



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**AVALIAÇÃO DE CENÁRIO ALTERNATIVO
PARA SISTEMA DE CONDENSAÇÃO DE
UM COMPLEXO MULTIENTREPRENSORIAL**

Por
Pedro Pellegrino da Fonseca

Brasília, 3 de julho de 2019

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA
UNIVERSIDADE DE BRASILIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

AVALIAÇÃO DE CENÁRIO ALTERNATIVO PARA SISTEMA DE CONDENSAÇÃO DE UM COMPLEXO MULTIENTREPRENSORIAL

POR

Pedro Pellegrino da Fonseca

Relatório submetido ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Manoel Dias Pimenta, UnB/ ENM

Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, UnB/ ENM

Prof. Armando de Azevedo Caldeira-Pires, UnB/ ENM

Brasília, 3 de julho de 2019

Dedico este trabalho à minha avó, eterna e melhor parte de mim, à minha mãe, cujo amor incondicional sempre me fez seguir em frente, ao meu pai, com quem sempre pude buscar conselho e consolo e à minha irmã, sem a qual não vivo. Vocês são a razão e motivação disso tudo.

Pedro Pellegrino da Fonseca

Agradecimentos

Ao professor Pimenta, por quem tive a honra de ser orientado. Suas críticas sempre construtivas e seus ensinamentos – dentro e fora da sala de aula – compuseram a base deste trabalho, tornando-o possível. Obrigado pela paciência e compreensão com todos os imprevistos ao longo deste ano, espero poder fazer jus ao resultado final desta empreitada.

Ao meu tio Sergio, com quem tive o prazer de aprender que ser um engenheiro vai muito além das responsabilidades da profissão. Sua serenidade, honestidade e sabedoria te fazem um exemplo de ser humano. Seu livro serviu de inspiração e auxílio para este trabalho, mas seus ensinamentos me deram a coragem de empreender e seguir meus sonhos.

Aos irmãos que a vida me deu o prazer de escolher: Castor, Bakaj, Pedrosa, Gualda, Ganso e a todos os que, de alguma forma, contribuíram para que esse sonho se tornasse realidade. Meus melhores erros e piores acertos foram juntos de vocês. Que essas décadas de convivência continuem fortes, independente da distância.

Às maiores provas da magnitude e robustez da amizade entre homem e mulher. Maria, Paula, Lana e Julia: obrigado a todos os momentos que suas presenças me permitiram não abdicar das minhas paixões, espiritualidade e sonhos. Vocês apareceram na minha vida das formas mais inesperadas e assim continuam a guiá-la, sempre me conduzindo à fé, resiliência e compaixão. Maria, quão melhor o mundo seria se todos pudessem ser iluminados pela sua luz. Obrigado por essas décadas de amizade pura, inocente e verdadeira.

Aos irmãos que a UnB me deu: Helson, Avô, Reizin, Zé, Samuel, Antônio, Vini, Brunett, com quem compartilhei os maiores desafios da faculdade e aprendi que a maior fonte de conhecimento é a amizade. Que as promessas de churras do Pellê um dia se tornem realidade.

Aos mestres da Eurofix, André, Branquinho, Sidivan, Willian e Wellington, que me deram a oportunidade de aprender que conhecimento não se mensura por diplomas, mas pela vontade de aprender. O verdadeiro engenheiro aprende na prática a lidar com os problemas que a vida lhe apresenta e, assim como na oficina, não há um manual explicando todos os detalhes.

Aos meus sócios que acreditaram na Flug e embarcaram comigo no instável, porém gratificante, desafio de se viver fora da zona de conforto. Matheus, Miguel, Gabriel, Rafael e Georges, eu não poderia pedir por melhores companheiros para essa jornada.

A todos os professores e colaboradores da Universidade de Brasília que fizeram parte da minha formação profissional, pessoal e espiritual, tornando essa graduação possível. Com as palavras de Nelson Mandela, “A educação é a arma mais poderosa que você pode usar para mudar o mundo”

Vodinha, você nos deixou sem conseguir ver este trabalho pronto, mas participou ativamente de cada segundo que o compôs. Não há palavras que descrevam a minha eterna admiração e gratidão por ti. Carregarei seus valiosos ensinamentos ad aeternum para que, um dia, possa ser metade do ser humano que você é. Descanse em paz, meu anjo da guarda.

Pedro Pellegrino da Fonseca

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo comparativo e propositivo do impacto energético de dois cenários de operação de torres de resfriamento no sistema de condensação da central de água gelada de um complexo multiempresarial situado em Brasília – DF, que inclui 4 *chillers* com condensação a água. O estudo de caso se baseou na análise de dois cenários: uma ou 5 torres operando simultaneamente, apresentando simulações termoenergéticas computacionais e, posteriormente, a análise da melhor alternativa e os seus impactos energéticos e financeiros para o complexo.

Palavras chave: Torre de resfriamento, Otimização, Central de água gelada.

ABSTRACT

This work presents a comparative study of the energy impact of two cooling tower operation scenarios in a condensation system of the chilled water plant of a multi-company complex located in Brasília, DF, which is constituted by four water condensed chillers. The case study is based on a double scenario analysis: one or five towers operating simultaneously, presenting computational thermoenergetic simulations and, later, an analysis of the best alternative and its energetic and financial effects.

Key-Words: Cooling tower, Optimization, chilled water system.

Sumário

1. INTRODUÇÃO	15
1.1. Tema de estudo e sua relevância	15
1.2. Revisão Bibliográfica	16
1.3. Objetivos	20
1.4. Metodologia	20
1.5. Estrutura do trabalho	21
2. REVISÃO DOS CONCEITOS TEÓRICOS.....	22
2.1. Ciclo de Refrigeração por compressão.....	22
2.1.1. Ciclo Padrão	23
2.1.2. Coeficiente de Performance (COP)	24
2.2. Carga Térmica de resfriamento	24
2.3. Central de água gelada (CAG).....	25
2.4. Chiller	27
2.4.1. Condensação a ar	28
2.4.2. Condensação a água	28
2.5. Torre de Resfriamento.....	30
2.6. Bombas.....	32
2.7. Fan Coil.....	34
2.8. Softwares de simulação numérica.....	35
2.8.1. Energy Plus	35
2.8.2. Open Studio	36
3. Estudo de Caso	37
3.1. Complexo Brasil 21.....	37

3.2.	Estudo da central de água gelada.....	39
3.3.	Chillers.....	43
3.4.	Circuitos hidráulicos.....	44
3.5.	Torres de resfriamento.....	46
3.6.	Sistema de automação e controle.....	49
3.7.	Consumo de energia.....	51
4.	Modelagem do circuito de condensação.....	54
4.1.	Aspectos gerais.....	54
4.2.	Modelagem do consumo de água nas torres.....	56
4.2.1.	Perda de água por evaporação.....	58
4.2.2.	Perda de água por arraste.....	60
4.2.3.	Perda de água por purga.....	60
4.3.	Modelagem energética das torres de resfriamento.....	62
4.3.1.	Equivalência a um trocador de calor.....	62
4.3.2.	O parâmetro Coeficiente de troca de calor – área (UA).....	65
4.3.3.	Cálculo da temperatura de saída da água.....	66
4.3.4.	Cálculo da potência do ventilador.....	68
5.	Simulação.....	70
5.1.	Edifício referência e carga térmica.....	70
5.2.	Vazão de água em cada torre.....	72
5.3.	Arquivos climáticos.....	73
5.4.	Condições operacionais das torres.....	74
5.5.	Dados de entrada.....	74
5.6.	Dados de saída.....	75

6. Resultados	76
6.1. Simulação energética	76
6.1.1. Análise no dia de referência (03/09/18)	76
6.1.2. Análise no mês de referência (setembro 2018).....	78
6.2. Simulação do consumo de água	81
6.3. Consumo total energético do prédio	84
7. CONCLUSÕES.....	87
7.1. Sugestões para trabalhos futuros.....	87
8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	89
9. Anexos	92
9.1. Curva de performance da BAC 2 (fabricante IMBI).....	92
9.2. Planta baixa da central de água gelada	93
9.3. Parâmetros de engenharia cedidos pelo fabricante das torres	94

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Diagrama de conforto humano (ASHRAE, 2001)	16
Figura 2.1 - Ciclo de refrigeração de Carnot (Pimenta, 2012)	22
Figura 2.2 - Ciclo padrão em gráfico Temperatura x Entropia (<i>Pimenta 2012</i>)	23
Figura 2.3 - Representação esquemática de CAG (<i>Convergence Training, 2018</i> com modificações)	26
Figura 2.4 - Esquema simplificado de implementação de termoacumulação (Vieira, 2011) ..	26
Figura 2.5 - (a) Ciclo padrão e (b) Ciclo com grau de subresfriamento e superaquecimento. (<i>Pimenta 2012, com alterações</i>)	27
Figura 2.6 - Chiller de condensação a ar (TRANE, 2018)	28
Figura 2.7 - Chiller de condensação a água (TRANE, 2018)	29
Figura 2.8 - Torre de resfriamento com contracorrente (DREHER, 2018)	30
Figura 2.9 - Torre de resfriamento com corrente cruzada (DREHER, 2018)	31
Figura 2.10 - Curva de característica uma bomba centrífuga (ASHRAE, 2012)	33
Figura 2.11 - Região de maior eficiência de operação em vermelho (NUCLEAR POWER, 2018)	33
Figura 2.12 - Montagem típica de Fan Coil (Hattersley, 2018)	34
Figura 2.13 - Esquema simplificado de funcionamento dos softwares de simulação.	35
Figura 2.14 - Interface gráfica da tela inicial do <i>software</i> OpenStudio	36
Figura 3.1 - Complexo Brasil 21 (arquivo pessoal)	37
Figura 3.2 - Disposição das torres do complexo Brasil 21 (Google, 2018 com modificações) ..	38
Figura 3.3 - Esquema ilustrativo do circuito de água condensada.	40

Figura 3.4 - Parte lateral esquerda da planta da CAG	41
Figura 3.5 - Parte central da planta da CAG	42
Figura 3.6 - Parte lateral direita da planta da CAG	43
Figura 3.7 - <i>Chiller</i> TRANE modelo CVGF 650 (número 2)	44
Figura 3.8 - Bombas secundárias da CAG	45
Figura 3.9 - Variador de frequência das bombas da CAG	46
Figura 3.10 – Cobertura do bloco G do complexo, mostrando (a) Torre de resfriamento em detalhe e (b) Sequência de torres instaladas na cobertura do bloco G (centro de convenções).....	47
Figura 3.11 – Detalhes das torres, (a) tubulação na lateral da torre de resfriamento; (b) detalhe para o bico de fornecimento de água potável; (c) ralo por onde a água das torres é eliminada.	48
Figura 3.12 - Interface da automação com informações de operação de um dos chillers.....	50
Figura 3.13 - Interface de controle das bombas secundárias.....	50
Figura 3.14 - Interface de monitoramento das torres	51
Figura 3.15 - Relação de gasto energético da CAG ao longo de um dia de referência. (03/09/18)	52
Figura 3.16 - Histórico de consumo mensal da CAG (em kWh)	52
Figura 3.17 - Consumo de água potável nas torres ao longo de uma semana.....	53
Figura 4.1 - Esquema geral do circuito de condensação construído no software OpenStudio.	54
Figura 4.2 - Esquema proposto para o caso de apenas uma torre de resfriamento	56
Figura 4.3 - Esquema representativo do balanço de massa na torre de resfriamento	57
Figura 4.4 - Esquema equivalente da torre de resfriamento.....	65
Figura 5.1 - Edifício de referência para simulação.	71
Figura 5.2 - Esquema de distribuição de vazão de água condensada entre as torres	73

Figura 6.1 - Temperatura de saída da água nas torres de resfriamento para o dia de referência (03/09/18).....	77
Figura 6.2 - Potência total dos ventiladores das torres para o dia de referência (03/09/18). ...	77
Figura 6.3 - Potência dos ventiladores das torres ao longo do dia de referência (03/09/18) ...	78
Figura 6.4 - Temperatura de saída d'água nas torres para o mês de referência (setembro).....	79
Figura 6.5 - Potência consumida pelos ventiladores ao longo do mês de referência (setembro).	80
Figura 6.6 - Potência individual consumida por cada ventilador da torre durante o mês de referência (setembro).....	80
Figura 6.7 - Taxa de perda individual por evaporação e purga ao longo do dia referência.	81
Figura 6.8 - Comparação entre a perda por evaporação e arraste.	82
Figura 6.9 - Taxa de perda d'água total simulada.....	82
Figura 6.10 – Volumes de perdas simuladas por torre e por modo.....	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Capacidades divulgadas no catálogo da fabricante TRANE	29
Tabela 3.1 - Descrição dos blocos do complexo Brasil 21	38
Tabela 3.2 - Relação de equipamentos básicos da CAG.....	41
Tabela 3.3 - Valores de vazão nominal de projeto para as bombas de cada chiller.	46
Tabela 3.4 - Dados técnicos das torres de resfriamento.....	47
Tabela 3.5 - Dados técnicos do motor das torres	49
Tabela 5.1 - Parâmetros de cálculo da carga térmica.....	70
Tabela 5.2 - Valores de carga térmica calculados para o prédio de referência.	71
Tabela 5.3 - Valores lidos de pressão na BAC-2	72
Tabela 5.4 - Informações meteorológicas de Brasília para o mês de análise.....	73
Tabela 5.5 - Características nominais de operação da torre referência YORK.....	74
Tabela 6.1 - Volume total de perdas d'água para as 5 torres durante o dia de referência	83
Tabela 6.2 - Energia global consumida para o caso de 1 torre.....	85
Tabela 6.3 - Energia global consumida para o caso de 5 torres.	86
Tabela 6.4 - Valores de economia ao se utilizar 1 torre ao invés de 5.	86
Tabela 6.5 - Economia anual para o uso de 1 torre em valores monetários.	86

LISTA DE SÍMBOLOS

Siglas

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.
BAC	Bomba de água de condensação
BAG	Bomba de água gelada
BEP	Best Efficiency Point
CAG	Central de Água Gelada
COP	Coeficiente de Performance
E+	Software EnergyPlus
FCU	Fan Coil Unit
HVAC	Heat, Ventilation and Air Conditioning
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NZEB	Nearly Zero Energy Building
OS	Software OpenStudio
RLA	Rated Load Amperage
UI	User Interface
URL	Unidade resfriadora de líquido
VFD	Variable Frequency Drives

“Saruman believes it is only great power that can hold evil in check, but that is not what I have found. It is the small things, everyday deeds of ordinary folk that keeps the darkness at bay. Simple acts of kindness and love. Even the very wise cannot see all ends. All we have to decide is what to do with the time that is given to us.”

Gandalf, the Gray – The Hobbit.

1. INTRODUÇÃO

1.1. Tema de estudo e sua relevância

A crescente demanda energética, aliada a recursos cada vez mais escassos, vem propiciando um cenário em que a eficiência de sistemas energéticos possui um papel chave para garantir o futuro da humanidade. Como um dos principais fatores de gasto energético na atualidade, a contribuição global dos edifícios para o consumo de energia, tanto residencial quanto comercial, aumentou de forma significativa e constante, alcançando valores entre 20% e 40% nos países desenvolvidos, e ultrapassou os outros setores principais: industrial e de transporte (PÉREZ-LOMBARD *et al*, 2008).

Mudanças políticas e culturais vêm se tornando parte do cotidiano mundial e brasileiro desde as crises de fornecimento energético como a do petróleo em 1973 e os “apagões” de 2001, visando a conscientização generalizada do uso econômico de energia. Dentre elas, é possível citar a lei de eficiência energética, Lei n.º 10.295 de 17 de outubro de 2001, a qual determina a existência de níveis mínimos de eficiência energética (ou máximos de consumo específico de energia) de máquinas e aparelhos consumidores de energia fabricados ou comercializados no país, valendo também para edificações.

No viés de grandes construções ou complexos prediais, existem diversas maneiras passivas e ativas de se aliviar a pressão por demanda energética, tanto em estágios iniciais de projeto quanto em momentos mais avançados ou pós construção – *retrofit* –, em que se realiza um estudo de caso e se avalia as possíveis soluções para a otimização econômica do sistema de climatização. Ainda na pré concepção de projeto, existem maneiras de se otimizar a estrutura do prédio a fim de diminuir a demanda e aumentar a produção energética, com a tendência de se aproximar de um NZEB – Nearly Zero Energy Buildings. De acordo com BECCHIO (2015), essa alternativa continua sendo financeiramente inviável sem os devidos subsídios, chegando a custos globais cerca de 212 a 313 €/m² mais caros que soluções de otimização existentes. Assim, as alternativas de *retrofit* e otimização da gestão de recursos ainda se mostram mais interessantes para o presente momento.

Em grandes instalações termomecânicas, soluções de melhor aproveitamento energético como o *free-cooling* e sistemas de termoacumulação são recursos comumente utilizados e apresentam grandes vantagens comparativas para a otimização econômica do sistema de climatização.

ZALBA (2004) entende o *free-cooling* como uma maneira de se “estocar frio” externo ao longo da noite para resfriamento interno durante o dia. Dessa maneira, desenvolveu modelos empíricos de análise cujos resultados justificaram não só o viés econômico como também de implementação desse tipo de abordagem. A termoscumulação pode armazenar energia de duas maneiras: calor latente (comumente gelo) e calor sensível (água gelada), sendo que cada alternativa possui suas vantagens e desvantagens. O benefício geral dessa técnica é redistribuir os horários de utilização das unidades de resfriamento, visando um menor gasto pontual, como, por exemplo, estocando “frio” a noite, em que os preços por kWh podem ser menores e utilizando-o durante o dia.

Assim, o presente estudo visa o estudo de caso de um complexo predial multiempresarial situado em Brasília – DF e suas características termoeconômicas. A atual demanda de carga térmica é suprida por um sistema de CAG com termoacumulação, sendo geridos de maneira parcialmente automatizada, com parte do seu gerenciamento feito de forma manual. Para se fazer o estudo adequado, será necessário analisar aspectos quantitativos e qualitativos das medidas já utilizadas e possíveis de implementação no caso, justificados por modelagem e dimensionamento térmicos do edifício.

1.2. Revisão Bibliográfica

ASHRAE (2001) define a sensação de conforto quando o calor dissipado é exatamente aquele que se necessita, variando de cada caso, envolvendo diversas variáveis. Pode-se ver, na Figura 1.1, que a faixa ideal para tal conforto fica no limite de umidade absoluta de 0,012 kg de vapor d’água por kg de ar seco, não havendo limite inferior recomendado.

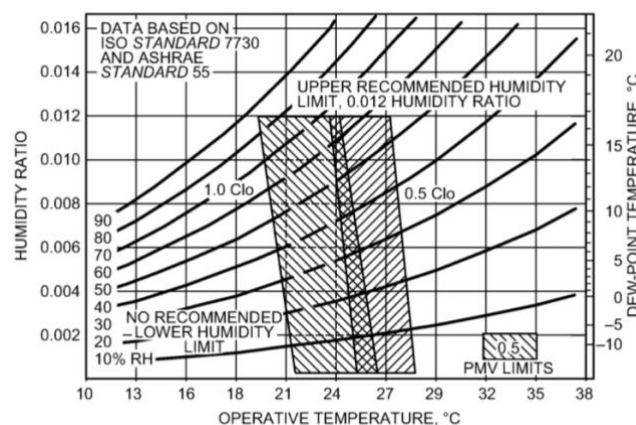


Figura 1.1 - Diagrama de conforto humano (ASHRAE, 2001)

Para se atingir essas condições de conforto térmico, utiliza-se comumente simulações numéricas termo energéticas. Nos primórdios da computação digital, porém, os resultados ainda não eram totalmente confiáveis.

Sampaio (2006) explicita que o conforto térmico pode ser analisado de acordo com duas óticas: a pessoal ou ambiental. Analisando apenas a primeira, define-se conforto térmico como sendo uma condição mental que expresse satisfação com o ambiente térmico. Do ponto de vista físico, é necessário que o corpo humano se encontre em balanço térmico com o ambiente em questão. O conforto térmico é, em linhas gerais, obtido por trocas térmicas que dependem de vários fatores, ambientais ou pessoais, governados por processos físicos, como convecção, radiação, evaporação e eventualmente condução

Kusuda, et al (1981), compararam temperaturas e cargas térmicas medidas e simuladas por três programas distintos e disponíveis à época, observando que as temperaturas e a soma das cargas sensíveis horárias simuladas eram consideravelmente maiores que as medidas.

Akuysu e Vittorino (1997), diante dessas incertezas, analisam diversos programas e apresentam sugestões para que as análises sejam feitas embasadas nas condições dinâmicas de regime variável, uma vez que os mesmos haviam sido programados sob regimes de clima frio e muitas vezes apresentavam déficits nas perdas térmicas associadas.

No início do século XXI, tecnologias de simulação já se demonstram confiáveis e cada vez mais acessíveis, como explica Crawley (2001). Segundo ele, O EnergyPlus não apenas combina os melhores recursos dos programas BLAST e DOE-2, mas também representa um avanço significativo em termos de técnicas computacionais e estruturas de programa. Conectividade e extensibilidade são objetivos primordiais no processo de design e desenvolvimento, garantindo uma maior participação de interfaces independentes e modulares no programa.

Mais recentemente, novas técnicas computadorizadas vêm possibilitando análises mais precisas de otimização térmica. CHOW et al (2002) integraram o uso de algoritmo genético e rede neural para otimizar o controle de absorção de chillers. Baseado numa unidade comercial de absorção, a rede neural foi utilizada para modelar as características do sistema e o algoritmo genético como uma ferramenta de otimização global, entregando resultados mais confiáveis e promissores.

Fumo et al (2010) utilizaram o software *EnergyPlus* para apresentar uma metodologia que estima valores horários de consumo de combustível e energia elétrica em diversos cenários. Para situações hipotéticas de um prédio localizado tanto em Atlanta, GA e no Meridiano, MS, os resultados apresentaram uma margem de erro de até 10%, representando a confiabilidade da ferramenta e metodologia utilizadas.

Barbosa (2013) foi responsável pela modelagem matemática do sistema de climatização da Procuradoria Geral da República – Brasília/DF, caso mais aplicado em que foi possível demonstrar as características térmicas do sistema de climatização (incluindo a de termoacumulação por gelo) de modo individual e em conjunto.

Termoacumulação é o sistema que armazena energia e temperatura de projeto para ser usado em outro período (ASHRAE, 1999). Ela pode ser feita por meio de gelo (calor latente) ou por água gelada (calor sensível).

No início da década de 90, vários estudos surgiram dentro de empresas de ar condicionado e automação para a otimização de custos e busca por novas alternativas para diminuir a crescente demanda energética. Braun (1990) implementou rotinas de otimização a simulações térmicas de prédios e seus sistemas de climatização para investigar a redução de custo operacional a partir da capacitância térmica do próprio edifício. Uma de suas propostas envolveu técnicas de “free cooling”, as quais consistiram em aproveitar condições amenas de temperatura do ambiente durante a noite para realizar um pré resfriamento noturno. Análises primárias demonstraram um ganho significativo em eficiência energética.

