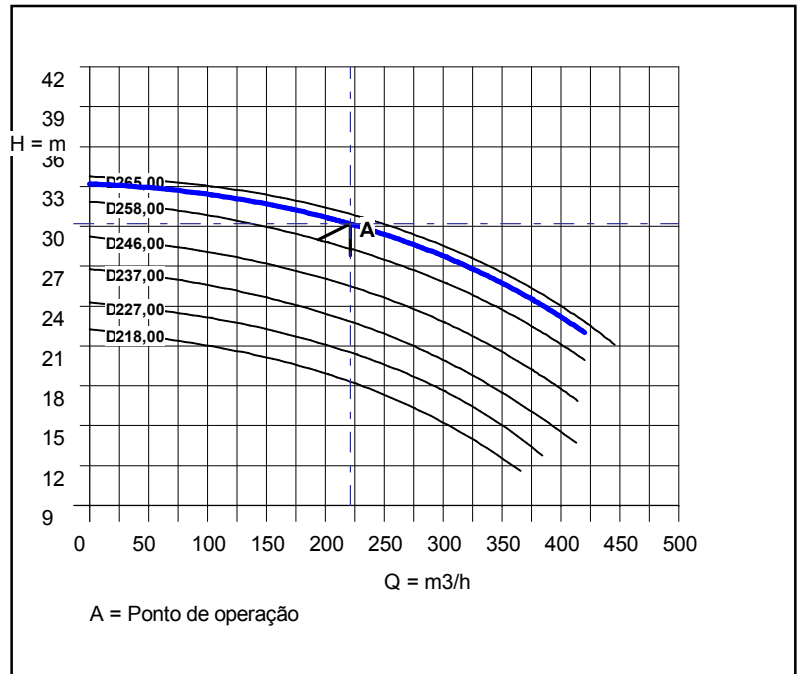
Selo mecanico, Bomba, Acionador, Luva elastica, Servico conjugacao, Base, Protetor Contra flage. recalque, Contra flage. succao



**Bomba Modelo: MEGANORM 125-250**

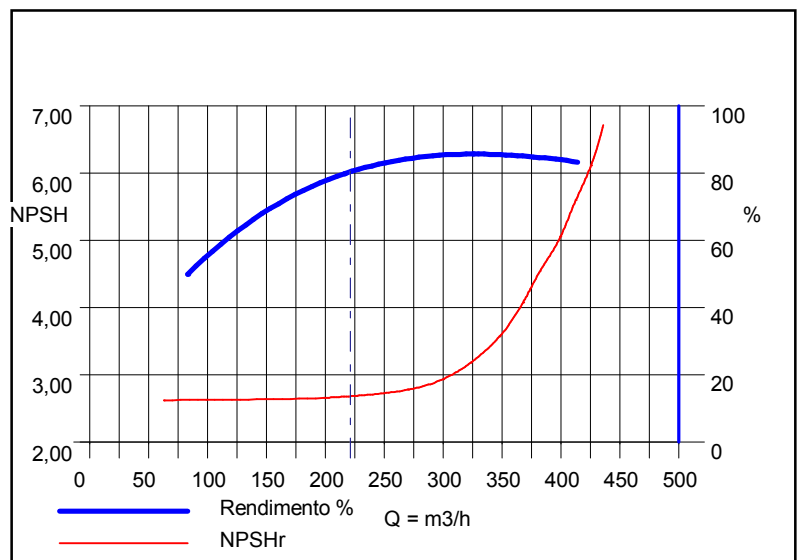
**Dados Operacionais:**

Vazão	: 221,00	m3/h
Amt	: 30,00	m
NPSH (Requerido)	: 2,68	m
Rendimento	: 80,00	%
Diam.Rotor Projeto	: 263,00	mm
Líquido Bombeado	: <b>Água</b>	
Temperatura	: 25	°C
Densidade	: 1,000	Kgf/dm3
Velocidade	: 1750	rpm
Viscosidade	: 1,00	cSt
Potência Consumida:	: 30,70	CV