No mesmo trabalho, Braun (1990) apresentou cortes de gastos na ordem de 10 a 35% nos picos de gastos para uma correta gestão do sistema de termoacumulação. Como foram analisados ambos casos em que há ocupação 24 horas de um prédio (caso de hospitais e outros centros ativos durante todo o período diurno e noturno) e casos em que há ocupação por apenas 12 horas, verificou-se que essas técnicas possuem eficácia maior no último caso.

Kobayakawa (2011) explicitou, através da análise técnico-econômica de um sistema de climatização, a importância da correta gestão de um sistema de termoacumulação. Apesar de terem um custo aparente parecidos, demonstrou que, a depender dos diferentes escalonamentos das cargas, a configuração ótima pode gerar redução de até 433% de investimentos iniciais. Ele estipulou duas análises:

- Termoacumulação relacionada ao horário de ponta. Ou seja, durante tal período o chiller é mantido desligado e utilizado para acumular água gelada durante o horário de não-funcionamento do estabelecimento.
- Termoacumulação parcial relacionada a todo o horário de funcionamento do estabelecimento. Neste caso, o chiller é mantido fora de operação no horário de ponta e opera durante as 21 horas restantes do dia para a acumulação de água gelada.

Necessitando de um volume menor de água gelada acumulada, a primeira proposta foi escolhida para o caso estudado, reduzindo assim os custos com equipamentos a serem adquiridos.

Com a crescente preocupação de otimização de gastos de água, vários estudos têm sido realizados para o maior aproveitamento da mesma. A previsão precisa de vários aspectos do comportamento térmico de resfriadores de fluidos evaporativos é de extrema importância para a otimização da operação de torres de resfriamento. Nesse sentido, Qureshi et al (2007) desenvolveram uma relação empírica para prever as perdas por evaporação com base na regra prática recomendada pelos fabricantes, sendo uma solução simples e precisa com uma ampla gama de aplicabilidade. Os valores previstos resultaram em uma boa concordância com os valores numéricos obtidos a partir do modelo calibrado, em que o erro máximo encontrado não passou dos 4%, mas na maioria dos casos girou em torno do patamar dos 2%.

Poucos anos depois, em um estudo de caso do aeroporto internacional do Rio de Janeiro, Dias et al (2010) verificaram que a reutilização do efluente secundário para reposição nas torres de resfriamento pode trazer bom retorno financeiro para a Infraero. O reuso de água nas torres de resfriamento do AIRJ pode vir a possibilitar a redução da captação de água superficial, viabilizando até 33.000 m³ por mês de água disponível para usos mais nobres, como o consumo humano.

A importância da reutilização da mistura aquosa utilizada em torres de resfriamento é verificada também por Durante (2015), cuja proposta de tratamento, reuso e reposição da água de um aflente para uma torre de resfriamento apontaram um potencial de redução de custo em até 15% em relação ao volume de água utilizada anteriormente, captada por poços artesianos. Tais valores foram obtidos por meio de cálculos de balanço de energia e massa realizados no software Excel[®].

Como se pode concluir desta breve revisão bibliográfica, ainda há espaço para trabalhos sobre a eficiência energética do circuito de condensação em sistemas de

climatização. Sua importância é essencial para o melhor uso dos recursos hídricos e energéticos, podendo gerar considerável economia caso utilizados de maneira otimizada. Aliado a recursos computacionais, a correta modelagem do sistema e sua gestão de operação auxiliará na análise quantitativa e qualitativa das variáveis envolvidas, permitindo que sejam propostas mudanças e soluções para a melhora da eficiência global do complexo estudado.

1.3. Objetivos

Este trabalho tem então, como objetivo principal, um estudo de caso do sistema de climatização do complexo multiempresarial Brasil 21. Com base na análise do atual *modus operandi* do circuito de condensação, assim como as características constitutivas da central de água gelada (CAG), procura-se entender os impactos energéticos e econômicos que uma alternativa para a quantidade de torres de resfriamento operando podem trazer ao sistema.

Assim, propôs-se a simulação termo energética de dois casos de funcionamento do circuito de condensação do complexo:

- Apenas uma torre de resfriamento operando.
- 5 torres de resfriamento operando de forma simultânea, em paralelo.

1.4. Metodologia

A primeira etapa do trabalho envolve a pesquisa na literatura dos dados e fundamentos que justificam a viabilidade do projeto. Nela, definiu-se o escopo principal da análise feita, assim como as principais estratégias a serem abordadas.

A segunda etapa inclui o estudo teórico, assim como visitas técnicas, dos equipamentos e elementos que compõem a análise. Os princípios que permitem o funcionamento de cada sistema ou processo foi revisado, com a finalidade de melhor entender os parâmetros que podem ser abordados para se propor a melhoria da eficiência energética do projeto.

Com a base bibliográfica bem estabelecida, partiu-se para a terceira etapa do projeto, que consiste no estudo de caso do complexo multiempresarial Brasil 21 e o seu sistema de controle térmico. Nessa fase, buscou-se realizar um estudo quantitativo e qualitativo da atual condição do sistema de climatização dos prédios, com enfoque voltado para o

circuito de condensação. Foi feita uma análise completa dos gastos, demandas e eventuais problemas enfrentados pelo circuito que possam gerar custos desnecessários, servindo como base para a decisão das modelagens e propostas de mudanças a serem feitas.

Com as informações disponíveis de gastos, valores lidos da automação e efetivamente consumidos, fez-se uma modelagem energética e do consumo de água em um prédio teórico cujas configurações e comportamento se assemelham ao do complexo em estudo. Isso permitiu a diminuição do custo computacional e a viabilidade da modelagem sem comprometer seus resultados. Assim, procura-se entender e quantificar os impactos das variações de temperatura de saída de água das torres na eficiência dos *chillers* presentes na central de água gelada.

Por fim, simula-se os dois casos propostos e seus impactos energéticos e financeiros, procurando entender o de maior viabilidade e eficiência.

1.5. Estrutura do trabalho

O presente documento foi estruturado de forma a conter 8 capítulos. No primeiro capítulo foi feita uma breve apresentação do tema, assim como demonstrada a sua importância atual e perspectivas futuras, além do estado da arte e estudos pertinentes ao tema.

No segundo, faz-se uma completa revisão dos conceitos teóricos necessários para se fazer as considerações e análises ao longo do trabalho. Esses conceitos foram trabalhados ao longo do curso ou por fontes externas, mas confiáveis.

O terceiro capítulo introduz o objeto de estudo do presente trabalho, o Complexo multiempresarial Brasil 21, assim como suas características construtivas, operacionais e problemas imediatamente evidentes. É feita uma descrição completa do sistema de controle térmico, assim como todos os parâmetros de controle e automação que os regem.

O quarto capítulo apresenta as considerações e a modelagem feita para a simulação do comportamento das torres de resfriamento do sistema de resfriamento, tendo como parâmetros de análise a perda de água pelos 3 principais motivos (arraste, evaporação e purga).

O quinto capítulo apresenta os resultados da simulação apresentada e as análises feitas para os dados obtidos, comparando com o panorama real de consumo de água e outros valores disponibilizados por fabricantes.

O sexto capítulo apresenta a conclusão e síntese das análises e resultados obtidos.

2. REVISÃO DOS CONCEITOS TEÓRICOS

2.1. Ciclo de Refrigeração por compressão.

Para entender melhor o funcionamento das máquinas térmicas responsáveis pela climatização do ambiente e consequente obtenção do conforto térmico, é necessário entender os ciclos que possibilitam sua existência. O ciclo de refrigeração por compressão a vapor é um dos mais comuns, desde pequenos casos individuais até grandes instalações modernas, inclusive a do caso em estudo.

Seu funcionamento se deve à presença, entre outros, de um fluido refrigerante, o qual absorve e libera energia na forma de calor sensível e latente durante o ciclo. Além dele, também é necessário a presença de um compressor, um evaporador e um dispositivo de expansão. Seu funcionamento tem como base o ciclo de Carnot (ideal) representado na Figura 2.1 a seguir, onde o processo 1-2 é uma compressão adiabática, 2-3 uma rejeição isotérmica de calor, 3-4 uma expansão adiabática e 4-1 a absorção isotérmica de calor.

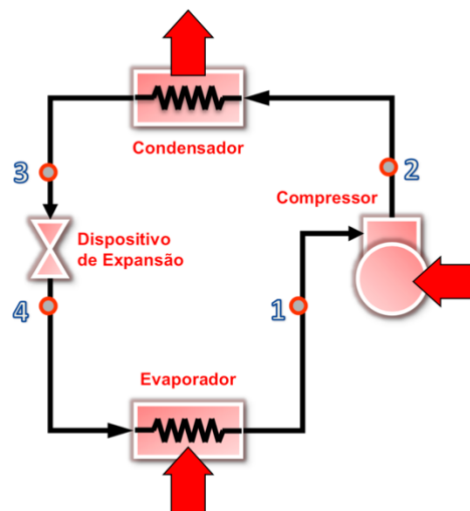


Figura 2.1 - Ciclo de refrigeração de Carnot (Pimenta, 2012)

Há diversos tipos de equipamentos de ar condicionado que se baseiam no ciclo de refrigeração por compressão, dentre eles: *Split*, *Self-contained*, sistemas individuais e sistemas centrais como a CAG (central de água gelada). No caso dos chillers, que se mostram mais viáveis para grandes instalações como o caso estudado, o fluido primário no condensador troca calor com um fluido secundário (geralmente água) vindo de torres

de resfriamento e, no evaporador, troca calor com *fan coils*, responsáveis pela distribuição de “frio” pelo edifício. Esse processo é chamado de expansão indireta, em que o fluido refrigerante é expandido por um fluido secundário antes que refrigere o ambiente final desejado.

2.1.1. Ciclo Padrão

Como o ciclo de Carnot é ideal, define-se para a sua utilização prática o ciclo padrão de compressão a vapor, o qual consiste num fluido refrigerante sendo forçado a absorver calor no evaporador, mudando da fase líquida para um vapor, e liberando energia no condensador, retornando à fase líquida. Pode se ver o ciclo na Figura 2.2 a seguir

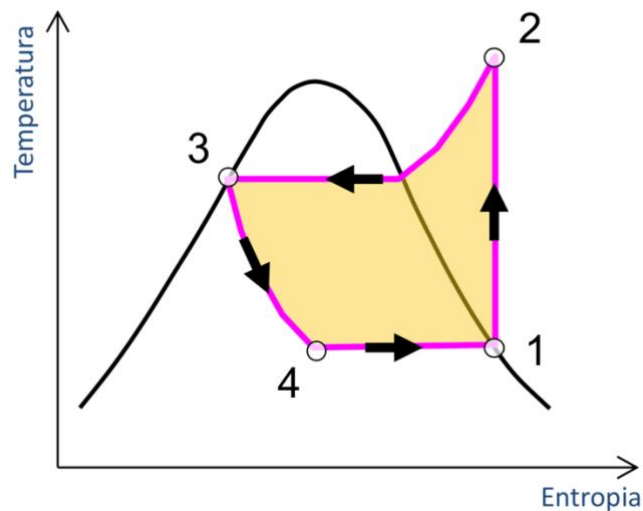


Figura 2.2 - Ciclo padrão em gráfico Temperatura x Entropia (*Pimenta 2012*)

Os processos desse ciclo padrão são constituídos da seguinte maneira:

- 1-2: Compressão adiabática reversível;
- 2-3: Rejeição isobárica de calor com troca inicial de calor sensível;
- 3-4: Expansão irreversível isoentálpica;
- 4-1: Ganho isobárico de calor latente.

2.1.2. Coeficiente de Performance (COP)

Entende-se como COP – coeficiente de performance – o rendimento de uma máquina térmica. Isso significa dizer que representa a relação entre o efeito útil de refrigeração e a ação necessária, representado na eq. 2.1 a seguir.

$$COP = \frac{\text{Efeito útil}}{\text{Ação necessária}} \quad (2.1)$$

Em termos das temperaturas do ciclo de compressão, podemos partir das leis da termodinâmica para expressar o COP da seguinte maneira:

$$COP = \frac{T_{ev}}{T_{cd} - T_{ev}} \quad (2.2)$$

Em que: T_{ev} é temperatura de evaporação e T_{cd} é a temperatura de condensação. Pela análise da eq. 2.2, percebe-se que para aumentar o rendimento de uma máquina que opere por ciclo de compressão como descrito é necessário aumentar a T_{ev} e diminuir a T_{cd} . Entretanto, há limitações climáticas e físicas para essa otimização, uma vez que um controle irrestrito dessas temperaturas implicaria num COP infinito. Assim, para se trocar calor com o ambiente a temperatura da fonte quente necessita ser mais fria que a temperatura de condensação do ciclo, assim como a temperatura da fonte fria precisa ser maior que a temperatura de evaporação.

2.2. Carga Térmica de resfriamento

Para se realizar um projeto térmico, um dos parâmetros iniciais a se definir é a carga térmica. É uma informação indispensável que ditará as condições de projeto, inclusive a taxa de resfriamento que deve ocorrer no evaporador do ciclo de resfriamento.

Essa carga térmica pode ser compreendida por um balanço de energia no evaporador segundo a eq. 2.3 a seguir:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{\text{água}} C_p \Delta T_{\text{água}} = \dot{m}_{ref} \Delta h_{ref} \quad (2.3)$$

Onde \dot{Q}_{ev} representa a carga térmica calculada, $\dot{m}_{\acute{a}gua}$ a vazão do fluido analisado que absorve ou libera calor (podendo ser ar ou água, dependendo do tipo de expansão (direta ou indireta), C_p é o calor específico e $\Delta T_{\acute{a}gua}$ é a variação de temperatura à qual o fluido é sujeito, no caso do chiller estudado sendo a água. Esse último produto pode ser substituído pelo Δh_{ref} , variação de entalpia do fluido que troca calor.

O calor que compõe a carga térmica pode ser sensível, em que não há mudança do seu estado físico – por exemplo, trocar calor com o ar sem que haja mudança no conteúdo de humidade – ou latente, em que há alteração do estado físico. Nesse caso, a temperatura permanece constante, havendo apenas a mudança do estado na absorção ou liberação de calor.

2.3. Central de água gelada (CAG)

Como dito na seção 2.1, uma central de água gelada é um dos sistemas de climatização baseados no ciclo de compressão. Sua principal função é concentrar a produção de “frio” em um local específico, retirando-se a carga térmica dos ambientes que se deseja climatizar por meio de um fluido secundário (geralmente a água). É mais comum sua aplicação em casos de médio a grande porte, em que soluções individuais “de parede” não se tornam viáveis.

Na Figura 2.3 a seguir, pode-se entender melhor o ciclo macro de troca de calor em uma CAG. Os principais componentes do sistema são:

- *Chiller* (ver seção 2.4) – Unidade refrigeradora da central de água gelada, contendo evaporador, compressor, condensador e um dispositivo de expansão.
- Torre de resfriamento (ver seção 2.5) – é onde a água de condensação vinda do chiller é resfriada.
- Bombas de água gelada e de água de condensação (ver seção 2.6) – são os responsáveis pela vazão de água nas linhas de distribuição.
- *Fan coils* – representado na figura pelo conjunto de trocador de calor e unidade de tratamento, é responsável por trocar calor entre a água gelada vinda do *chiller* e o ar do ambiente a ser climatizado.

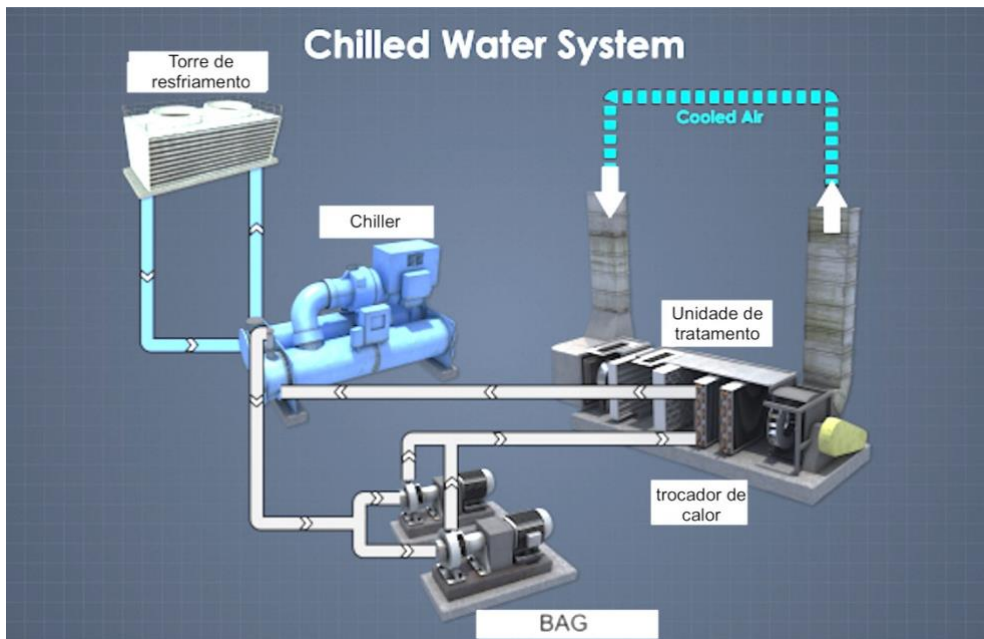


Figura 2.3 - Representação esquemática de CAG (*Convergence Training*, 2018 com modificações)

Em alguns casos, a central de água gelada pode ter a presença de um tanque de termoacumulação. O mesmo representa uma forma de “estocar frio” com o objetivo de diminuir a fatura energética por distribuir a produção de “frio” ao longo de períodos fora de pico da taxa elétrica cobrada pela distribuidora.

Essa termoacumulação pode ser feita por calor latente (tanques de gelo ou outras substâncias que mudem de fase, conhecidas como sais eutéticos) ou por calor sensível (tanques de água gelada). A instalação básica de um sistema de termoacumulação pode ser visto na Figura 2.4 a seguir, em que se pode ver o sistema de resfriamento atuando na produção de água gelada no tanque que, dependendo da estratégia de uso, alivia o stress térmico em atuação conjunta com o chiller.

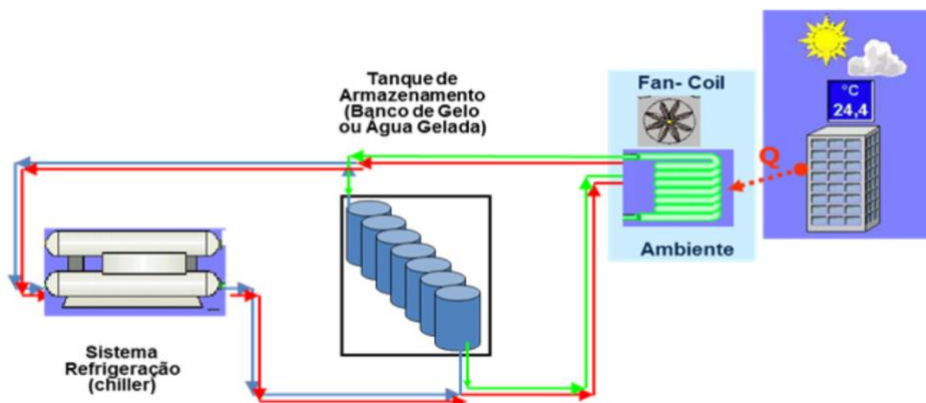


Figura 2.4 - Esquema simplificado de implementação de termoacumulação (Vieira, 2011)

2.4. Chiller

Um chiller é o principal elemento de uma CAG. Ele é responsável pelo resfriamento do fluido refrigerante secundário, no caso de estudo sendo a água. A sua eficiência é mensurada a partir do COP (seção 2.1.2 - Coeficiente de Performance (COP)) e operam no ciclo de expansão indireta e compressão a vapor, em que o fluido primário sofre mudança de fase ao absorver e liberar calor.

O chiller opera de acordo com o ciclo padrão (seção 2.1.1 - Ciclo Padrão) com a presença de um grau de subresfriamento e superaquecimento mostrado na Figura 1.1 a seguir, comparando (a) um ciclo padrão sem alterações e (b) com um determinado grau de subresfriamento e superaquecimento (representados por ΔT_{subR} e ΔT_{supA} , respectivamente). Essas variações de temperatura diminuem as chances de o fluido não evaporar completamente antes de chegar no compressor e da ocorrência de “flash”, vaporização do fluido no dispositivo de expansão.

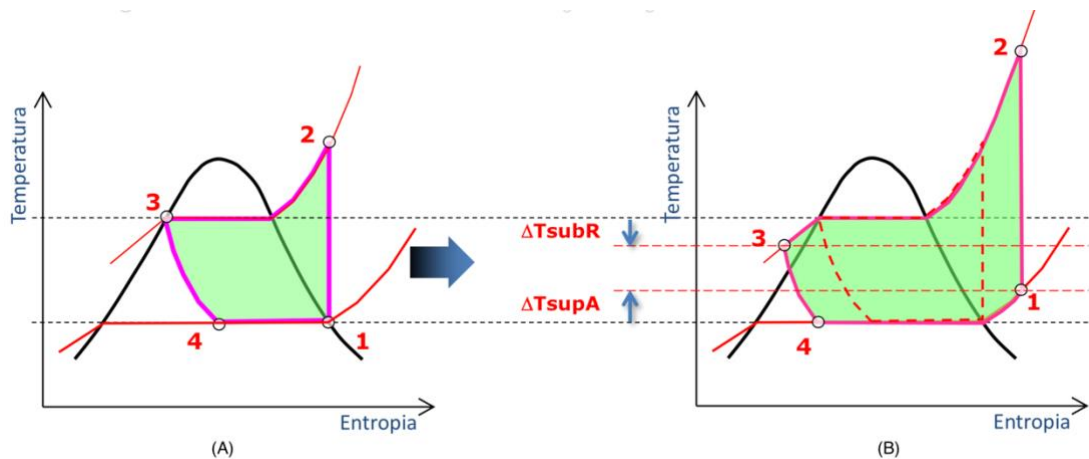


Figura 2.5 - (a) Ciclo padrão e (b) Ciclo com grau de subresfriamento e superaquecimento.

(Pimenta 2012, com alterações)

Na otimização de sistemas de refrigeração, essas variações de temperatura são de extrema importância na garantia de uma baixa perda de carga na linha. Caso haja um subresfriamento ineficiente, a eficiência do sistema pode ser comprometida, gerando o “flash” ainda na linha de líquido.

A escolha do chiller se baseia quanto ao tipo de compressor (centrífugo, *scroll* e parafuso) e ao tipo de condensação (água ou a ar). A performance do compressor costuma ditar a capacidade de resfriamento do sistema, uma vez que a vazão mássica do refrigerante que possibilita o efeito de geração de “frio” no evaporador.

Assim diferencia-se as duas formas de rejeitar o calor absorvido pelo fluido refrigerante no chiller: rejeitando diretamente para o ar ambiente externo, denominado condensação a ar, e rejeitando para um fluxo de água, condensação a água, que posteriormente é resfriado em torres de resfriamento (ver seção 2.5).

2.4.1. Condensação a ar

Para casos onde há limitação de espaço ou a necessidade por um sistema menos complexo, costuma-se utilizar chiller de condensação a ar. Entretanto, como há limitações atmosféricas, suas capacidades costumam ser menores que os de condensação a água e acabam exigindo um posicionamento mais limitado, uma vez que necessita do correto fluxo de ar renovado para correto funcionamento. Caso não haja a renovação do ar quente resultante da troca de calor, sua eficiência pode ser reduzida drasticamente. Na Figura 2.6 é possível ver um exemplo de *chiller* de condensação a ar.



Figura 2.6 - Chiller de condensação a ar (TRANE, 2018)

2.4.2. Condensação a água

O caso de condensação a água é mais complexo que a ar, em que é necessário que a água saia do chiller e vá até torres de resfriamento para trocar calor com o ambiente. Nesse caso, a menor temperatura de retorno possível seria a de bulbo úmido do ar (ver seção 2.5), o que não ocorre em termos práticos devido a perdas e ineficiências na torre. Um exemplo de chiller por condensação a água pode ser visto na Figura 2.7 a seguir.



Figura 2.7 - Chiller de condensação a água (TRANE, 2018)

Essa configuração de condensação, junto a compressores de alta vazão, permite uma maior capacidade quando comparado a *chillers* de condensação a ar. Quando analisado o catálogo de produtos da empresa referência TRANE, fornecedora das unidades de resfriamento do sistema de climatização do complexo estudado, percebe-se a diferença de capacidades entre os *chillers* de condensação a água e a ar.

Como, se pode ver na Tabela 2.1, a capacidade dos *chillers* disponíveis de condensação a água varia entre valores de 100 TR até cerca de 4000 TR de capacidade, limite bem maior que o caso em que a condensação é a ar. Este último, portanto, costuma ser mais utilizado em aplicações cuja demanda de resfriamento é menor.

Tabela 2.1 - Capacidades divulgadas no catálogo da fabricante TRANE

	Menor capacidade disponível	Maior capacidade disponível
Condensação a água	100 TR	4000 TR
Condensação a ar	20 TR	500 TR

2.5. Torre de Resfriamento

A principal função da torre é resfriar o a água vinda do condensador do *chiller*, pulverizando essa água por um eixo principal que troca calor sensível e latente com o ar atmosférico. Os dois tipos de torres estão indicados na Figura 2.8 e Figura 2.9 a seguir.

No caso da torre com contracorrente (Figura 2.8), o fluxo de ar escoar no sentido de baixo para cima, trocando calor latente e sensível com a água que é pulverizada no sentido contrário. Já no caso da corrente cruzada (Figura 2.9), como o nome sugere, as correntes de ar e água se cruzam nas laterais da torre de resfriamento. Em ambos casos, ar quente e úmido é liberado na parte superior pela corrente induzida pelo ventilador (*Fan*).

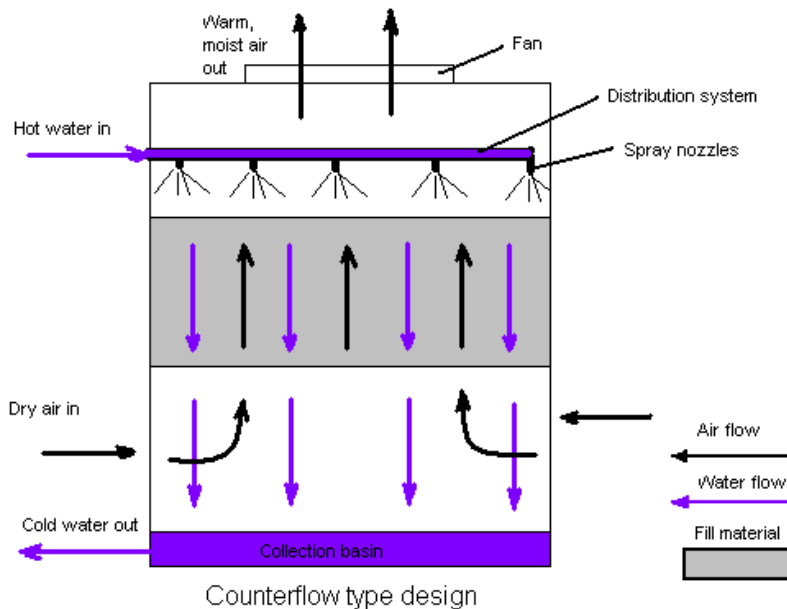


Figura 2.8 - Torre de resfriamento com contracorrente (DREHER, 2018)

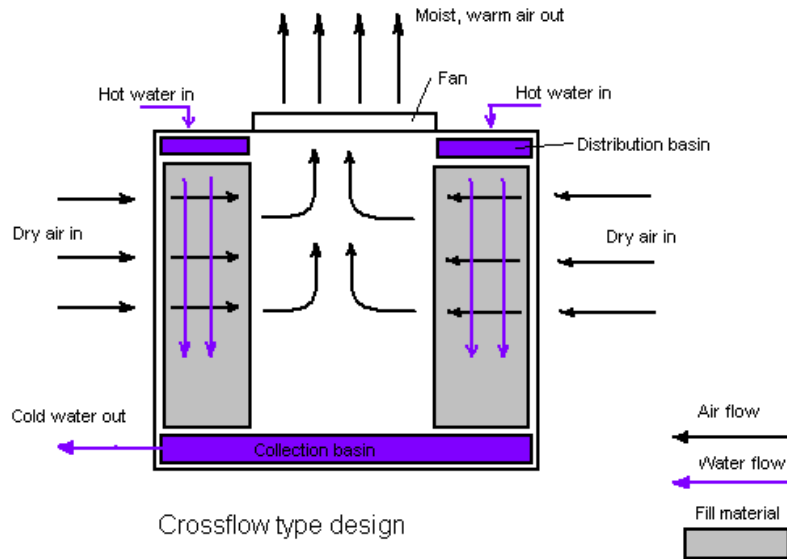


Figura 2.9 - Torre de resfriamento com corrente cruzada (DREHER, 2018)

Quanto aos fatores individuais que caracterizam cada torre, podemos citar as principais (CORTINOVIS et al, 2006):

- **Range:** É a diferença entre a temperatura da água quente (alimentação da torre) e a temperatura da água fria (saída da torre), variando conforme as condições climáticas e a vazão da água de resfriamento na torre.
- **Approach:** de uma torre de resfriamento é a diferença entre a temperatura da água fria (saída da torre de resfriamento) e a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da torre. Para torres de resfriamento industriais, o approach gira em torno de 5 °C, sendo também um critério do projeto.
- **Vazão:** A quantidade de água necessária para circular pela torre é outro parâmetro necessário para o dimensionamento, assim como

Com esses conceitos e informações meteorológicas, pode-se calcular a eficiência teórica de uma torre de resfriamento por meio da eq. 2.4 a seguir (GORIBAR, 1973)

$$\mathcal{E}_{torre} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{bh}} \quad (2.4)$$

Em que \mathcal{E}_{torre} é a eficiência teórica calculada da torre; T_1 é a temperatura da água de entrada na torre; T_2 é a temperatura da água de saída da torre; T_{bh} é a temperatura de bulbo úmido do ambiente.

Há três tipos de perdas principais nas torres de resfriamento. O mais comum é a própria evaporação de parte das gotículas de água que entra em contato com o fluxo de ar de resfriamento. O segundo é o fenômeno chamado de arrasto de gotas, no qual – em casos de fluxo de ar forte o suficiente – as gotas são “empurradas” para fora da torre. O último é o *blowdown*, o qual consiste na remoção de água da base das torres para um equilíbrio da concentração de minerais ou contaminantes.

O primeiro fator acontece naturalmente devido a uma umidade relativa menor que 100%, já o segundo pode ser evitado com uma menor velocidade do ventilador e calhas que protejam a saída das gotas d’água.

Fontes de calor próximas às torres de resfriamento podem influenciar sua operação, sendo que problemas de recirculação e interferência são os mais comuns (para aspectos operacionais) em torres de resfriamento. A recirculação ocorre quando o ar quente e úmido que deixa a torre contamina o ar que está entrando na torre. Esta situação pode ocorrer devido à direção dos ventos, dificuldades de dispersão do ar de saída e formação de neblina (fog), a qual dificulta a dispersão de ar quente que sai da torre. A interferência ocorre quando o ar que sai de uma torre contamina o ar de entrada de outra torre próxima (CORTINOVIS et al, 2006).

2.6. Bombas

Há diversos tipos de bombas e aplicações. Mais especificamente para a CAG, bombas centrífugas são responsáveis por distribuir e recircular a água do circuito secundário, sendo denominadas BAG (bomba de água gelada) quando possibilitam a vazão de água no percurso *chiller – fan coil* e BAC (bomba de água condensada) as que permitem o fluxo de líquido secundário nas linhas *chiller – torre de resfriamento*.

A curva característica de uma bomba, também denominada curva “*head*” versus vazão, mostra a quantidade de energia (*head*, em metros coluna de líquido ou pressão da bomba) que a mesma estará transferindo ao líquido numa determinada faixa de vazão (PELLEGRINO, 2008).

Na Figura 2.10 pode-se ver uma curva característica típica de bomba centrífuga, onde o eixo horizontal representa a vazão em L/s e o eixo vertical a pressão. Há também curvas que representam o diâmetro do rotor (impelidor) e eficiência para cada potência utilizada.

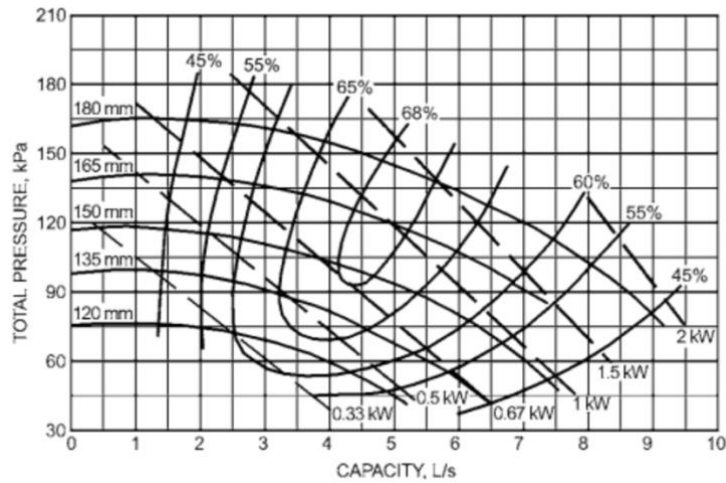


Figura 2.10 - Curva de característica uma bomba centrífuga (ASHRAE, 2012)

Quanto à eficiência de uma bomba, define-se o ponto de maior eficiência como BEP (*best efficiency point*), característico de cada bomba individualmente (PELLEGRINO, 2008). Esse ponto corresponde a uma região central da curva de maior eficiência como demonstrado na Figura 2.11 a seguir.

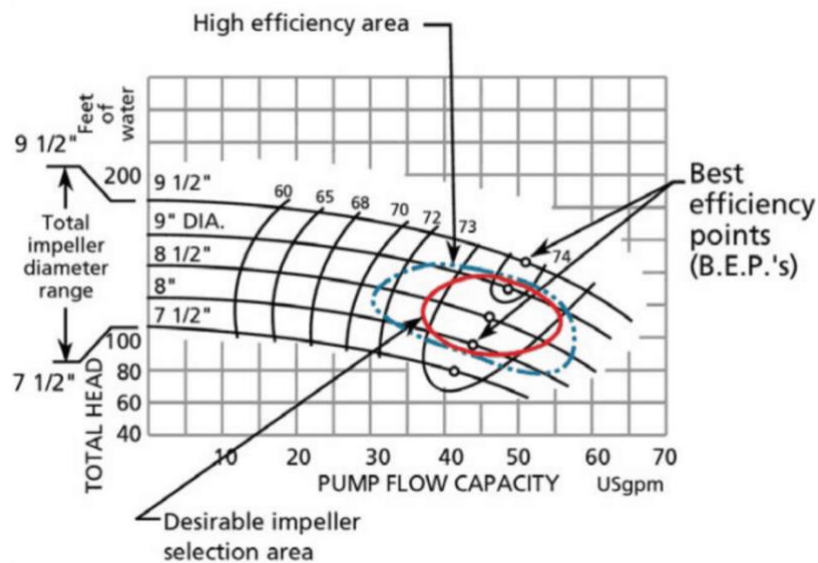


Figura 2.11 - Região de maior eficiência de operação em vermelho (NUCLEAR POWER, 2018)

2.7. Fan Coil

Um *Fan Coil* é um dispositivo característico de sistemas de expansão indireta que atua como um evaporador, porém recebendo água gelada do chiller que troca calor por meio de uma serpentina com o ar do ambiente a ser resfriado ou aquecido.

Geralmente consistem em apenas de um ventilador, uma serpentina de aquecimento ou resfriamento e um filtro, estando localizados dentro do espaço que estão servindo. Podem ser salas de escritórios individuais, apartamentos ou áreas maiores onde várias unidades são instaladas juntas para suprir uma demanda geral de aquecimento ou resfriamento.

As FCUs podem apenas recircular o ar interno, em cujo caso é necessário um sistema de ventilação separado, ou pode introduzir uma proporção de ar fresco que é misturado com o ar recirculado. O diagrama abaixo da Figura 2.12 mostra o funcionamento típico de um sistema de *Fan Coil*. O ar fresco passa por filtros e é resfriado (ou aquecido) na serpentina para trocar calor com o fluido refrigerante vindo do *chiller*, posteriormente sendo acelerado por ventiladores até chegar aos difusores que o espalha pelo ambiente a ser climatizado.

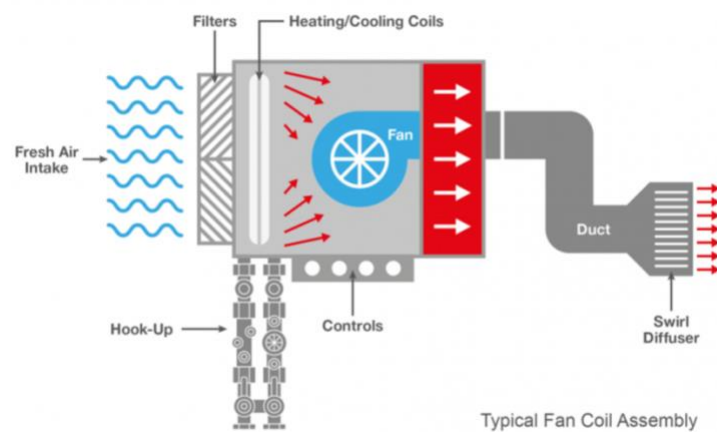


Figura 2.12 - Montagem típica de Fan Coil (Hattersley, 2018)

2.8. Softwares de simulação numérica

As ferramentas computacionais para a simulação energética e mássica dos componentes permitem descrever o comportamento individual e geral do sistema, entregando valores que serão analisados posteriormente.

Basicamente, são programas de computador escritos de forma a interpretar dados de entrada (*inputs*) e, por meio de um modelo e parâmetros ajustáveis, entregar resultados dos cálculos realizados (*outputs*). Para isso, algumas considerações são necessárias, assim como eventuais simplificações para viabilizar o custo de processamento dos dados. De forma geral, tais simulações seguem o padrão da Figura 2.13.

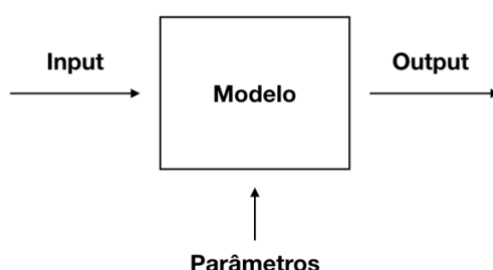


Figura 2.13 - Esquema simplificado de funcionamento dos softwares de simulação.

Neste trabalho, até o presente momento, foram utilizados dois softwares de simulação para o estudo do comportamento das torres de resfriamento do circuito de condensação do complexo, apresentados a seguir. As considerações, simplificações e parâmetros, assim como os resultados, serão expostos nas seções 4 a 6.

2.8.1. Energy Plus

Vários modelos de simulação numérica vêm sendo desenvolvidos desde a década de 60. 30 anos de otimização e avanços tecnológicos possibilitaram que a agência federal pudesse começar o desenvolvimento do software *EnergyPlus*, baseado nos programas de simulação BLAST e DOE-2. O software introduziu diversas novas funções e recursos ao ambiente de simulação energética e até a presente data é largamente utilizado (CRAWLEY, 2001).

O programa EnergyPlus é uma coleção de vários módulos de programas que trabalham juntos para calcular a energia requerida para aquecer ou resfriar um edifício usando a variedade de sistemas e fontes de energia. Ele faz isso simulando o edifício e os sistemas de energia associados quando eles são expostos a diferentes condições

ambientais e operacionais. A essência da simulação está no modelo do edifício que é baseado nos princípios fundamentais de balanço energético (Hagel, 2005).

Há diversas ferramentas oferecidas pelo programa E+ (EnergyPlus) para realizar tais simulações, como o “IDF Editor”, responsável por ler, escrever e modificar programas com a extensão “.idf”, utilizada como padrão pelo software de simulação. Dentro dele, é possível estabelecer os critérios e inputs do programa a ser compilado e processado.

Uma vez estabelecidos todos os parâmetros e o modelo dentro do “IDF editor”, é possível processá-lo no E+, obtendo como output o comportamento termoenergético de cada equipamento. Entretanto, o EnergyPlus não possui interface gráfica, sendo necessário converter os dados a coordenadas e inputs numéricos. Assim, surge a necessidade de modelar o sistema em um programa de melhor visualização.

2.8.2. Open Studio

É um software que utiliza o EnergyPlus como motor de cálculo, apresentando uma UI (User Interface) mais amigável e de fácil utilização. Reúne também ferramentas de desenho *open source* e foi desenvolvido em parte pela National Renewable Energy Laboratory (NREL).

A grande vantagem da utilização desse software é a acessibilidade que a interface proporciona, fazendo com que a ferramenta ganhasse espaço no meio comum e acadêmico de simulações termoenergéticas. A tela gráfica principal de entrada, onde se coloca o input de dados climáticos (ver seção 5.3) pode ser vista na Figura 2.14.

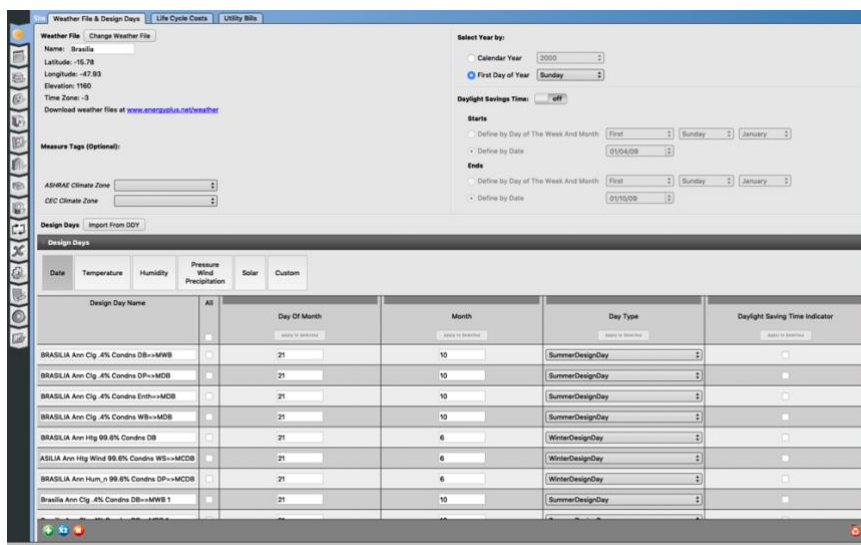


Figura 2.14 - Interface gráfica da tela inicial do *software* OpenStudio

3. Estudo de Caso

3.1. Complexo Brasil 21.

O Brasil 21 é um complexo multiempresarial situado no setor hoteleiro, às margens do eixo monumental de Brasília. Ao todo são quase 200 mil m² de área construída, sendo o mais sofisticado complexo de negócios e hotelaria do centro oeste. Sua estrutura externa pode ser vista na Figura 3.1 a seguir, que mostra as torres frontais e o centro de eventos entre elas.



Figura 3.1 - Complexo Brasil 21 (arquivo pessoal)

Atualmente o complexo é composto por três torres de hotéis; três torres de escritórios; um centro de convenções para quatro mil pessoas; garagem com 1.200 vagas; auditórios; diversas lojas; além de bares e restaurantes.

Por se tratar de um complexo multiempresarial, cada torre possui um tipo de ocupação única. Isso resulta em diferentes tipos de demanda energética, comportamento térmico e carga térmica associada. Na Tabela 3.1 a seguir pode-se entender melhor a configuração dos blocos que compõem o caso de estudo.

Tabela 3.1 - Descrição dos blocos do complexo Brasil 21

Bloco	Descrição	Utilização	Andares	Horário de Funcionamento
A	C.E. Brasil 21	Comercial	9	08:00 - 20:30
B	Convention Suítes	Hotel	19	24 h
C	Business Center Tower	Comercial	20	08:00 - 20:30
D	Meliá Brasil 21	Hotel	20	24 h
E	Business Center Park	Comercial	20	08:00 - 20:30
F	Brasil 21 Suites	Hotel	19	24 h
G	Centro de Convenções	Eventos	2	Período variável

A disposição do complexo pode ser vista na Figura 3.2, em que os blocos B e C compõem a parte norte, enquanto as torres F e E estão na extremidade sul. O Meliá Brasil 21, que abriga um heliporto, está situado no centro, seguido pelos blocos A e G nas extremidades leste e oeste, respectivamente.

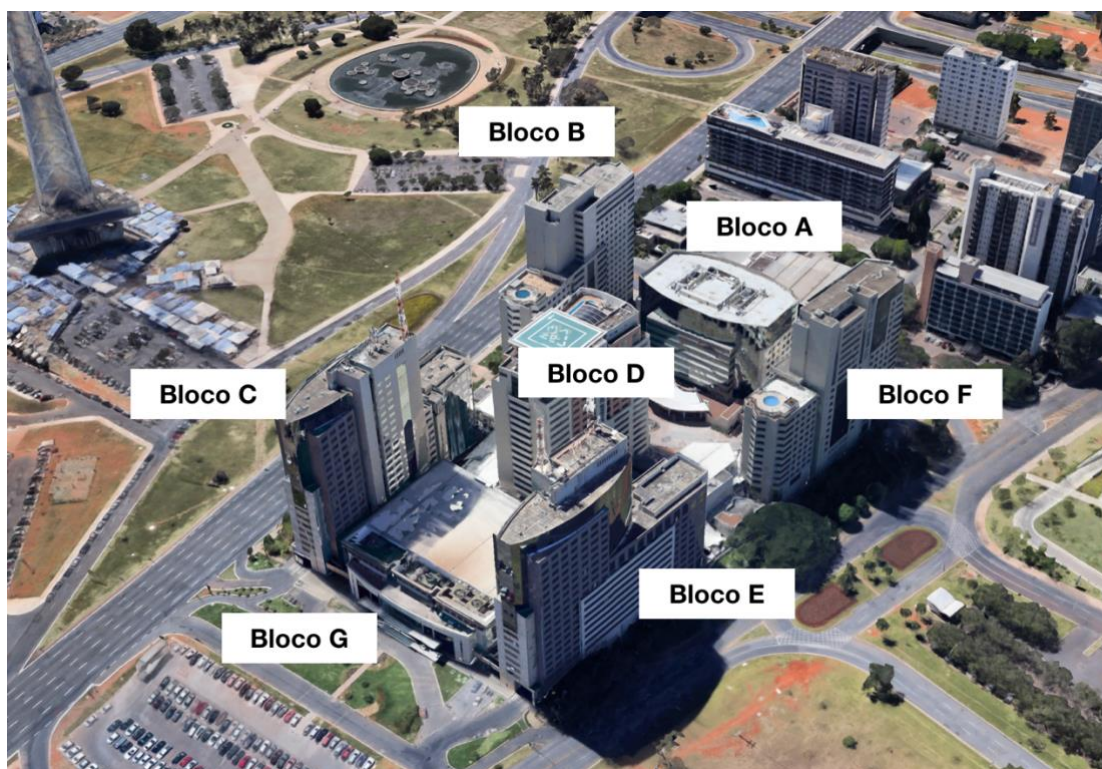


Figura 3.2 - Disposição das torres do complexo Brasil 21 (Google, 2018 com modificações)

É importante citar que, nos blocos de setores hoteleiros, temos as seguintes dimensões de ocupação:

- **Bloco B:** total de 146 apartamentos divididos nos 19 andares, quartos variando de 42m² a 65m²;
- **Bloco D:** total de 260 suítes, prédio com o total de 20 andares. As áreas individuais vão de 47m² a 80m²;
- **Bloco F:** 19 andares que abrigam 181 suítes com quarto e sala separados. O tamanho dos quartos varia entre 42 a 65m².