**Dados Construtivos:**

Diam. Sucção	: 150mm
Posição	: <b>HORIZONTAL</b>
Classe Pressão	: <b>125# FF</b>
Norma	: <b>ANSI B16.1</b>
Diam. Recalque	: 125mm
Posição	: <b>VERTICAL</b>
Classe Pressão	: <b>125# FF</b>
Norma	: <b>ANSI B16.1</b>
Construção	: <b>PÉS</b>
Mancais	: <b>ROLAMENTOS</b>
Lubrificação	: <b>ÓLEO</b>
Rotação(v.l.acion)	: <b>Horário</b>
Base	: <b>Estrutural</b>
Luva Elástica	: <b>E128</b>
Motor	: <b>WEG22PLUS</b>
	: <b>40 HP / IP55 / 200M / 220/760V / Trifásico</b>
Vedação	: <b>Selo Mecânico</b>



**Materiais:**

Carcaça	: <b>A48CL30</b>
Rotor	: <b>A48CL30</b>
Eixo	: <b>SAE1045</b>
Luva Protetora Eixo	: <b>A48CL30</b>
Anel de Desgaste	: <b>A48CL30</b>

**Escopo de Fornecimento:**

Selo mecanico, Bomba, Acionador, Luva elastica, Servico conjugacao, Base, Protetor Contra flage. recalque, Contra flage. succao

## I.10 FICHA TÉCNICA - TORRES DE RESFRIAMENTO

Para: **ALMEIDA FRANÇA**  
At.: **SR ARMANDO**  
De: **MARCOS ARAUJO**  
Ref.: **STF**

FAX:  
FONE: **61 33639112**  
DATA: **28/05/2012**

Em atenção à solicitação de V.Sa., apresentamos abaixo nossa proposta técnica-comercial para fornecimento de Torre de Resfriamento, marca Semco. Assim temos:

### **Descritivo Técnico - Torres de Resfriamento VXT**

**TIPO** – Tiragem mecânica de insuflamento, Troca Térmica em Contra Corrente Ar/Água, Tomada de ar por 1 lado e Descarga de ar úmido na vertical. Os ventiladores e os motores estão localizados na parte inferior do equipamento e na entrada de ar seco, para maior facilidade de manutenção e durabilidade. Os acessórios standard são: portas de inspeção circulares, filtros de sucção de grande superfície com dispositivo anti-cavitação, linha de sangria com registro, e uma válvula de boia em latão com bóia plástica de grande diâmetro de fácil regulagem.

**VENTILADORES** – Os ventiladores centrífugos de pás curvadas para frente são estaticamente e dinamicamente balanceados. As volutas tem anéis de entrada aerodinâmicos para uma tomada de ar mais eficiente. As bocas retangulares de descarga se estendem para dentro da bacia para aumentar a eficiência dos ventiladores e evitar que penetre água nos mesmos. Os rotores dos ventiladores são montados em um eixo de aço apoiado nas extremidades em mancais auto-alinhantes, carcaças em ferro fundido nodular com rolamentos de esferas relubrificáveis do tipo pesado. As laminas dos rotores são fabricados em chapa de aço galvanizada por imersão a quente e pintadas com pintura eletrostática a pó.

**MOTOR ELÉTRICO / ACIONAMENTO** – Motores do tipo TFVE, com grau de proteção IP-55, isolamento classe B ou conforme solicitação. Cada motor é instalado sob um compartimento protegido contra intempéries e sobre uma base de fácil regulagem. O acionamento por polias e correias são dimensionado para não menos do que 150% da potência nominal do motor. O acionamento e todas as partes girantes são protegidas por telas removíveis em arame galvanizado por imersão a quente.

**ENCHIMENTO** –É constituído de Filmes de PVC auto-extinguível com grau de propagação de chama igual a 25 de acordo com a norma ASTM E-84. O perfil ondulado permite maior contato entre o ar e a água com reduzida perda de carga no fluxo de ar. Como são filmes individuais com espessador incorporado, o que facilita a montagem e a limpeza.

**DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA** – A água é uniformemente distribuída sobre o enchimento por um sistema de tubos de PVC de Classe 15, composto por um distribuidor principal e por ramais providos de bicos de pulverização em plástico com orifícios de grande abertura para evitar entupimento. Os ramais e os bicos são conectados através de anéis de borracha para permitir uma fácil desmontagem caso se deseje realizar uma limpeza mais completa. O distribuidor principal pode ser provido de uma conexão do lado externo para manômetro.