Já nos blocos de salas comerciais, a disposição é um pouco diferente, voltadas para escritórios empresariais, advocacia, clínicas e negócios em geral. As dimensões gerais são as seguintes:

- **Bloco A:** A torre conta com 98 salas para escritórios. Ao mesmo tempo, abriga uma praça de alimentação interna e um teatro, o Brasil 21 Cultural, que conta com três salas com capacidade para até 300 pessoas.
- **Blocos C e E:** São compostos por 363 salas, divididas em 20 andares, com mais 10 lojas situadas no térreo.

3.2. Estudo da central de água gelada

A central de água gelada, localizada no segundo subsolo do complexo, é responsável pela climatização de todos os blocos descritos na Tabela 3.1. Hoje conta com sistema de controle e automação para apenas a supervisão de todo o sistema e controle de algumas variáveis. O acionamento dos chillers, porém, é feito de forma manual.

A produção de “frio” é feita por 4 *chillers*, com armazenamento em tanque de termoacumulação, e 5 torres de resfriamento sendo eles:

- 3 *chillers* de compressor centrífugo (marca TRANE), com capacidade total 745 TR;
- 1 *chiller* de compressor centrífugo (marca TRANE), com capacidade total de 250 TR;
- 1 tanque de termoacumulação de calor sensível com capacidade para 1000 m³ de água;
- 5 torres de resfriamento *counter-flow* (marca VETTOR), ver seção 3.5.

Uma visão esquemática simplificada do circuito de condensação, envolvendo as torres de resfriamento, bombas, válvulas e água de reposição pode ser visto na Figura 3.3.

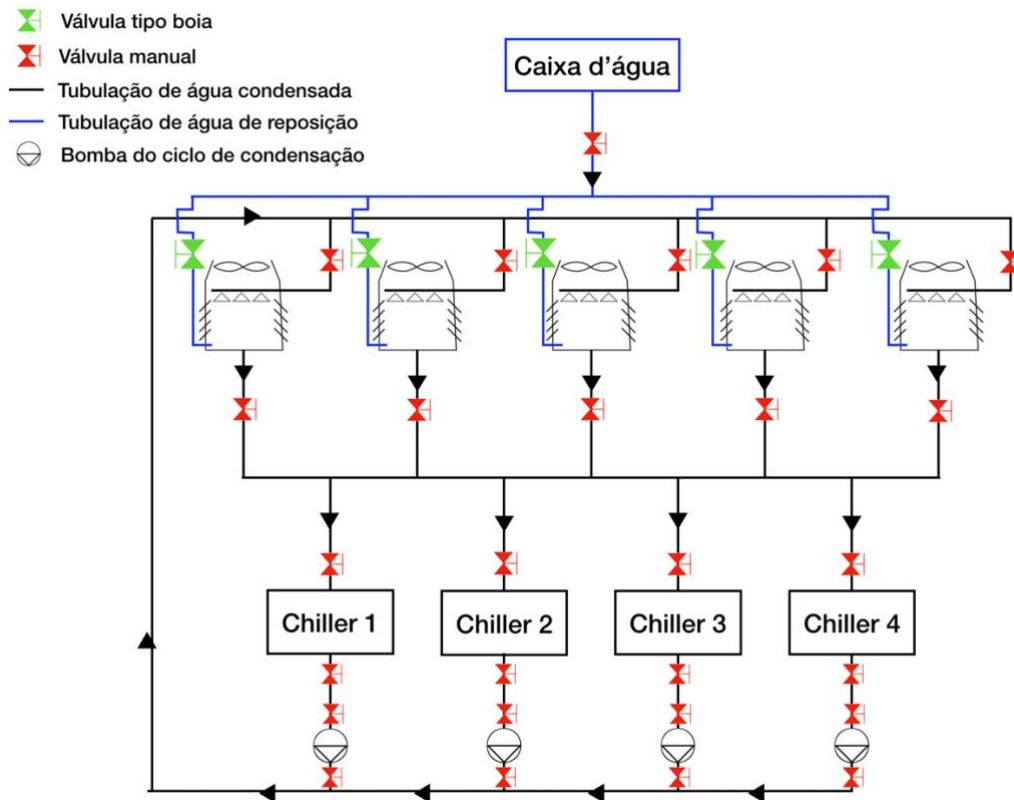


Figura 3.3 - Esquema ilustrativo do circuito de água condensada.

A água de reposição é fornecida por uma caixa de água potável de 1000 litros na medida que as boias de nível situadas dentro das torres abaixam, liberando o fluxo. Elas são configuradas de maneira a manter o volume recomendado de água na bacia. A tubulação de purga consiste em uma ligação direta entre a bacia e um ralo, regulada por uma válvula solenoide que, por sua vez, é gerida pelo controlador que detecta a condutividade da água e realiza a purga.

O sistema de resfriamento é composto principalmente por uma combinação de bombas e unidades resfriadoras de líquidos (*chillers*), cujas quantidades e descrições estão presentes na Tabela 3.2 a seguir. Os valores de capacidade e perda de carga são os calculados para as condições de projeto, podendo sofrer alterações de acordo com a curva de desempenho de cada equipamento.

Tabela 3.2 - Relação de equipamentos básicos da CAG

Quantidade	Equipamento	Capacidade e Carga	Referência
2	Conjunto moto-bomba	166 m ³ /h e 48 mca	618
2	Conjunto moto-bomba	151 m ³ /h e 22 mca	617
2	Conjunto moto-bomba	244,73 m ³ /h e 50 mca	362
2	Conjunto moto-bomba	235 m ³ /h e 35 mca	361
2	Conjunto moto-bomba	211 m ³ /h e 34 mca	360
2	Conjunto moto-bomba	325 m ³ /h e 37 mca	359
2	Conjunto moto-bomba	253 m ³ /h e 30 mca	358
2	Conjunto moto-bomba	308 m ³ /h e 39 mca	357
2	Conjunto moto-bomba	210 m ³ /h e 36 mca	356
2	Conjunto moto-bomba	339 m ³ /h e 44 mca	355
5	Conjunto moto-bomba	485 m ³ /h e 46 mca	354
4	Conjunto moto-bomba	449 m ³ /h e 20 mca	353
3	Unidade Resfriadora	745 TR	352
1	Unidade Resfriadora	250 TR	616

Os valores de referência são para a planta baixa da CAG, cortada em 3 partes para a melhor visualização e apresentada na Figura 3.4, Figura 3.5 e Figura 3.6 a seguir. A vista completa da planta baixa pode ser vista nos anexos.

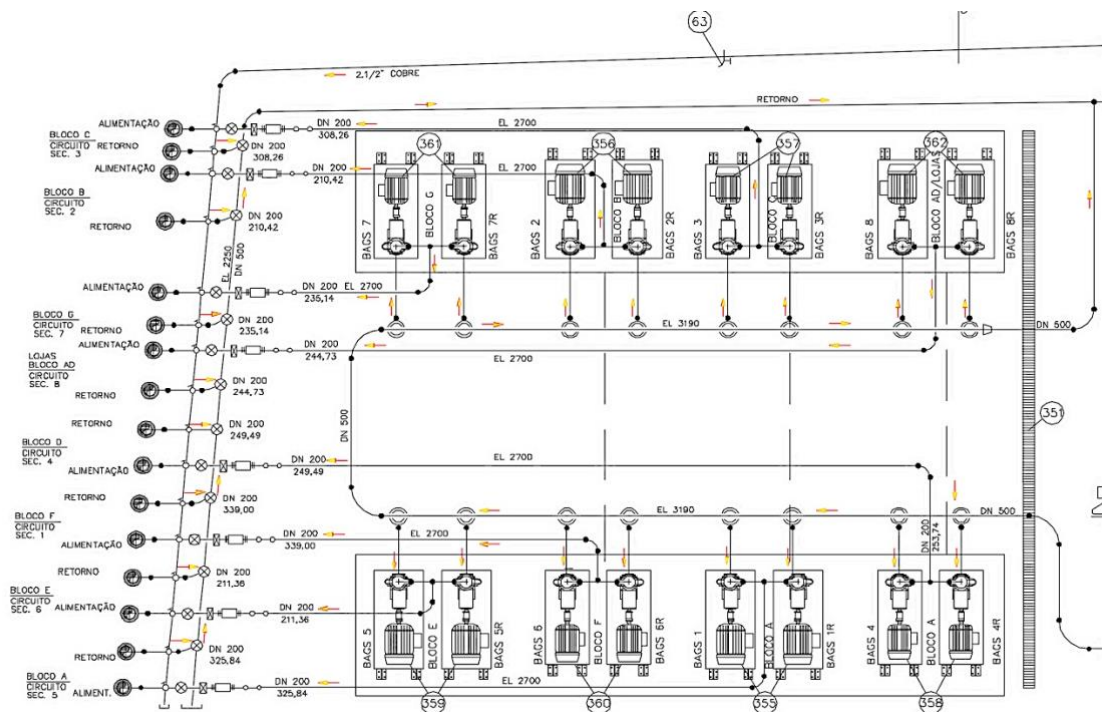


Figura 3.4 - Parte lateral esquerda da planta da CAG

Na Figura 3.4 é possível ver as bombas de referência 355 a 362. Essas são responsáveis para levar a água gelada proveniente dos chillers para as torres do complexo e de volta, havendo um par de bombas (uma principal e outra reserva para caso de falhas) para cada bloco.

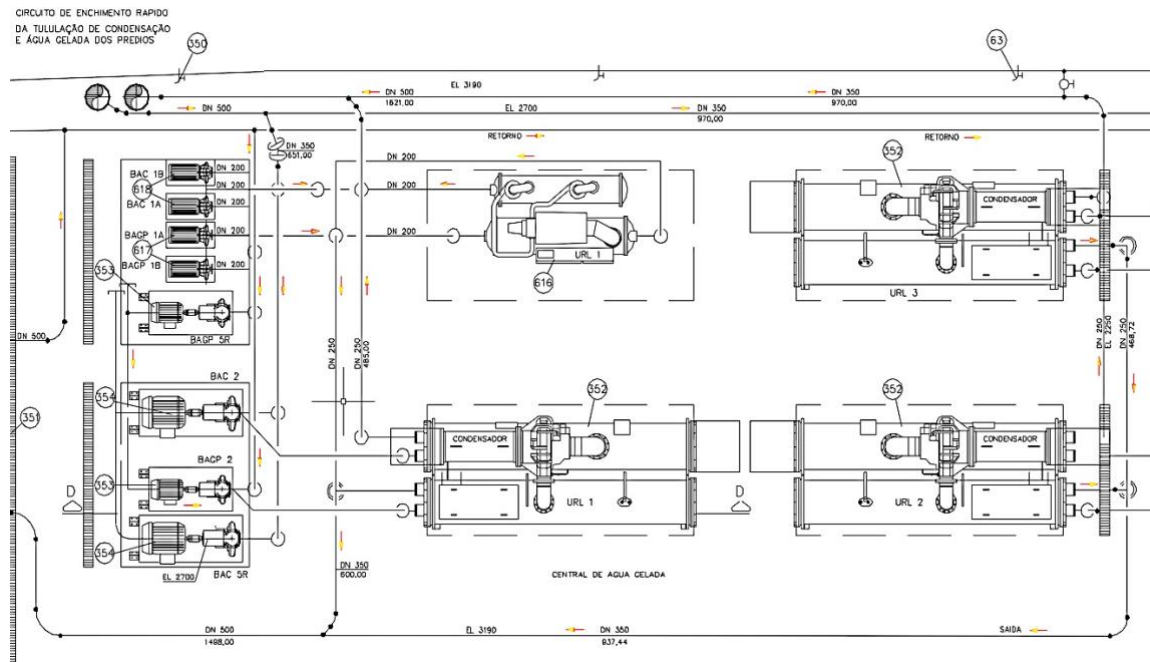


Figura 3.5 - Parte central da planta da CAG

Já na parte central (Figura 3.5 acima), é possível ver as BAC's e BAG's de referência 353 a 618 à esquerda da planta. No meio e direita, pode-se ver os 3 chillers de 745 TR e o menor, de capacidade 250 TR. A tubulação também está visível, assim como os registros sentidos de vazão.

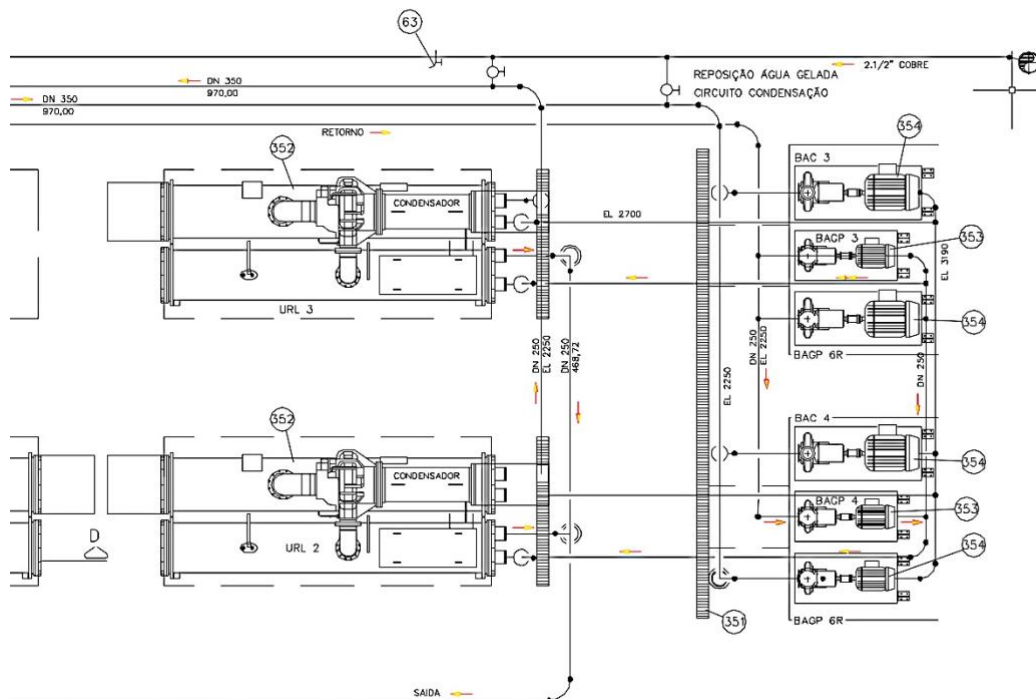


Figura 3.6 - Parte lateral direita da planta da CAG

A Figura 3.6 acima mostra, por fim, outras bombas de água gelada e o retorno de água dos blocos que é misturado à água dos chillers para aumento de vazão. Isso é controlado por registros que, quando abertos, permitem que a água de retorno passe pela bomba de água gelada correspondente.

3.3. Chillers

Como dito na seção 3.2, o sistema de resfriamento é composto por um total de 4 *chillers* de compressor centrífugo da marca TRANE, dispostos em paralelo. As 3 unidades de maior capacidade são do modelo CVGF650, fabricados em 2003, ou seja, aproximadamente 15 anos de utilização. Ele trabalha com uma carga de 442 kg de refrigerante R-134a, a uma pressão máxima de trabalho de 15,2 bar. O RLA (Rated Load Amperage) do compressor, a corrente de trabalho à qual foi projetado para operar, é de 842 A. É importante lembrar que esse valor é um limite técnico de operação e não uma meta de trabalho, sendo que idealmente se opera em torno dos 75% desse valor, podendo ser excedido, porém não recomendável. Detalhes do *chiller* podem ser vistos na Figura 3.7 a seguir, indicando um bom isolamento do evaporador e estado de conservação geral.



Figura 3.7 - *Chiller* TRANE modelo CVGF 650 (número 2)

O chiller 4, de capacidade 250 TR, também é da marca TRANE. Similar ao modo de operação dos outros 3 chillers, também possui como fluido primário o refrigerante R-134a. Geralmente opera-se apenas um chiller grande (1, 2 ou 3) durante dias de demanda normal, podendo ligar o pequeno (4) em paralelo para atender a carga térmica do complexo. Em pouquíssimas ocasiões mais de um *chiller* é ligado ao mesmo tempo, indicando um possível superdimensionamento do sistema no projeto inicial.

Os chillers são supervisionados por meio de uma automação (Ver seção 3.6) mas operados de maneira manual de acordo com vários parâmetros pré-estabelecidos como, principalmente, a eficiência em kW/TR e as diferenças de temperaturas no evaporador. O set point costuma ficar, em dias normais de operação, em torno dos 6 graus para a saída do evaporador.

3.4. Circuitos hidráulicos.

O sistema hidráulico responsável pela transmissão do calor proveniente dos blocos até as unidades de resfriamento e torres de condensação é dividido em um sistema primário e outro secundário.

O circuito primário de água de condensação é responsável pela circulação interna da água às torres de resfriamento, assim como o retorno dos climatizadores aos

evaporadores dos chillers. Já o circuito secundário ocupa principalmente a função de distribuição de água gelada para os *fan coils* de cada bloco e a utilização do tanque de termoacumulação.

É importante destacar que há a presença de *by-pass* entre os dois circuitos responsável pela mistura da água que vai para os blocos com a de retorno. Isso se dá devido a uma demanda de vazão maior do que a suportada. Isso resulta na diferença de temperatura entre a saída dos evaporadores e entrada dos blocos de aproximadamente 1 grau, em média. Uma visão geral das bombas da CAG pode ser vista na Figura 3.8 a seguir.



Figura 3.8 - Bombas secundárias da CAG

As vazões aproximadas de cada bomba foram enumeradas na Tabela 3.2, sendo todas as demandas do circuito de água condensada atendidas por modelos iguais, fabricante WEG a base de lítio, potência nominal 90kW (125HP).

Todas as bombas possuem variador de frequência para maior eficiência, sendo controlados por VFD's (*variable frequency drives*) VACON 100 HVAC vista na Figura 3.9 a seguir.



Figura 3.9 - Variador de frequência das bombas da CAG

Apesar de todas os conjuntos moto-bomba possuírem tal variador, algumas são mantidas a uma frequência fixa. As BAC's, por exemplo, são mantidas operando a uma taxa nominal de 60HZ independente da demanda. Isso resulta em uma vazão teórica nominal de projeto do circuito de água condensada mostrada na Tabela 3.3, conforme o funcionamento de cada chiller e sua BAC correspondente. Por outro lado, as BAGS's variam sua operação de acordo com a demanda do circuito de distribuição de água gelada para os blocos (apresentado na seção de automação, Figura 3.13).

Tabela 3.3 - Valores de vazão nominal de projeto para as bombas de cada chiller.

Chiller em funcionamento	Vazão na tubulação de condensação (m ³ /h)
1 (745 TR)	485
2 (745 TR)	485
3 (745 TR)	485
4 (250 TR)	166

3.5. Torres de resfriamento

Para retirar calor da água condensada, são implementadas um total de 5 torres de resfriamento situadas na cobertura do centro de convenções (bloco G). Elas fazem parte do circuito primário e estão dispostas em paralelo. São considerados, de acordo com o catálogo do próprio fabricante, de médio porte.

As 5 torres são do mesmo modelo, VTF 180.1200.16D SIG, fabricadas pela VETOR. A troca de calor se dá por *counterflow*, havendo purga na base (e consequente inserção de água potável) para o controle da concentração de sais e impurezas da água. No projeto inicial foram instaladas 3 (ano de 2000) e mais tarde, em 2007, encomendadas mais duas. As principais características estão dispostas na Tabela 3.4 a seguir:

Tabela 3.4 - Dados técnicos das torres de resfriamento

Marca	Vetor
Modelo	VTF 180.1200.16D SIG
Capacidade	1.784.658 kcal/h
Vazão	324,5 m ³ /h
Pressão requerida	2,59 mca
Temperatura de água quente	35°C
Temperatura de água fria	29,5°C
Temperatura de bulbo úmido	23,5°C

No lado (a) da Figura 3.10 é possível ver uma das torres em detalhe, enquanto o lado (b) mostra a sequência de torres, assim como a tubulação de entrada e saída de água e suas válvulas associadas.

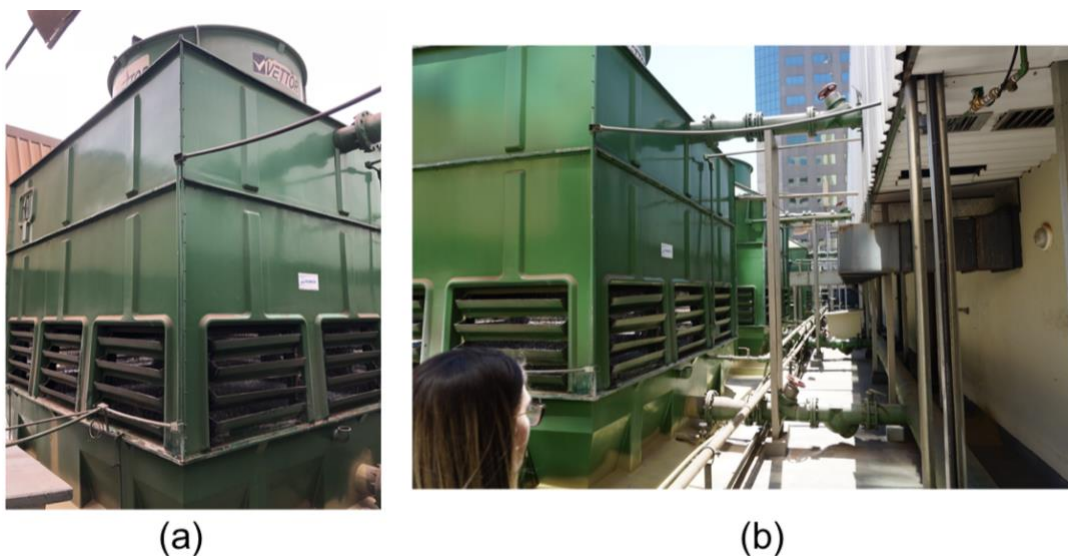


Figura 3.10 – Cobertura do bloco G do complexo, mostrando (a) Torre de resfriamento em detalhe e (b) Sequência de torres instaladas na cobertura do bloco G (centro de convenções)

Além das tubulações principais de fornecimento e retorno de água condensada, para cada torre há um par de tubos responsáveis pela purga de água da bacia e

fornecimento de água potável para normalizar as concentrações de substâncias e sais, como mostrado na Figura 3.11.

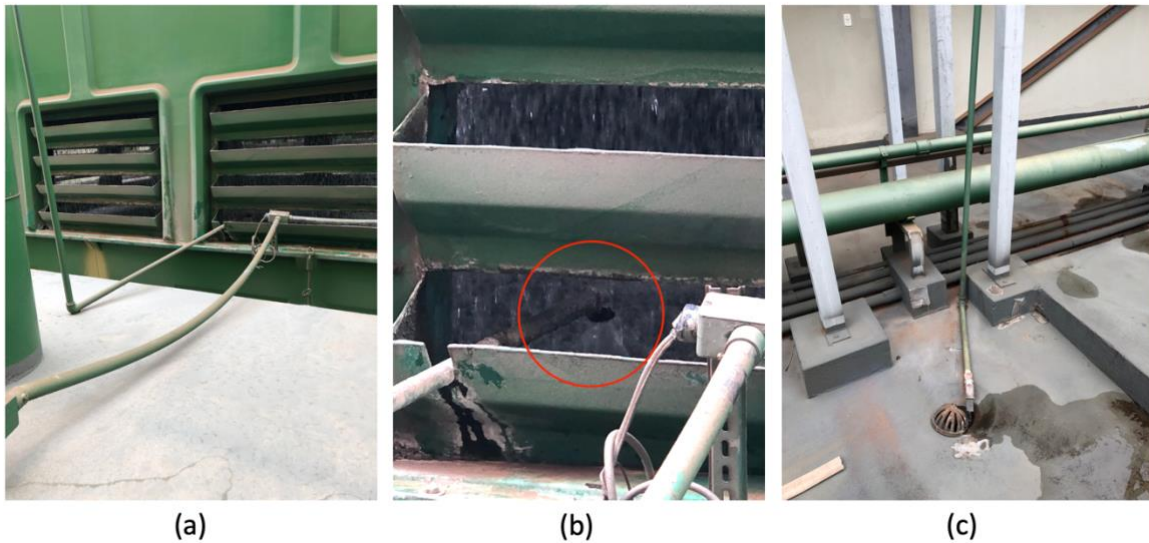


Figura 3.11 – Detalhes das torres, (a) tubulação na lateral da torre de resfriamento; (b) detalhe para o bico de fornecimento de água potável; (c) ralo por onde a água das torres é eliminada.

Quanto ao seu funcionamento, é importante destacar que todas operam sempre ligadas, independente da demanda térmica. As BAC's responsáveis pela circulação d'água nas torres, conforme explicitado na seção 3.4, possuem variador de frequência, mas estão programadas para sempre funcionar com uma taxa fixa de acordo com o *chiller* ligado. Apenas há variação na frequência dos ventiladores para controlar a taxa de resfriamento da água condensada. Assim, podemos dizer que a vazão dá “saltos” para cada patamar de utilização.

Esta maneira de operação descrita, gerenciada por um sistema de controle e automação (seção 3.6), abre espaço para uma análise quanto à viabilidade de se manter todas as 5 torres funcionando em casos de baixa demanda térmica.

No contexto de perda de água nas torres, percebe-se que há um grande consumo de água potável de renovação. O sistema de tratamento de água é feito com um dosador simples de motor de passo, tendo que ser inspecionado regularmente para saber se há necessidade de trocar o reservatório de fluido. Já o sistema de purga é feito por um controlador e sensores de concentração de minerais. Não há qualquer sistema de captação de água de chuva.

Assim como o consumo de água, há também consumo energético por parte dos ventiladores das torres. Quando operando em suas condições nominais, o motor possui as seguintes características, apresentadas na Tabela 3.5 a seguir:

Tabela 3.5 - Dados técnicos do motor das torres

Modelo	B160 M6 1105
Potência	15 cv (11 kW)
Frequência	60 Hz
Rotação	1165
Corrente (torres 1 e 2)	25,4 A
Corrente (torres 3 a 5)	24 A

3.6. Sistema de automação e controle

O funcionamento das bombas, torres, *chillers*, *fan coils* e vários outros equipamentos de segurança é controlado e monitorado por uma série de sensores e controladores dentro de uma rede interna de automação.

No caso do chiller, as informações disponíveis para os técnicos que monitoram o funcionamento são listadas a seguir e pode-se ver a interface do programa na

- **Estado de Funcionamento** - ligado ou desligado;
- **RLA** – o percentual da capacidade em que o *chiller* está operando;
- **Carga térmica** – calculado a partir de informações de vazão (com a curva característica das bombas) e a eq. 2.3, corresponde ao calor que deve ser retirado da água no evaporador;
- **Energia absorvida** – Em kW, demonstra o consumo bruto de energia elétrica pelo *chiller*;
- **Quadro kW/TR** – informa uma relação de eficiência do *chiller* para as dadas condições. Isso significa que quanto menor o valor, mais eficiente será a operação do sistema. É calculada pela razão entre energia absorvida e valor de carga térmica calculada.
- **Temperaturas** – Os valores lidos pelos sensores de temperatura na entrada e saída do evaporador e condensador dos *chillers* são disponibilizados na tela de automação também.

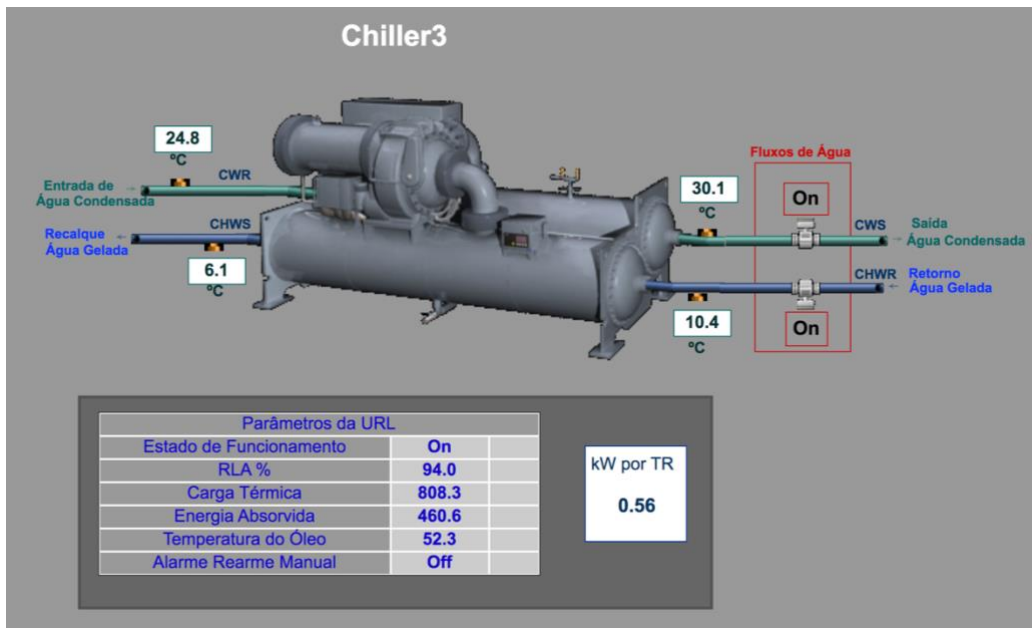


Figura 3.12 - Interface da automação com informações de operação de um dos chillers

Para as BAGS's, obtém-se informações dos variadores de frequência, estado de cada bomba (ligado ou desligado) e temperatura de retorno de cada bloco. A temperatura da água gelada que chega a cada bloco é medida de maneira uniforme. Pela Figura 3.13 a seguir – exemplo da interface em condições normais de operação – percebe-se que não há informação sobre a frequência da bomba do Bloco G, sendo um defeito nos sensores a ser consertado.

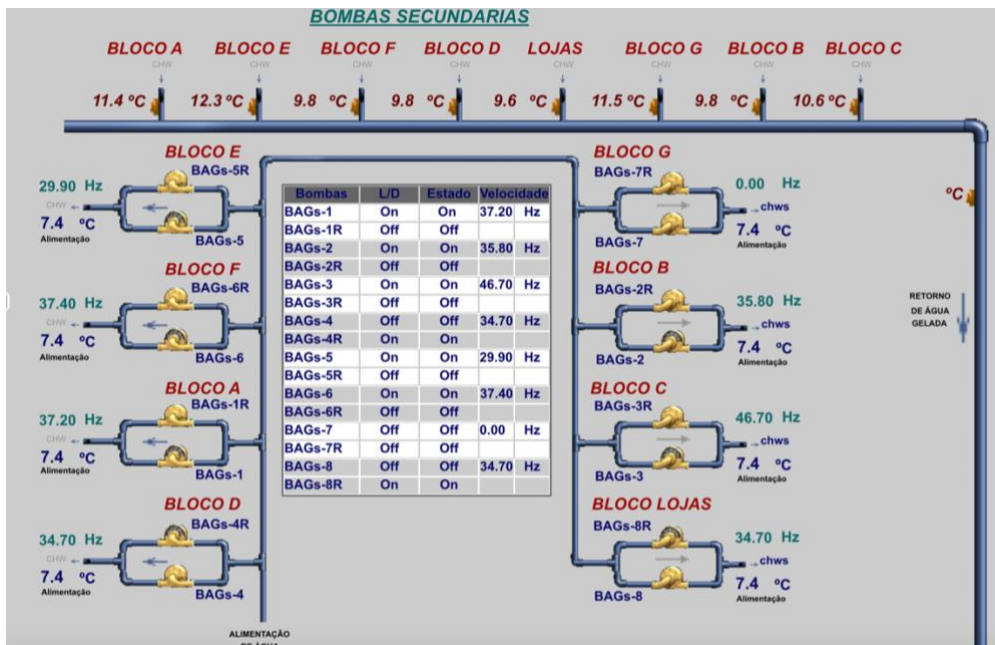


Figura 3.13 - Interface de controle das bombas secundárias

Para o caso das torres de resfriamento, as informações são mais limitadas. O monitoramento por parte da automação é apenas das temperaturas de entrada e saída de água de condensação, sendo o controle de vazão de água potável feito diariamente por verificações nos hidrômetros das torres. Na Figura 3.14 é possível ver as variáveis de temperatura, estado e frequência. Este último valor se refere à frequência dos ventiladores, o qual é estimado a partir do *setpoint* programado.

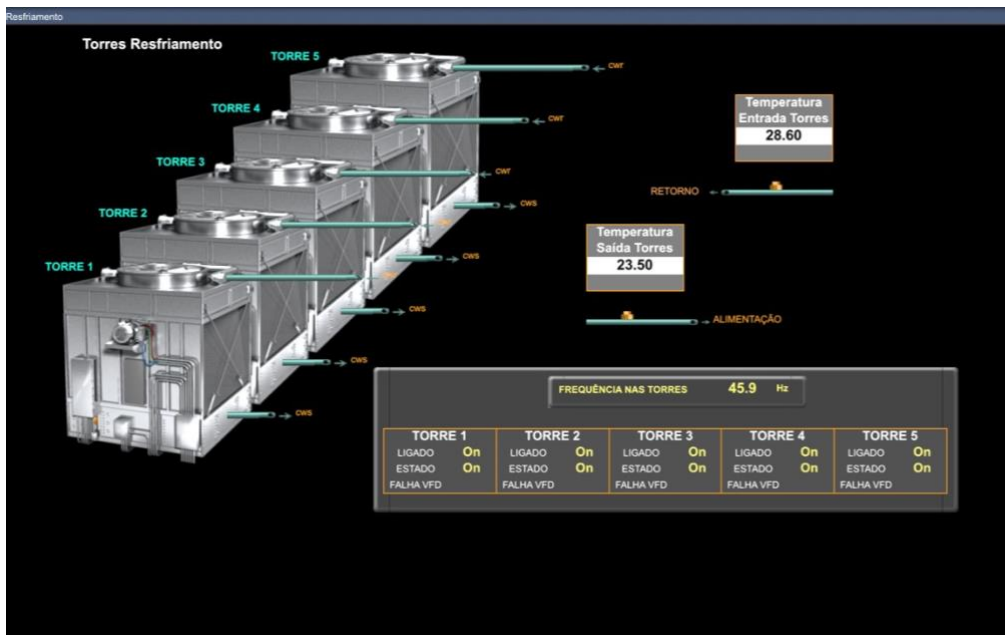


Figura 3.14 - Interface de monitoramento das torres

Além dos citados, há diversas outras interfaces para monitoramento e controle dos demais sistemas que compõem a CAG, incluindo o gerenciamento de *fan coils*, termoacumulação, aquisição de condições do ar (temperaturas de bulbo úmido, seco, entalpia, umidade relativa e entre outro). Porém, como não são foco do presente estudo, não serão abordados de forma detalhada.

3.7. Consumo de energia

O consumo energético da CAG é monitorado completamente pela automação predial, estando disponíveis gráficos de consumo como na Figura 3.15.

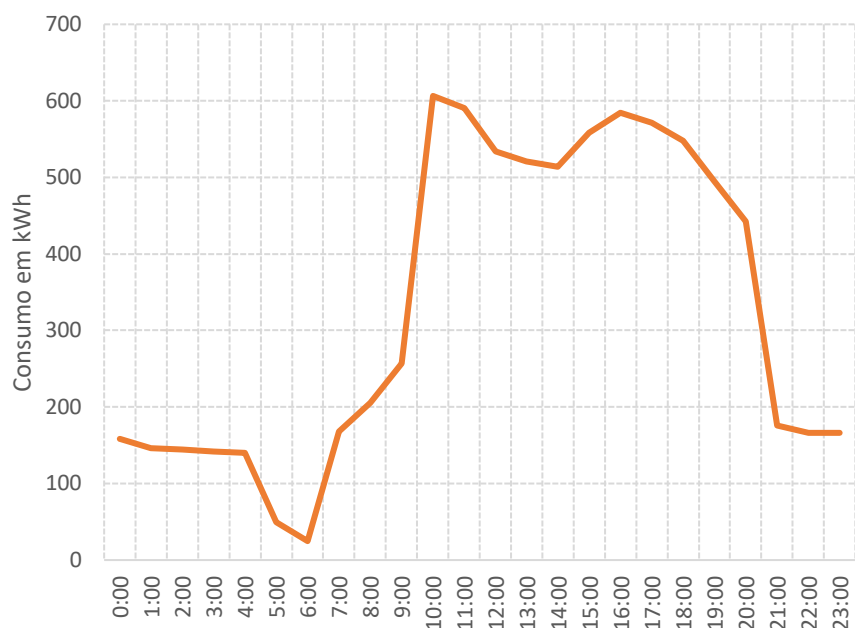


Figura 3.15 - Relação de gasto energético da CAG ao longo de um dia de referência. (03/09/18)

Os intervalos de registro no próprio sistema vão até um mês anterior à data de solicitação, porém os valores são compilados em relatórios semanais e podem ser comparados com as médias mensais de anos passados.

Como apresentado na Figura 3.16, vê-se para o ano de 2018 um valor mínimo de consumo energético em torno dos 145.000 kWh (no mês de julho) e máximo em torno de 255.000 kWh (mês de março). 7 dos 9 meses considerados apresentaram valores de consumo menores quando comparados ao mesmo período do ano passado, o que pode indicar alterações recentes e eficientes na gestão da central de água gelada

MÊS	CONSUMO 2016	CONSUMO 2017	CONSUMO 2018
Janeiro	--	255.727,56	225.121,93
Fevereiro	--	225.441,21	199.163,61
Março	--	278.775,14	254.621,90
Abril	--	273.133,82	211.190,29
Mai	--	284.106,80	174.648,14
Junho	--	N/A	168.308,09
Julho	--	90.640,27	144.649,34
Agosto	--	192.003,37	185.436,94
Setembro	235.474,65	183.635,83	218.692,55
Outubro	290.153,11	269.094,35	
Novembro	258.651,17	238.726,65	
Dezembro	245.948,19	214.923,03	

Figura 3.16 - Histórico de consumo mensal da CAG (em kWh)

Já os valores de consumo de água nas torres são mensurados por uma verificação diária do hidrômetro que fornece água potável de reposição, sem qualquer tipo de controle e automação para monitoramento de gastos e vazão. O monitoramento é feito também aos finais de semana e feriados, porém o acompanhamento do nível de água nos reservatórios só é feito em dias úteis.

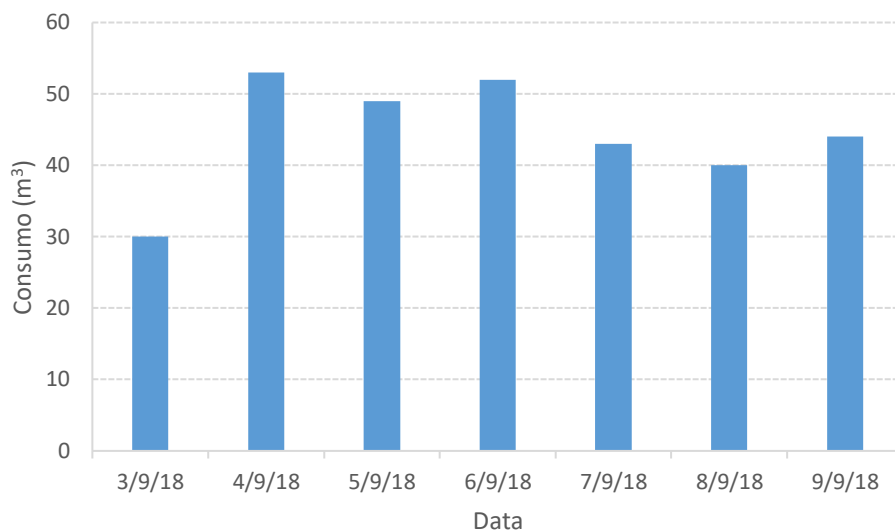


Figura 3.17 - Consumo de água potável nas torres ao longo de uma semana

A partir dos valores apresentados, percebe-se que há um grande consumo elétrico por parte da CAG, assim como um volume elevado de água potável gasto nas torres para repor as perdas do circuito de condensação.

Tal volume elevado motivou a primeira parte desse trabalho, que consiste na modelagem e simulação das torres de resfriamento presentes e as vazões de água de reposição a elas associadas. Com esses valores de referência, pode-se estabelecer parâmetros esperados e compará-los com os reais obtidos para ponderar alternativas viáveis e abordagens corretas para o caso.

4. Modelagem do circuito de condensação

Como visto nas seções anteriores, há um consumo considerável de água e energia nas torres de resfriamento. Com o intuito de otimizar a utilização destes recursos, procura-se modelar o circuito de água condensada e simular o comportamento termo energético das torres em duas condições: a primeira com uma torre e a segunda com 5 torres de resfriamento presentes no circuito de condensação.

4.1. Aspectos gerais

De maneira geral, o circuito de água condensada por ser descrito da seguinte maneira, apresentado pelo layout construído no software OpenStudio na Figura 4.1.

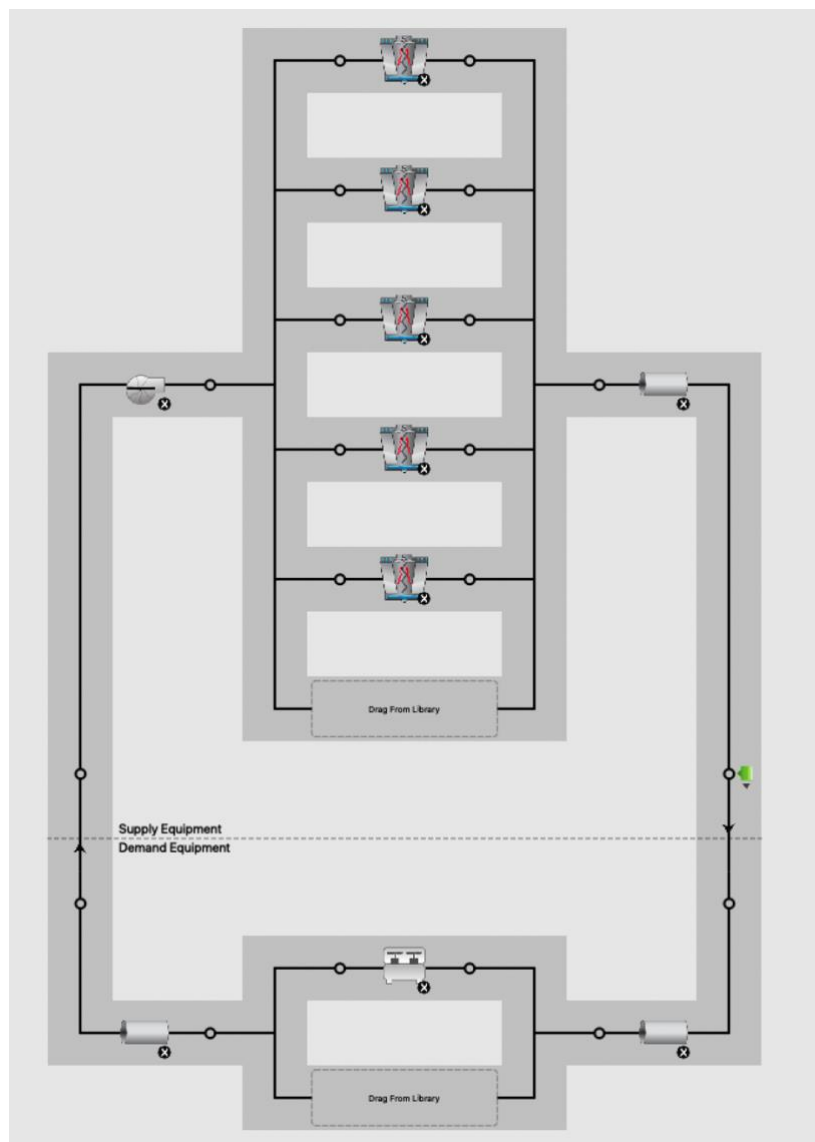

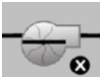





Figura 4.1 - Esquema geral do circuito de condensação construído no software OpenStudio.

Em que:

-  É a tubulação adiabática, sem troca de calor. Desconsiderou-se a perda nesse caso pois foi verificada uma variação de temperatura menor que 0,3°C entre a saída dos *chillers* e entrada nas torres, valor que pode ser considerado desprezível.
-  Corresponde à bomba de vazão constante, operando sempre a 60 Hz conforme descrito anteriormente.
-  São as torres de resfriamento com variador de frequência. As características construtivas e considerações são explicitadas na seção 5.4.
-  É o chiller em funcionamento. Apesar de serem 4 chillers na CAG, raríssimas vezes são utilizados mais que um chiller, geralmente sendo ligado apenas o de 745 TR. Assim, configurou-se esse chiller de acordo com as características de potência apresentadas na seção 3.3 (2615 kW).
-  Nódulo de regulagem de setpoint, onde se pode regular o controle de temperatura e outras variáveis necessárias para o funcionamento do sistema.