**ELIMINADORES DE GOTAS** – são construídos em polipropileno, separam de forma eficaz as gotas de água do fluxo de ar, através de três deflexões direcionais. O formato das lâminas na saída do ar aumenta a velocidade de descarga, direcionando-a para longe da tomada de ar dos ventiladores. Os conjuntos de eliminadores são montados em seções que facilmente podem ser retiradas, permitindo acesso ao sistema de distribuição de água.

**PINTURA** - Os equipamentos SEMCO BAC são cuidadosamente protegidos contra corrosão para garantir longa durabilidade. As peças manufaturas são protegidas com pintura de fundo enriquecida com Zinco em todas as superfícies e arestas expostas. A seguir, todo equipamento é revestido com tinta anti-corrosiva em Alumínio Fenólico desenvolvida pela Baltimore Aircoil (BAC). A espessura final seca é aprox. de 60 microns. Opcionalmente p/ ambientes agressivos e próximos ao mar temos a Pintura tipo "Orla Marítima" revestido interno/externo com Epóxi Alcatrão de Hulha de alta espessura e externamente c/ Alumínio Fenólico, sendo a espessura final seca de aproximadamente de 200 microns.



**1. DADOS DE OPERAÇÃO UNITÁRIOS**

• Calor Dissipado Unitário (Kcal/h)	1.215.500
• Temperatura de Entrada (°C)	35
• Temperatura de Saída (°C)	29,5
• Temperatura de Bulbo Úmido (°C)	24
• Vazão Água Unitária (m3/h)	221

**2. DADOS TÉCNICOS UNITÁRIOS**

• Modelo Selecionado	<b>VXT- N240</b>
• Troca Térmica	Contra Corrente
• Descarga Ar	Vertical
• Tomada de Ar	1 lado
• Comprimento x Largura x Altura (mm)	3.550 X 2.426 X 3.524
• Peso embarque / operação (kg)	2.309 / 3.846
• Categoria de ruído	Super Silencioso
• Ventilador	Centrifugo
• Tipo do enchimento	Filme PVC Auto Extinguível
• Tipo de acionamento	Polia e Correia
• Material da Carcaça / Bacia	Chapa de Aço galvanizado pintada
• Acessórios Standard	Filtro, Dreno, ladrão, V.bóia,

**3. MOTORES ELÉTRICOS**

• Potência do Motor Principal do ventilador (cv)	30,0
• Proteção / Isolamento	IP 55 – TFVE / Classe F
• Tensão /Frequência / Fases	Informar / 60 Hz / Trifásico

**4. FORMA DE DESPACHO**

• Embarque na fábrica	<b>Montada em Módulos</b>
• Supervisão/Montagem	Não Incluso

**5. GARANTIA**

A SEMCO garante a qualidade do equipamento da sua fabricação pelo prazo de 12 (doze) meses de operação, ou 18 (dezoito) meses da emissão da Nota fiscal, prevalecendo o que ocorrer primeiro. Demais condições conforme nosso termo geral de garantia.

**6. CONDIÇÕES COMERCIAIS**

<b>NCP 1253/11</b>		<b>Página 3 de 3</b>
• Modelo	<b>VXT- N240</b>	
• Quantidade	<b>1</b>	
• Prazo de Entrega Equipamento	<b>60 dias</b>	

Na necessidade de quaisquer esclarecimentos e/ou informações técnicas-comerciais adicionais, estamos a vossa inteira disposição.

Atenciosamente,

Marcos Araujo  
Retec Representações e Comercio de Maquinas Ltda  
Representante Comercial Semco Equipamentos de Refrigeração Ltda  
Fone/Fax: 61 3363 7172  
Visite nosso site: [www.reteciisolamentos.com.br](http://www.reteciisolamentos.com.br)



## I.11 PLANILHAS DE DADOS

Dado o volume de informações necessárias para as análises deste trabalho, seriam necessárias milhares de linhas de tabelas para se apresentar toda a informação utilizada para se chegar aos resultados mostrados no corpo do texto. Portanto, optou-se por compartilhar os dados da instalação e das simulações de maneira externa por meio do seguinte link ou então pelo QR code.

<<https://drive.google.com/drive/folders/1fzcFy1eKT1LfcipStARS8ReSLolzRiAp?usp=sharing>>



Figura 1: QR code para acesso aos dados