Esse modelo representa a atual configuração do circuito de condensação presente no caso em estudo. Entretanto, propõe-se também neste trabalho uma análise do caso em que há apenas uma torre de resfriamento, de acordo com o esquema apresentado na Figura 4.2 a seguir, em que o *loop* consiste dos mesmos equipamentos e características individuais, a única diferença sendo o número de torres.

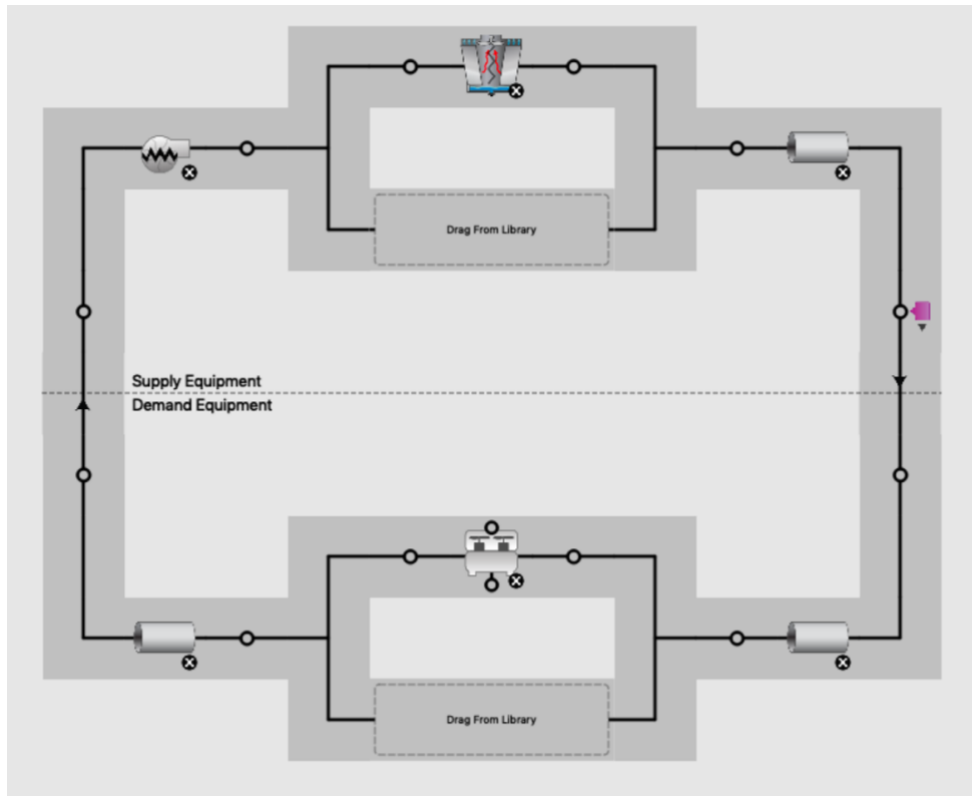


Figura 4.2 - Esquema proposto para o caso de apenas uma torre de resfriamento

Com o circuito definido, será necessário modelar o comportamento das torres, bombas, *chiller* (condensador) e o circuito hidráulico de água condensada. Porém, como algumas informações necessárias para a modelagem e simulação de todos os tópicos não foram fornecidas a tempo, nessa primeira etapa do trabalho foi feita apenas a análise da perda de água nas torres.

Visando entender a perda de água pelas 3 principais causas (evaporação, arraste e purga), desconsidera-se eventuais perdas por vazamentos ou casos específicos de contaminação que fujam às condições normais e trabalho. Assim, modela-se o balanço de massa nas torres da seguinte maneira:

4.2. Modelagem do consumo de água nas torres.

O consumo de água nas torres tem como objetivo repor o volume de água perdido pela evaporação (natural do processo de resfriamento e troca de calor latente com o ar), arraste eventual e purga para manter os níveis de concentração de metais e contaminantes dentro de valores aceitáveis (ver seção 2.5).

De maneira geral, pode-se fazer um balanço de massa para entender melhor as formas de perda e como será simulado o consumo hídrico nas torres. Assim, um esquema simplificado do balanço de massa na torre pode ser visto na Figura 4.3.

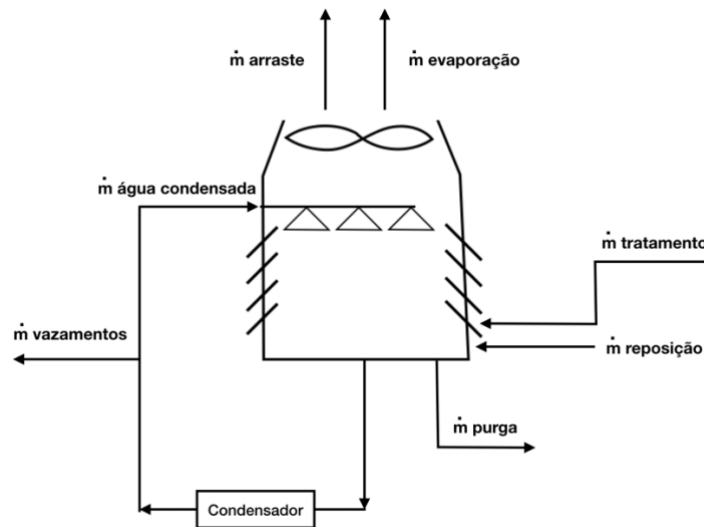


Figura 4.3 - Esquema representativo do balanço de massa na torre de resfriamento

Nesse balanço de massa, temos a entrada de água nas formas:

- **\dot{m} água condensada:** Vazão de água circulando pelo sistema de condensação, movido pela bomba de água condensada;
- **\dot{m} tratamento:** Vazão de líquido responsável pelo tratamento químico da água, mantendo o nível de condutividade e PH da água estáveis;
- **\dot{m} reposição:** Quantidade de água necessária para suprir as perdas, mantendo o nível estável na bacia da torre.

A perda volumétrica, por outro lado, é representada pelas seguintes variáveis:

- **\dot{m} arraste:** Perda de água por arraste, por período de tempo;
- **\dot{m} evaporação:** Vazão de saída por evaporação, proveniente da troca de calor latente entre o ar e a água.
- **\dot{m} purga:** Vazão de água expelida para manter os níveis de contaminantes estáveis.
- **\dot{m} vazamentos:** Perdas por vazamentos, normalmente em gaxetas, flanges, conexões e válvulas.

Considerando ser um sistema fechado, o somatório de todas as vazões na torre tem que ser igual a zero. Em outras palavras, o módulo da quantidade de água que sai da

torre em um determinado período de tempo tem que ser igual à quantidade de água que entra. Para efeito de cálculo e simplificação, não se considerou a perda por vazamento e o ganho volumétrico pelos aditivos de tratamento químico, uma vez que seu volume é desprezível quanto às vazões consideradas e considerou-se nula a perda por vazamento. Assim, a modelagem utilizada para o balanço mássico nas torres inclui apenas as vazões de arraste, evaporação, purga reposição e água condensada.

Para o primeiro tipo de perda considerada, podemos realizar a modelagem da seguinte maneira:

4.2.1. Perda de água por evaporação

Para o cálculo das perdas por evaporação, consideraremos os dois principais métodos utilizados pelo software EnergyPlus, porém modificados e calculados de forma separada para adequação aos dados disponíveis. Os métodos são os seguintes:

1. O primeiro assume que o ar de saída da torre se encontra em condição saturada (o que pode nem sempre é o caso). Para este modo “saída saturada”, a entalpia do ar de saída da torre é calculada como a entalpia do ar de entrada mais a transferência de calor da água dividida pelo fluxo de massa de ar através da torre. A transferência pode ser calculada a partir da eq. 2.3, resultando nas equações 4.1 e 4.2 a seguir:

$$\dot{Q}_{water} = \dot{m}_{water} C_p \Delta T_{water} \quad (4.1)$$

$$h_{sat\ air,outlet} = h_{air,inlet} + \left(\frac{\dot{Q}_{water}}{\dot{m}_{air}} \right) \quad (4.2)$$

Em que:

\dot{Q}_{water} = Transferência de calor da água (W);

\dot{m}_{water} = Vazão mássica de água pela torre (kg/s);

C_p = Calor específico da água (W/kg-K);

ΔT_{water} = Diferença de temperatura de entrada e saída na torre (K);

$h_{sat\ air,outlet}$ = Entalpia do ar saturado na saída da torre (J/kg);

$h_{air,inlet}$ = Entalpia do ar de entrada (J/kg);

\dot{m}_{air} = Vazão mássica do ar pela torre (kg/s);

A partir de funções psicrométricas dentro do EnergyPlus, tem-se as umidades relativas para cada caso a partir da entalpia e pressão absoluta de cada ponto. Assim, pode-se calcular a perda de água por evaporação como o produto da taxa de fluxo de massa de ar e a diferença entre a relação de entrada e saída de umidade do ar dividida pela densidade da água, como representado na eq. 4.3 a seguir:

$$\dot{V}_{evaporation,makeup} = \dot{m}_{air} \frac{(w_{sat\ air,outlet} - w_{air,inlet})}{\rho_{water}} \quad (4.3)$$

Em que:

$\dot{V}_{evaporation,makeup}$ = Perda d'água por evaporação (m³/s);

$w_{sat\ air,outlet}$ = Umidade absoluta do ar saturado de saída (kg_{água}/kg_{ar seco});

$w_{air,inlet}$ = Umidade absoluta do ar na entrada (kg_{água}/kg_{ar seco});

ρ_{water} = Massa específica da água (kg/m³)

2. A segunda maneira de fazer esse cálculo é fornecendo um valor para o fator de perda. A perda de evaporação é então calculada como uma fração do fluxo de água condensada e varia com a mudança de temperatura na água do condensador. Os valores típicos estão na faixa de 0,15 a 0,27 %/K, sendo o padrão 0,2 (Big Ladder Software Engineering Reference, 2018). A taxa de perda de água por evaporação é então calculada multiplicando-se esse fator pelo fluxo de água do condensador e pela diminuição da temperatura na taxa de fluxo da água na torre, como mostrado na eq. 4.5. Para o cálculo do fator de perda (*loss factor*), é utilizado as relações de Qureshi e Zubair (2007).

$$Loss\ Factor = (113 - 8,417\phi + 1,6147t_{db})10^{-5} \quad (4.4)$$

$$\dot{V}_{evaporation,empirical} = (Loss\ Factor)\dot{Q}_{water}\Delta T_{water} \quad (4.5)$$

Em que:

Loss Factor = fator de perda.

ϕ = Umidade relativa do ar de entrada.

t_{db} = Temperatura de bulbo úmido na entrada.

$\dot{V}_{evaporation,empirical}$ = Perda aproximada empírica

4.2.2. Perda de água por arraste

Conforme citado na seção 2.5, o arraste é um fator que contribui para a perda de água nas torres devido ao fluxo de ar que, além de resfriar a água, pode fazer com que pequenas gotículas sejam “arrastadas” para fora do envoltório do trocador de calor.

O valor do volume de água perdida por arraste é definido pela referência de engenharia do software EnergyPlus como uma porcentagem da vazão de projeto de água em condições nominais de operação da torre, variando com a taxa da vazão de ar de acordo com a eq. 4.6 a seguir:

$$\dot{V}_{drift,makeup} = \dot{m}_{water,design} \frac{Percent\ Water\ to\ Drift}{100} FR_{air} \quad (4.6)$$

Em que:

$\dot{V}_{drift,makeup}$ = Perda de água por arraste (m³/s);

$\dot{m}_{water,design}$ = Vazão volumétrica de água de projeto nas torres (m³/s);

Percent Water to Drift = Percentual de água perdida na vazão de ar nominal;

FR_{air} = Razão de vazão de ar nas condições analisadas [0 a 1].

4.2.3. Perda de água por purga

A purga de água e consequente fornecimento de água potável nas bacias das torres acontece de maneira periódica de acordo com medições automatizadas e com o objetivo de manter as concentrações de metais e outros contaminantes em níveis aceitáveis. Essa perda pode ser modelada de duas maneiras:

1. A primeira considera um *schedule* já pré-definido, se tornando uma simples programação do tipo:

```

IF (Scheduleblowdown is defined) THEN
     $\dot{V}_{blowdown,makeup} = ScheduleValue_{blowdown}$ 
ELSE
     $\dot{V}_{blowdown,makeup} = 0.0$ 
ENDIF

```

Em que:

$\dot{V}_{blowdown,makeup}$ = Perda d'água pela purga (m³/s);

$ScheduleValue_{blowdown}$ = Valor programado para a perda no período estipulado de simulação (m³/s);

Lê-se, em outras palavras, as linhas de código da seguinte maneira: Em havendo a definição do *schedule* para purga, no momento em que a torre estiver operando e com um fluxo de água passando, haverá uma taxa fixa de purga conforme programado. Caso contrário, o valor de perda de água por purga será nulo. Esse método apresenta uma limitação quanto às variáveis de concentração presentes na mistura de água na bacia da torre, sendo pouco utilizado. O método padrão, e escolhido para essa análise, é citado a seguir:

2. O segundo modelo considera que a purga é feita de modo contínuo para manter a concentração de metais em um nível fixo a todo tempo. À medida que a água evapora (seção 4.2.1), ela deixa para trás os minerais e materiais indesejados, fazendo com que a concentração de impurezas da água seja maior na torre do que na água da composição. As razões de concentração aceitáveis estão no intervalo de 3 a 5, dependendo da pureza da água de reposição. É importante destacar que a água perdida por arraste leva consigo as impurezas e, portanto, não altera a água necessária para manter o nível de concentração da mistura na base. Assim, temos o cálculo da água perdida por purga:

$$\dot{V}_{blowdown,makeup} = \frac{\dot{V}_{evaporation,makeup}}{R_{concentration} - 1} - \dot{V}_{drift,makeup} \quad (4.7)$$

Em que:

$\dot{V}_{blowdown,makeup}$ = Perda d'água pela purga (m³/s);

$\dot{V}_{evaporation,makeup}$ = Perda d'água por evaporação (m³/s);

$R_{concentration}$ = razão de concentração de impurezas da água sendo eliminada na bacia em relação à água de reposição (potável).

$$\dot{V}_{drift,makeup} = \text{Perda de água por arraste (m}^3/\text{s)};$$

O problema desse modelo é que ele considera o aumento das concentrações apenas pela evaporação da água condensada, sem contar com os diversos outros fatores que podem influenciar na presença de impurezas e materiais indesejados na composição da água de condensação. Assim, espera-se valores menores do que os reais para o método de modelagem acima. Porém, como não há uma estratégia (*schedule*) já definido, utilizará esse método para obtenção dos dados de perda de água por purga.

Assim, parte-se para a modelagem energética do sistema. Foi utilizado como base de análise as referências de engenharia do software EnergyPlus, que descrevem as torres de resfriamento da seguinte forma, apresentada na seção 4.3.

4.3. Modelagem energética das torres de resfriamento

4.3.1. Equivalência a um trocador de calor

O objetivo do modelo da torre de resfriamento é prever a temperatura da água que sai e a potência do ventilador necessária para atender a temperatura de *set point* estabelecida. Para isso, parte-se da teoria de Merkel para se calcular a taxa de transferência de calor entre o ar e a água que fluem pela torre, definida pela eq. 4.8 a seguir:

$$d\dot{Q}_{total} = \frac{UdA}{cp} (h_s - h_a) \quad (4.8)$$

Em que:

$d\dot{Q}_{total}$ = taxa de transferência de calor entre a água e o ar (W);

h_s = entalpia do ar saturado na superfície úmida (J/kg);

h_a = entalpia do ar no fluxo livre (J/kg);

cp = calor específico do ar úmido (j/kg°C)

U = Coeficiente de transferência de calor (W/m². °C)

A = Área da superfície de transferência de calor (m²)

Neste modelo faz-se algumas suposições, como:

- Ar e vapor d'água se comportam como gases ideais;

- O efeito de evaporação d'água é ignorado;
- Desconsidera-se o calor gerado pelo funcionamento do ventilador;
- Número de Lewis igual a 1.

Considera-se também que a entalpia do ar úmido é apenas função da temperatura de bulbo úmido e que pode ser considerado um gás ideal equivalente, tendo o seu calor específico médio definido pela seguinte equação:

$$\bar{c}_{pe} = \frac{\Delta h}{\Delta T_{wb}} \quad (4.9)$$

Em que:

\bar{c}_{pe} = calor específico considerado do ar úmido (j/kg°C);

Δh = diferença de entalpia entre o ar que entra e sai da torre (J/kg);

ΔT_{wb} = diferença entre as temperaturas de bulbo úmido do o ar que entra e sai da torre (°C)

Para a expressão de troca de calor, temos as seguintes igualdades:

$$d\dot{Q}_{total} = Ue \, dA(T_w - T_{wb}) \quad (4.10)$$

$$Ue = \frac{U\bar{c}_{pe}}{cp} \quad (4.11)$$

Em que:

Ue = coeficiente de troca de calor equivalente;

T_{wb} = temperatura de bulbo úmido do ar (°C);

T_w = temperatura da água (°C);

Assim, podemos fazer um balanço energético em ambos lados da água e do ar na interface água-ar, resultando nas seguintes equações:

$$d\dot{Q}_{total} = \dot{m}_w c_{pw} dT_w \quad (4.12)$$

$$d\dot{Q}_{total} = \dot{m}_a c_{pe} dT_{wb} \quad (4.13)$$

Em que:

\dot{m}_w = vazão mássica de água (kg/s);

\dot{m}_a = vazão mássica de ar (kg/s).

Assumindo que o produto $\dot{m}cp$ é menor para a água do que para o ar, podemos dizer que a efetividade da torre de resfriamento é definida como a de um simples trocador de calor, como na eq. a seguir:

$$\varepsilon = \frac{T_{win} - T_{wout}}{T_{win} - T_{wbin}} \quad (4.14)$$

Em que:

ε = efetividade do trocador de calor;

T_{win} = temperatura da água de entrada (°C);

T_{wout} = temperatura da água de saída (°C);

T_{wbin} = temperatura de bulbo úmido do ar de entrada (°C).

Ao combinar essas equações e integrar ao longo de toda a área de troca de calor, obtemos equações de NTU (number of transfer units) e uma expressão efetividade idêntica à de um trocador de calor do tipo *counter-flow* em contato indireto (como fluidos separados por uma parede sólida), (Incropera e DeWitt, 1981). Assim, podemos modelar a torre de resfriamento como a Figura 4.4 a seguir, em que a parte superior do trocador de calor representa o fluxo de água em *counterflow* e a parte inferior representa um fluido equivalente que entra a uma temperatura T_{wbin} e sai a uma temperatura T_{wbout} .



Figura 4.4 - Esquema equivalente da torre de resfriamento.

4.3.2. O parâmetro Coeficiente de troca de calor – área (UA)

O trocador representado na figura 4.3 da seção 4.3.1 é caracterizado por um único parâmetro: o produto UA_e (equivalente). Assim, o real produto UA da torre de resfriamento é associado a ele por meio da equação 4.15.

$$UA = UA_e \frac{cp}{\bar{c}_{pe}} \quad (4.15)$$

Esse produto UA se dá em função do valor da vazão mássica de ar que percorre a torre de resfriamento, sendo fornecido pelo fabricante após realizados testes laboratoriais em ambientes controlados. O valor costuma ser para as condições nominais de operação, o que nem sempre acontece. Assim, a ferramenta de cálculo EnergyPlus utiliza uma série de fatores para corrigir e ajustar o produto UA para as diferentes situações climáticas e operacionais às quais a torre pode estar submetida.

- O primeiro fator de ajuste $f_{UA,wetbulb}$ é função da temperatura de bulbo úmido externo $T_{current,wetbulb}$ e temperatura de bulbo úmido nas condições de projeto da torre $T_{des,wetbulb}$. Entra-se com uma curva de performance para definir o valor da sua função, que é representada pela equação 4.16.

$$f_{UA,wetbulb} = func((T_{des,wetbulb} - T_{current,wetbulb})) \quad (4.16)$$

- O segundo fator de ajuste $f_{UA,air\ flow}$ é dependente do fluxo de ar $AirFlowRatio$. Da mesma maneira que o primeiro fator, indica-se a curva de performance fornecida pelo fabricante para o modelo de torre. A função, portanto, é:

$$f_{UA,airflow} = func (AirFlowRatio) \quad (4.17)$$

- O terceiro fator $f_{UA,waterflow}$ ajusta o produto UA à vazão mássica de água $WaterFlowRatio$ no interior da torre. Esse fator também é indicado por uma curva de performance apresentado pelo fabricante, de acordo com a eq. 4.18:

$$f_{UA,waterflow} = func (WaterFlowRatio) \quad (4.18)$$

Assim, obtemos o valor final de UA pelo produto dos fatores acima descritos, como representado pela eq. 4.19:

$$UA_e = UA_{design} f_{UA,wetbulb} f_{UA,airflow} f_{UA,waterflow} \quad (4.19)$$

4.3.3. Cálculo da temperatura de saída da água.

Como sabemos apenas as temperaturas da entrada de ar e da água de entrada em qualquer etapa da simulação, um procedimento iterativo é necessário para determinar as temperaturas do fluido que saem usando as equações definidas na seção anterior. No caso do modelo EnergyPlus, as iterações são realizadas para determinar a temperatura do bulbo úmido existente no ar. A temperatura da água que sai é então calculada com base em um balanço de energia que assume que a energia absorvida pelo ar é equivalente à energia removida da água. O procedimento para calcular a temperatura do bulbo úmido do ar, segue:

A primeira etapa consiste em calcular a entalpia do ar úmido entrando na torre a partir da temperatura de bulbo úmido proveniente dos arquivos climáticos. Como é necessário um processo iterativo, é feita primeira tentativa de temperatura de bulbo úmido do ar de saída, podendo calcular a sua entalpia. O calor específico do ar pode ser

calculado pela eq 4.9, apresentada na seção anterior. A partir do produto coeficiente-área de transferência de calor global inserido pelo usuário, rearranja-se a equação para o coeficiente efetivo de acordo com a eq 4.20 a seguir:

$$UA_e = UA \frac{\bar{c}pe}{cp} \quad (4.20)$$

Assim, sabendo $\bar{c}pe$ e UA_e , a efetividade do trocador de calor é calculado a partir da eq. 4.21 a seguir:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left\{-NTU \left[1 - \left(\frac{\dot{c}_{min}}{\dot{c}_{max}}\right)\right]\right\}}{1 - \left(\frac{\dot{c}_{min}}{\dot{c}_{max}}\right) \exp\left\{-NTU \left[1 - \left(\frac{\dot{c}_{min}}{\dot{c}_{max}}\right)\right]\right\}} \quad (4.21)$$

Onde:

\dot{c}_{min} = mínimo (\dot{C}_w , \dot{C}_a) e \dot{c}_{max} = máximo (\dot{C}_w , \dot{C}_a);

$\dot{C}_w = \dot{m}_w cp_w$;

$\dot{C}_a = \dot{m}_a \bar{c}pe$;

$NTU = \frac{UA_e}{\dot{c}_{min}}$;

Portanto, a taxa de transferência de calor é calculada a partir da eq. 4.22, permitindo que a temperatura de bulbo úmido de saída de ar seja recalculada a partir da eq. 4.23, processo o qual é repetido até que haja convergência.

$$\dot{Q}_{total} = \varepsilon \dot{c}_{min} (T_{win} - T_{wbin}) \quad (4.22)$$

$$T_{wbout} = T_{wbin} + \frac{\dot{Q}_{total}}{\dot{C}_a} \quad (4.23)$$

Por fim, a temperatura da água de saída pode ser calculada a partir da eq. 4.24:

$$T_{wout} = T_{win} + \frac{\dot{Q}_{total}}{\dot{C}_w} \quad (4.24)$$

Em que:

T_{wout} = Temperatura de saída da água das torres (°C).

4.3.4. Cálculo da potência do ventilador

Existem duas principais situações para o cálculo da potência utilizada pelo ventilador das torres de resfriamento. No caso de uma temperatura de saída da água calculada maior que a do *setpoint* estabelecido, o ventilador é ligado para diminuir a sua temperatura. Mas, quando a água já está abaixo do *setpoint*, o ventilador é desligado e a troca de calor se dá apenas com a vazão gerada pela bomba, em regime de convecção natural. Esse *setpoint* pode ser definido pelo usuário na própria saída da torre ou no *loop* da simulação.

Para o caso dos ventiladores ligados, analisa-se, a cada intervalo de tempo, diversas condições para se estabelecer a potência utilizada. Assim, o modelo primeiro avalia a carga fornecida com os ventiladores usando apenas convecção natural e, caso já atenda à carga necessária, assim é modelado.

Em seguida, analisa-se o caso do ventilador operando em velocidade máxima. Se a carga total da velocidade do ventilador for menor ou igual à carga desejada, a torre operará a toda velocidade. Caso contrário, avalia a carga atendida com a ventoinha de operando em sua velocidade mínima, taxa estabelecida previamente usuário (o padrão é 0,2). Se a carga mínima da velocidade do ventilador fornecida atender ou exceder a carga desejada, a torre operará na velocidade mínima do ventilador.

Por último, se a carga alvo estiver entre a carga fornecida pelas velocidades mínimas e máximas dos ventiladores, o modelo resolve uma razão de taxa de fluxo de ar que apenas atenda à carga alvo usando o método numérico Regula Falsi.

A potência do ventilador para a velocidade variável modelo é calculada a partir da taxa de fluxo de ar usando uma potência de ventilador de projeto e uma curva de desempenho fornecido pelo fabricante, que ajusta a função *airflowratio* presente na equação da potência do ventilador a seguir:

$$P_{fan} = P_{fan,des} \text{func}(\text{AirFlowRatio}) \quad (4.25)$$

Em que:

P_{fan} = potência do ventilador calculada (W);

$P_{fan,des}$ = potência nominal de projeto do ventilador (W);

$\text{func}(\text{AirFlowRatio})$ = função dependente da vazão de ar e curva de desempenho fornecido pelo fabricante [0 a 1]

5. Simulação

Como base inicial para a simulação, estabeleceu-se um edifício referência cujas características termoenergéticas, como a carga térmica, se assemelhassem às do complexo Brasil 21. Como espera-se obter resultados e comparações relativas e percentuais, o modelo permite uma simplificação e alteração da estrutura sem perder a relevância das análises feitas.

5.1. Edifício referência e carga térmica.

Para a base de cálculo para a carga térmica foi utilizado o padrão de construção ASHRAE 189.1 – 2009 CZ5 de escritório e padrão de espaço interno 189.1 – 2009 de escritório aberto. Alguns parâmetros para o cálculo da carga térmica estão descritos na Tabela 5.1 a seguir.

Tabela 5.1 - Parâmetros de cálculo da carga térmica

Densidade de pessoas	0,538196 pessoas/m ²
Fração de calor sensível (por pessoa)	Calculado automaticamente
Definição de iluminação	11,62 W/m ²
Def. de equipamentos elétricos	48,01 W/m ²
Definição de gás	Não utilizado
Definição de aquecimento	Não utilizado
Definição de massa interna	Não utilizado

Desta maneira, foi modelado um prédio de 10 andares e área total construída e climatizada de 25.000 m², essencialmente composto por escritórios, de acordo com a Figura 5.1. Vale citar que, de acordo com o padrão ASHRAE 189.1 – 2009, divide-se cada andar em vários tipos de espaços (as quais possuem seus valores de infiltração, schedule e outros valores pertinentes à simulação pré-definidos) e zonas térmicas, dentre eles:

- Sala de reuniões, descanso, de quadros elétricos e mecânicos;
- Lobby, banheiros, arquivos;
- Corredores e escadas;

- Escritórios pequenos, médios e grandes;
- Escritórios abertos e fechados.

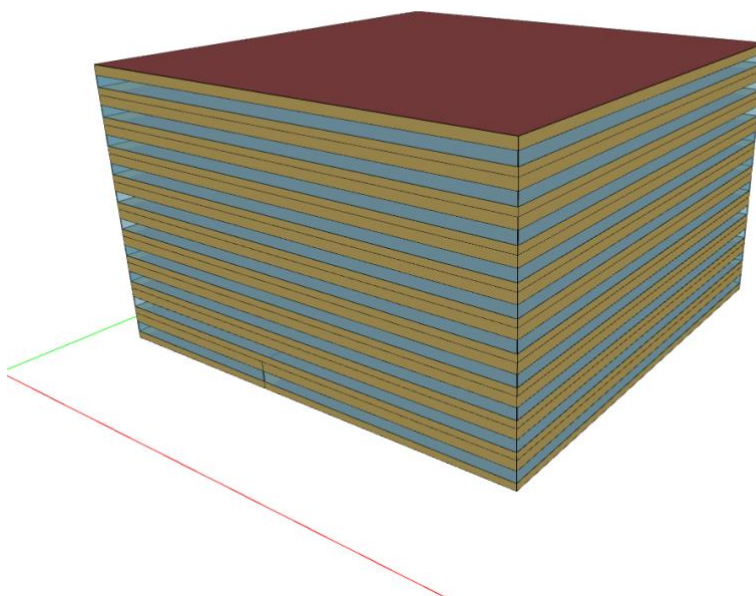


Figura 5.1 - Edifício de referência para simulação.

Seguindo o padrão apresentado para o edifício referência, o software EnergyPlus compila os dados e calcula a carga térmica para cada um dos 10 andares definidos, sendo a soma total e cada valor individual apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.2 - Valores de carga térmica calculados para o prédio de referência.

Zona térmica	Carga térmica (kW)	Carga térmica (TR)
Andar térreo (1)	136,2	38,8
Primeiro andar (2)	216,7	61,7
Segundo andar (3)	258,1	73,5
Terceiro andar (4)	265,6	75,7
Quarto andar (5)	266.815,1	76
Quinto andar (6)	266.954,8	76,1
Sexto andar (7)	266.937,4	76,1
Sétimo andar (8)	267.069,1	76,1
Oitavo andar (9)	267.760,8	76,2
Nono andar (10)	272.208,5	77,5
Total	2.484.487,9	707,8

Para a simulação de perda d'água, escolheu-se como referência um dia de médio consumo nas torres registrado durante o mês de setembro de 2018, em que se tem valores de bulbo seco, umidade relativa, consumo real e outras variáveis já registradas pela automação do sistema, necessárias para os cálculos apresentados na seção de modelagem.

Para efeito de simplificação, considerou-se que as torres estão suficientemente distantes umas das outras para evitar qualquer tipo de interferência na troca de calor e formação de névoas que possam impactar negativamente em sua performance e eficiência individual.

Por desconsiderar qualquer tipo de vazamento ou outro tipo de perda não prevista em condições normais de operação, o valor final de água gasta corresponde à soma dos três tipos individuais de perdas descritas na seção 4.2 (para cada torre).

Assim, para cada parâmetro necessário para a modelagem e simulação foi criado uma tabela no software Excel ou utilizado valores reais para se analisar a proximidade do esperado com o caso real de perda d'água registrado.

5.2. Vazão de água em cada torre.

O primeiro passo necessário é definir a vazão de água condensada circulando por cada torre. Analisou-se um dia em que apenas o *chiller* 3 estava em funcionamento, ou seja, a única bomba em funcionamento do circuito de condensação era a BAC-2.

As informações necessárias para a estimativa da vazão são a curva de desempenho da bomba BAC-2 (anexo 9.1) e os valores colhidos das diferenças de pressão na saída e retorno das linhas de água condensada, apresentados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Valores lidos de pressão na BAC-2

	Leitura Dia 1 (kgf/cm²)	Leitura Dia 2 (kgf/cm²)	Leitura Dia 3 (kgf/cm²)
Saída	3,9	3,9	3,8
Retorno	3,0	3,0	2,9
Diferença	0,9	0,9	0,9

Como a diferença de pressão se manteve constante ao longo dos 3 dias (dia 2,3 e 4 de outubro, sendo o dia 3 a referência para o resto dos dados) de verificações, obteve-

se a partir da curva de desempenho da BAC-2 um valor de vazão de aproximadamente $600\text{m}^3/\text{h}$.

Sabendo que as torres estão dispostas em paralelo e assumindo que a vazão é perfeitamente dividida entre as 5 torres, sem perdas ou vazamentos, a vazão individual é de cerca de $120\text{m}^3/\text{h}$, de acordo com a Figura 5.2. Lembrando que essa situação é para o caso do chiller 3 ligado.

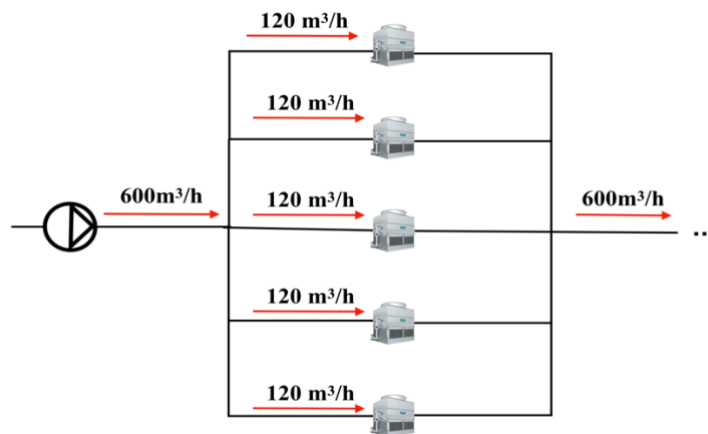


Figura 5.2 - Esquema de distribuição de vazão de água condensada entre as torres

5.3. Arquivos climáticos.

As informações climáticas foram importadas a partir do arquivo climático disponibilizado pelo site do EnergyPlus (<https://energyplus.net/weather>), contendo informações de temperatura de bulbo úmido máximo para o mês, pressão barométrica e outras informações necessárias para aplicar nas equações descritas na seção 4. Algumas das informações necessárias para a simulação estão descritas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Informações meteorológicas de Brasília para o mês de análise

Condição	Valor
TBU máx. para outubro (2%)	26,5°C
TBS máx. para outubro (2%)	32,5°C
Pressão barométrica	88144 Pa
Elevação	1061 metros
Latitude/Longitude	-15,87°/-47,93°

Outras informações necessárias como inputs para a simulação como a entalpia, calor específico e temperatura de saturação são dadas a partir de uma função psicrométrica do software *EnergyPlus* e utilizados internamente para fornecer os valores, por exemplo, de taxa de evaporação.

5.4. Condições operacionais das torres.

As informações básicas para a simulação são as apresentadas na Tabela 3.4, porém alguns dados indispensáveis para a realização da simulação não foram fornecidos pelo fabricante. Assim, os inputs que faltaram foram considerados equivalentes ao da torre da fabricante YORK modelo referência, cujas características nominais de operação são fornecidas como base no software *EnergyPlus* e enumeradas na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 - Características nominais de operação da torre referência YORK

Característica	Valor
TBU nominal de projeto	25,5°C
Approach nominal	3,9 K
Range nominal	5,5 K
Mínima taxa de vazão de ar	0,2
Fração da capacidade da torre em regime de convecção livre	0,125
Fator de perda por evaporação	0,2 %/K
Razão de perda por arraste	0,05 %
Razão de concentração para purga	4

5.5. Dados de entrada

Os dados de entrada para a simulação foram divididos em duas categorias:

- a) Dados variáveis e condições externas:
 - Vazão mássica de ar pela torre: \dot{m}_{air}
 - Entalpia do ar de entrada: $h_{air,inlet}$
 - Entalpia do ar de saída: $h_{sat\ air,outlet}$

- Umidade absoluta do ar na entrada: $w_{air,inlet}$
 - Umidade absoluta do ar saturado de saída: $w_{sat\ air,outlet}$
 - Umidade relativa do ar de entrada: ϕ
 - Temperatura de bulbo úmido na entrada: t_{db}
 - Razão de vazão de ar nas condições analisadas: FR_{air}
- b) Dados constantes e características de projeto:
- Vazão de água pelas torres: $\dot{m}_{water} = 120\ m^3/h$
 - Calor específico da água: $C_p = 4,186\ j/g^\circ C$
 - $\Delta T_{water} = 5,5^\circ C$
 - $\rho_{water} = 1000\ kg/m^3$
 - *Percent Water to Drift* = 0,1
 - $\dot{m}_{water,design} = 324,5\ m^3/h$
 - $R_{concentration} = 4$
 - Produto coeficiente de troca de calor – área, UA
 - Fração da capacidade da torre em regime de convecção natural: 0,125
 - Curva de performance das torres: utilizado o modelo padrão do software

5.6. Dados de saída

Os valores desejados inicialmente são as perdas de água por cada um dos 3 tipos dispostos. Somados, equivalem à perda total de água prevista. Assim, os dados de saída são os seguintes:

- Perda d'água por evaporação, $\dot{V}_{evaporation,makeup}$
- Perda de água por arraste, $\dot{V}_{drift,makeup}$
- Perda d'água pela purga, $\dot{V}_{blowdown,makeup}$
- Temperatura de saída da água no circuito de condensação, T_{wout}
- Potência consumida pelos ventiladores das torres,

6. Resultados

De acordo com os modelos apresentados para a simulação do prédio referência proposto, obteve-se os resultados de temperatura de saída de água nas torres, potência dos ventiladores e consumo geral de energia no sistema de climatização em ambos os casos propostos: 1 torre de resfriamento e 5 torres, de acordo com o atual cenário presente no complexo Brasil 21. Obteve-se, também, valores de consumo de água, permitindo que se comparasse os resultados com os valores reais lidos pela automação. Assim, dividimos os resultados em duas seções: uma para a simulação energética (6.1) e a outra para o consumo de água (6.2).

6.1. Simulação energética

Para a simulação energética foram feitas duas análises de dois casos distintos como descrito a seguir:

- **Caso 1:** Apenas uma torre de resfriamento no circuito de condensação;
- **Caso 2:** 5 torres de resfriamento no circuito de condensação;
- **Análise 1:** comparação entre os resultados obtidos para o caso de uma ou cinco torres de resfriamento, ao longo de um dia de referência (03/09/18);
- **Análise 2:** comparação entre os resultados obtidos para o caso de uma ou cinco torres de resfriamento, ao longo de um mês de referência, setembro.

6.1.1. Análise no dia de referência (03/09/18)

Comparando, portanto, primeiramente as situações da análise 1, obteve-se os seguintes resultados, apresentados na Figura 6.1 e Figura 6.2 a seguir. Percebe-se que, apesar das temperaturas T_{wout} serem menores no caso de 5 torres (consequentemente diminuindo a potencia requerida pelo *chiller*), a potência total utilizada pelos 5 ventiladores é maior que apenas um, ao longo do dia de referência. Esse trade-off será analisado na seção 6.3, em que se apresenta o consumo total do prédio para cada situação.

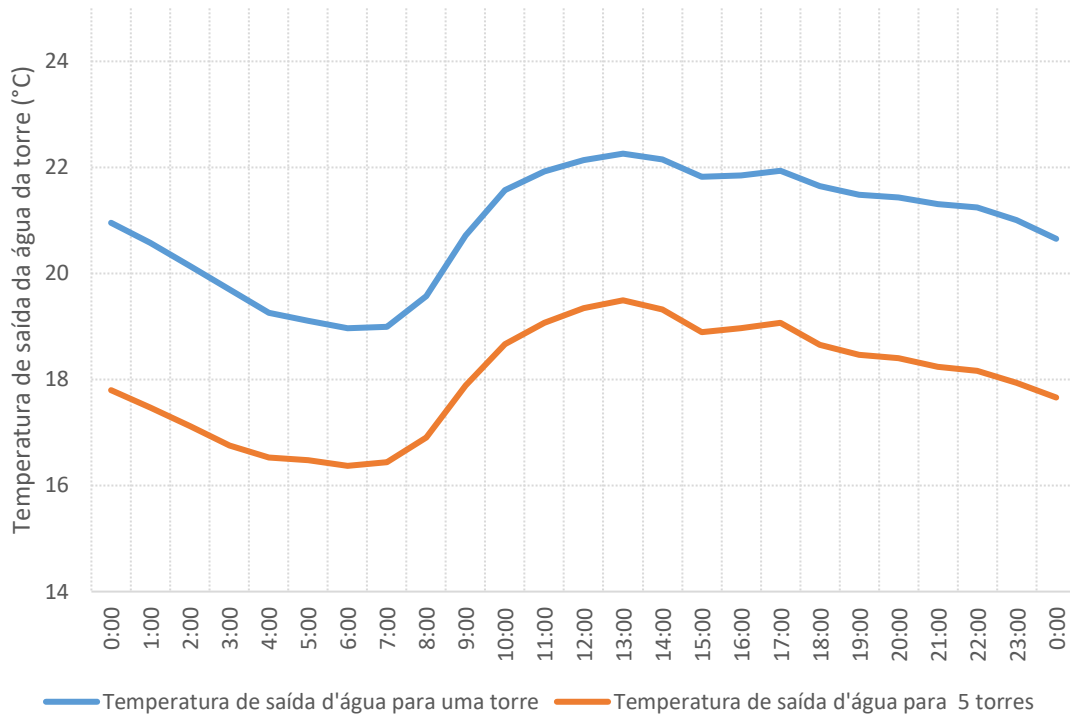


Figura 6.1 - Temperatura de saída da água nas torres de resfriamento para o dia de referência (03/09/18).

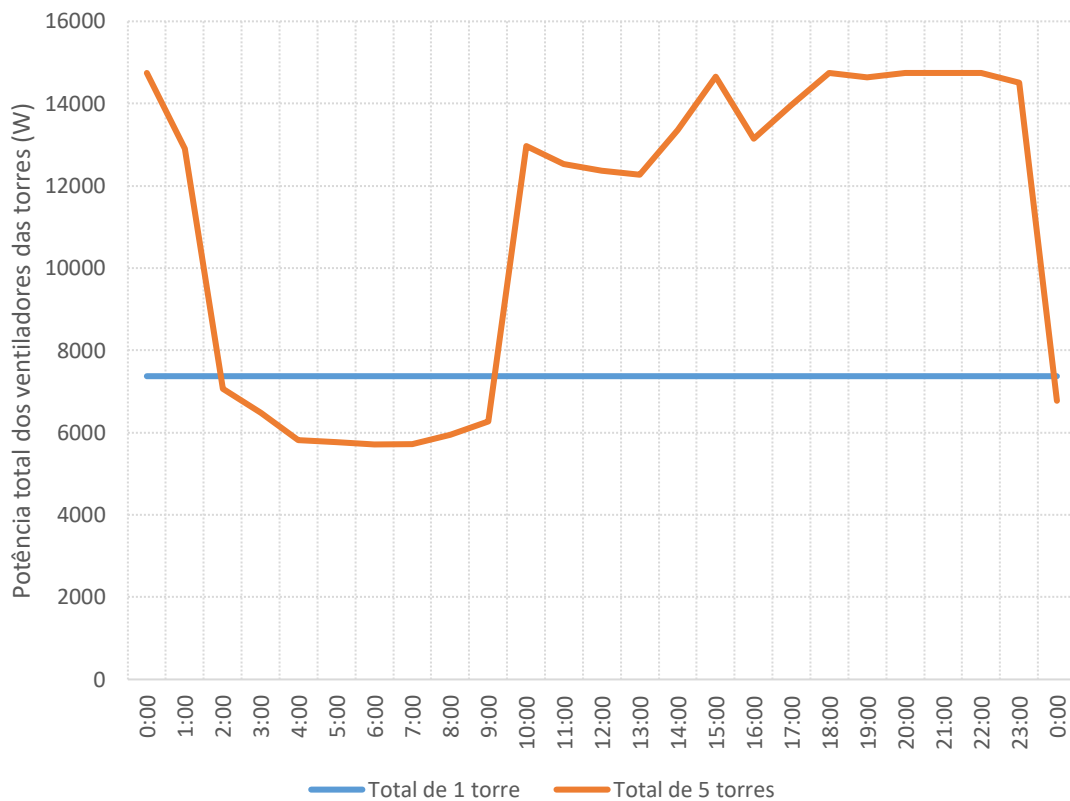


Figura 6.2 - Potência total dos ventiladores das torres para o dia de referência (03/09/18).

Analisando apenas o comportamento dos ventiladores no caso 2 (em que se simulou a presença de 5 torres), obteve-se um resultado que indica a subutilização da capacidade das torres do sistema de condensação. Conforme indicado na Figura 6.3, apenas 2 das 5 torres chegam a operar com seus ventiladores ligados durante o dia de referência, sendo que nas primeiras horas do dia (02:00 a 10:00 h) apenas um deles funciona.

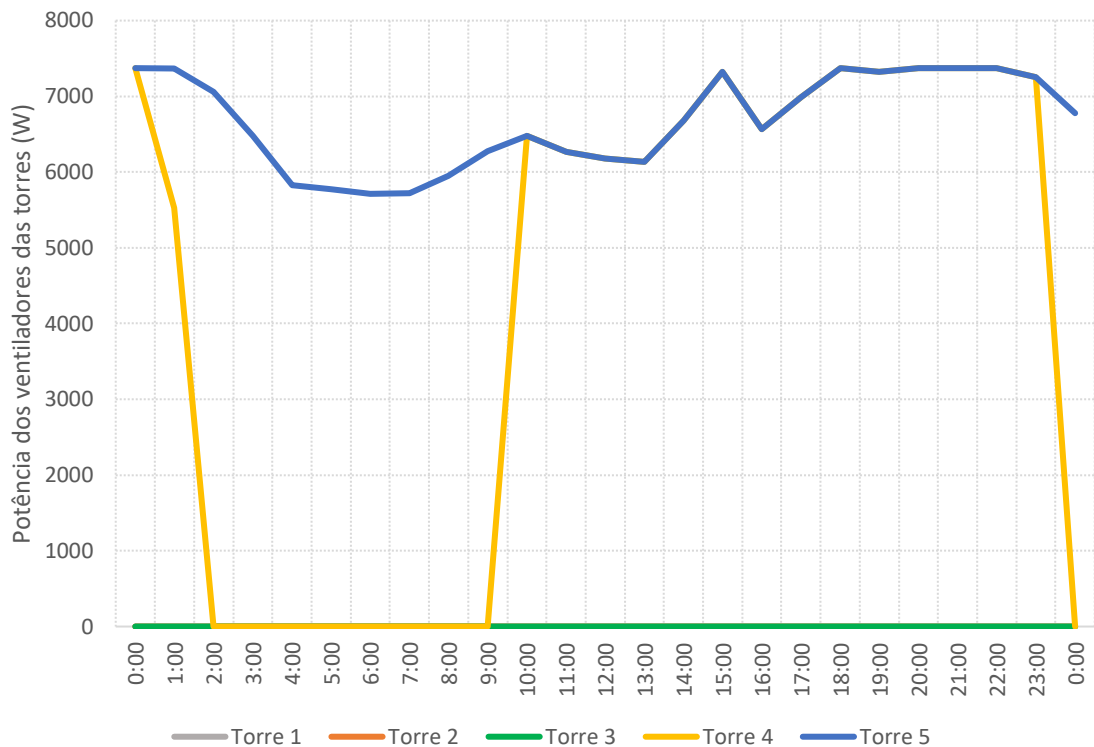


Figura 6.3 - Potência dos ventiladores das torres ao longo do dia de referência (03/09/18)

Esse fato se dá pelo modo em que o software realiza as simulações de potencia dos ventiladores. Conforme explicitado na seção 4.3.4, primeiro se verifica a operação das torres com potência máxima, reduzindo gradativamente até que se satisfaça a condição de setpoint para a temperatura de água de saída estabelecida. Assim, de acordo com os resultados apresentados na Figura 6.3, 3 das 5 torres operam em regime de convecção natural (ventilador desligado) durante o dia de referência.

6.1.2. Análise no mês de referência (setembro 2018)

O mesmo comportamento apresentado na seção 6.1.1 se repete para a análise durante o mês de referência, setembro de 2018.

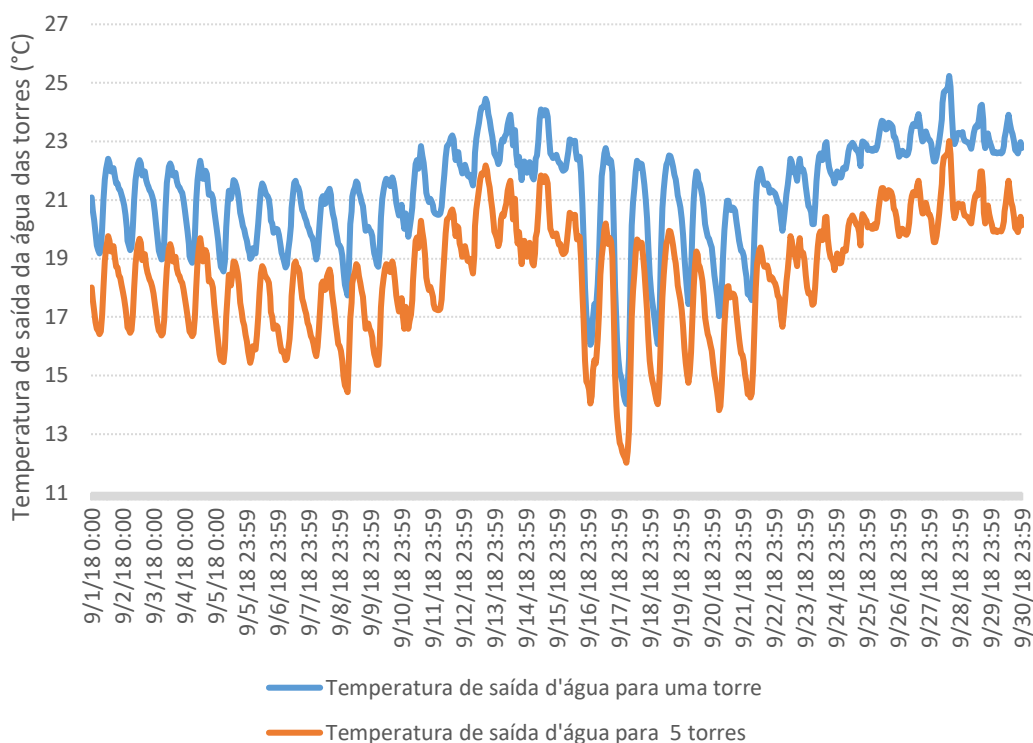


Figura 6.4 - Temperatura de saída d'água nas torres para o mês de referência (setembro).

As temperaturas apresentadas na Figura 6.4 indicam, novamente, uma redução de até 3 graus Celsius ao longo dos dias do mês de referência, chegando a se igualar em alguns momentos de menor temperatura T_{wout} . Novamente, pode-se afirmar que essa redução otimiza a operação do chiller (o qual trabalha com uma temperatura de entrada no condensador menor), porém gera outros custos como o aumento de consumo energético dos motores das torres, apresentado nas figuras Figura 6.5 e Figura 6.6.

Na comparação da Figura 6.5 evidencia-se que apenas uma torre não é suficiente para atender completamente à demanda térmica, tendo a temperatura de saída d'água constantemente acima do setpoint estabelecido. Assim, sua torre opera durante todo o período da simulação em sua máxima potência.

No caso da Figura 6.6, pode-se perceber que no máximo duas torres operam simultaneamente, também reafirmando o comportamento diário expresso na Figura 6.3. Em algumas horas de menor demanda ao longo do mês de referência apenas uma torre com seu ventilador ligado consegue atender ao setpoint de temperatura de saída da água, enquanto as outras trabalham em regime de convecção natural.

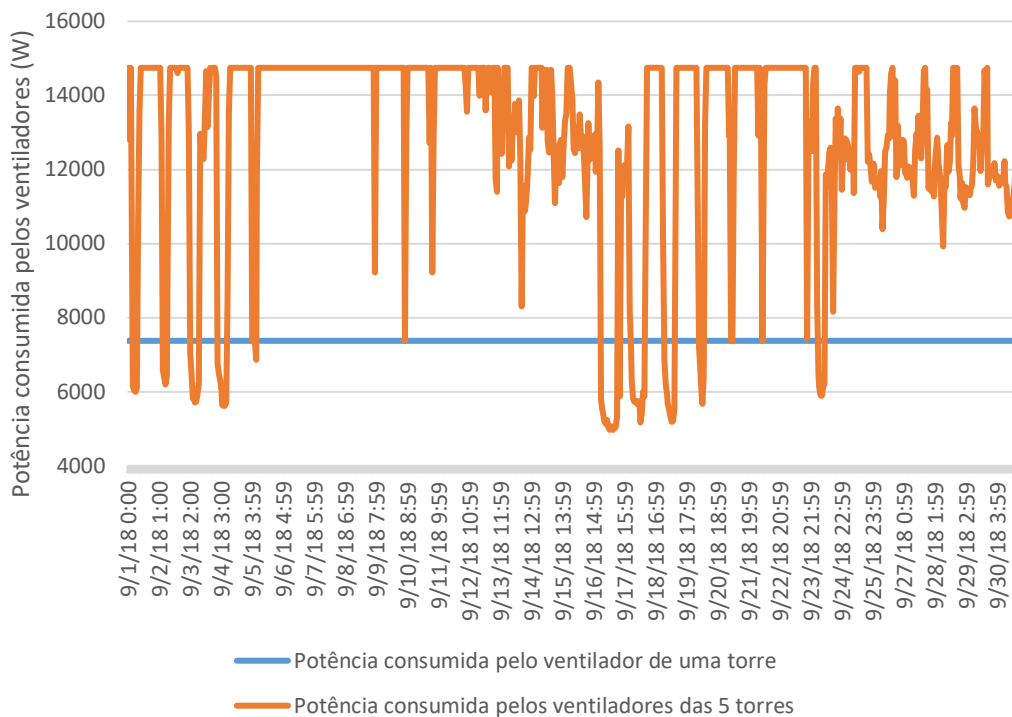


Figura 6.5 - Potência consumida pelos ventiladores ao longo do mês de referência (setembro).

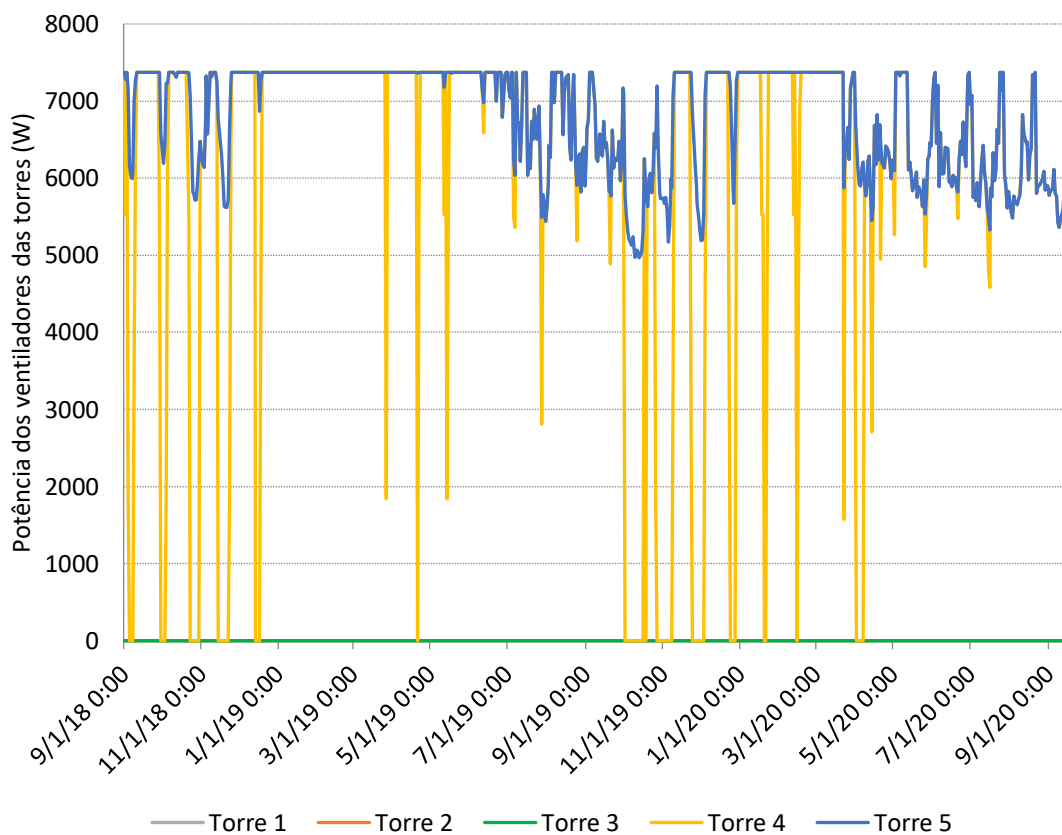


Figura 6.6 - Potência individual consumida por cada ventilador da torre durante o mês de referência (setembro).

6.2. Simulação do consumo de água

Assim, de acordo com os modelos e dados apresentados nas seções anteriores, obteve-se os seguintes resultados para as taxas de perdas nas condições de um dia normal de primavera que se tem parâmetros de comparação medidos pelo hidrômetro presente na linha de fornecimento às torres, 3/09/2018. Na Figura 6.7 é possível ver a perda individual por evaporação comparado à perda por purga, sendo a ultima referente ao eixo secundário (direita) do gráfico.

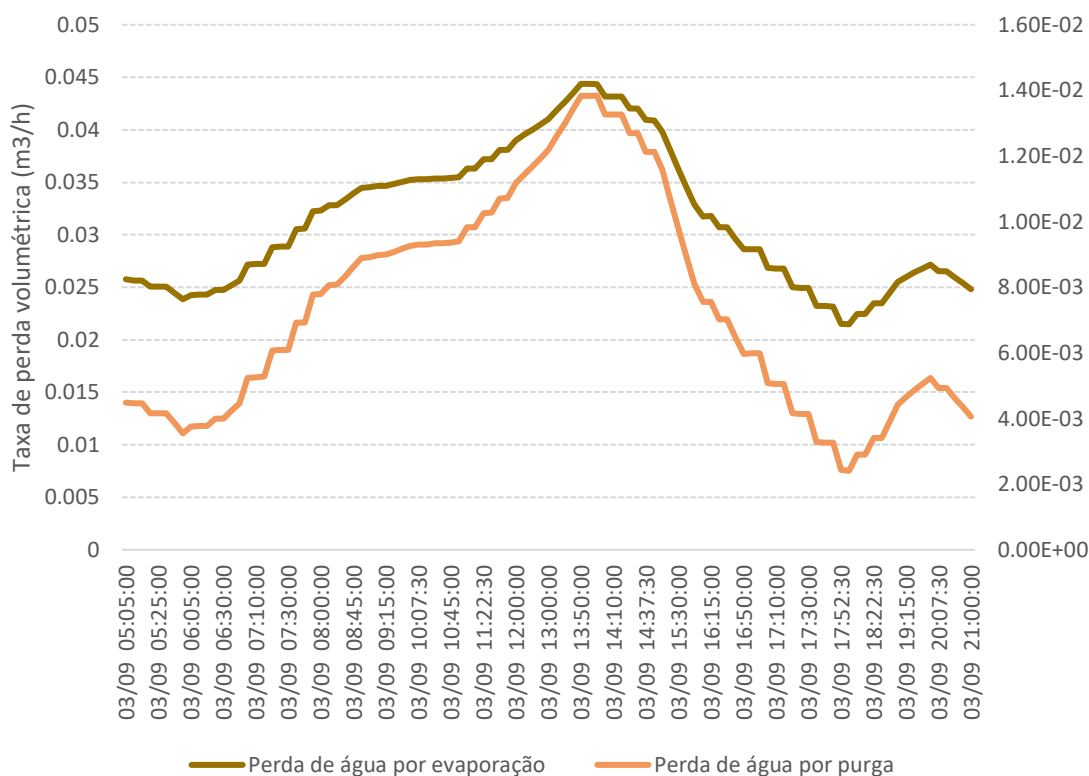


Figura 6.7 - Taxa de perda individual por evaporação e purga ao longo do dia referênciã.

Neste mesmo dia de referênciã, pode-se fazer a comparaçãõ entre a evaporaçãõ e o arraste, conforme a Figura 6.8. Nela, o eixo secundário se refere à linha de perda por arraste.

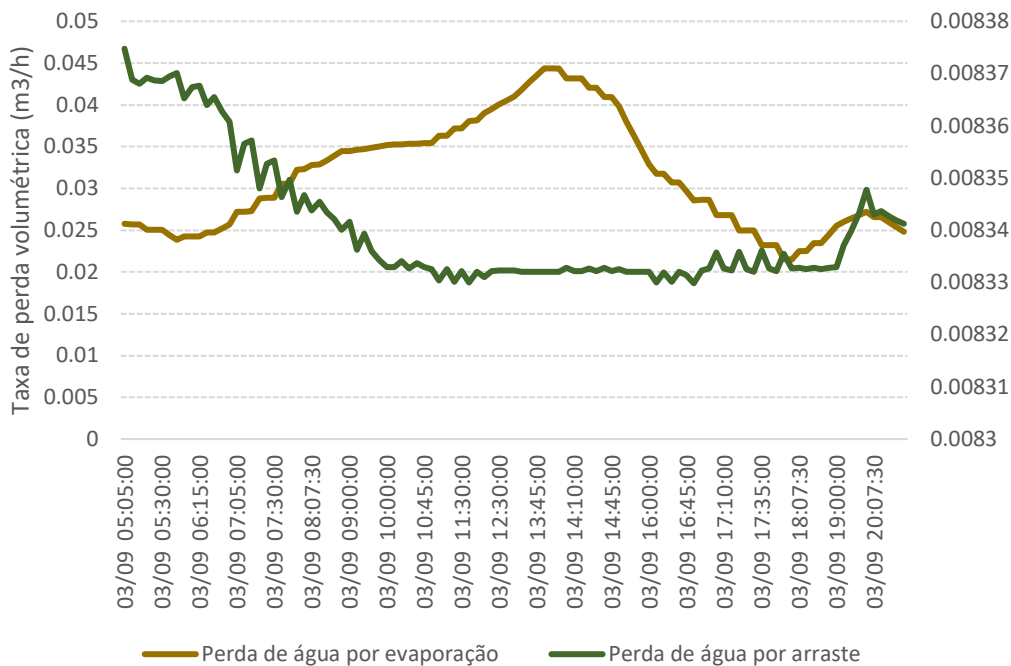


Figura 6.8 - Comparação entre a perda por evaporação e arraste.

Assim, pode-se ver que a perda de água pela evaporação apresentou a maior taxa, seguida por arraste e, por último, a purga. A maior taxa registrada ficou em torno de $4,5 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{h}$, enquanto a menor foi a de purga na ordem de $3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$.

Somando os valores individuais de cada tipo de perda, resulta-se em uma taxa total simulada indicada na Figura 6.9.

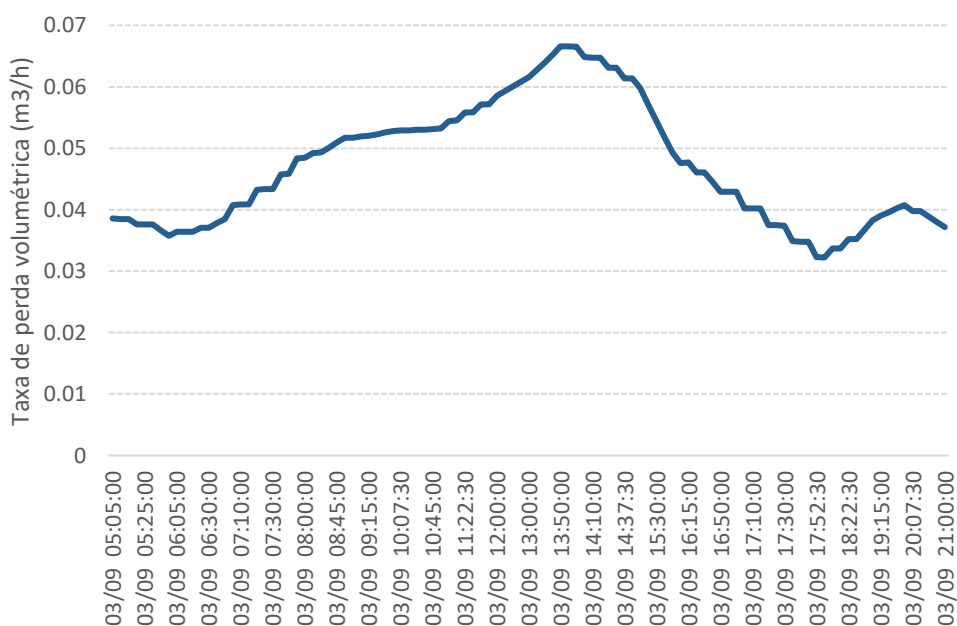


Figura 6.9 - Taxa de perda d'água total simulada.

A área dos gráficos representados nas figuras Figura 6.7 e Figura 6.8 equivale, portanto, ao valor total de água perdida por cada modo por torre, sendo apresentada na Figura 6.10 junto com o somatório total das parcelas.

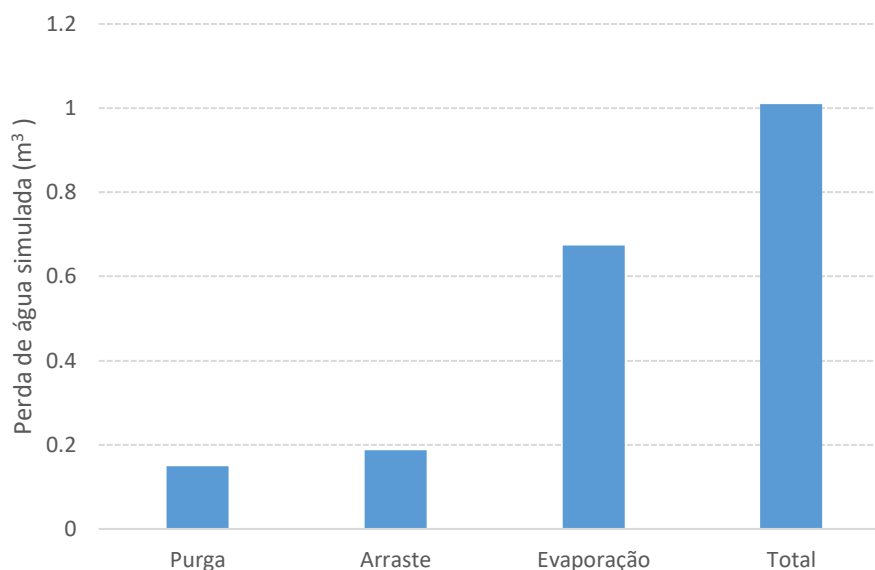


Figura 6.10 – Volumes de perdas simuladas por torre e por modo.

Como os valores apresentados na figura acima são individuais e as condições de operação são iguais para todas as torres (o modelo prevê essa linearidade entre múltiplas células), basta multiplicá-los por 5 para obter o resultado acumulado total. Os resultados finais de consumo para o conjunto são apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Volume total de perdas d'água para as 5 torres durante o dia de referência

Tipo de perda	Volume diário
Evaporação	3,36 m ³
Arraste	0,93 m ³
Purga	0,74 m ³
Total	5,77 m ³

Convertido para litros, o total gasto no decorrer de um dia, apresentado pela Tabela 6.1, equivale a cerca de 5800 litros, valor aproximadamente 17% do real observado para o dia de referência (3/9/2018).

Essa diferença entre os valores obtidos pela simulação e os dados reais podem ser justificados pelas seguintes hipóteses:

1. **Variações externas e simplificação do modelo:** Conforme explicitado anteriormente, a equação que rege a previsão de perda d'água por purga considera apenas diferenças de concentrações de impureza devido à perda por evaporação. Como no caso real há diversos outros parâmetros externos que influenciam a presença de metais e outros contaminantes na água de condensação, essa pode ter um peso consideravelmente maior no cálculo de vazão de água de reposição.
2. **Perda forçada por purga:** Foi constatada e confirmada uma purga forçada nas torres de resfriamento para o abastecimento de água sanitária dos banheiros dos hotéis. Tal decisão por parte dos gestores acarreta em um aumento considerável no consumo de água, se distanciando dos valores previstos pela simulação.

Segundo a fabricante de torres ALPINA EQUIPAMENTOS, as perdas acumuladas de água em torres são pequenas e não superam 2% do valor bruto da vazão em circulação, considerando condições climáticas e diferenciais térmicos normais. Os valores baixos de perda obtidos na simulação e consequente hipótese 3 são respaldados pela fabricante, que admite que a perda por arraste, por exemplo, não ultrapassa o valor de 0,1%. No caso específico de seus produtos, onde são utilizados os eliminadores de gotas do tipo onda-dupla, construídos de perfis extrudados de PVC, a perda por arraste é de 0,01%.

Aplicados ao sistema em questão (vazão de água total de 600 m³/h), significariam uma taxa perda de, no máximo 0,06 m³/h para o arraste (1,44 m³ total, comparado com 0,93 m³ simulado) e uma taxa total máxima de 12 m³/h, próximo do esperado.

Esses valores lastreiam os resultados encontrados. Porém, uma vez constatada a purga forçada apresentada na hipótese 2, a análise de perda d'água passa a ter sua relevância limitada. Como não representa de forma correta a realidade do sistema de condensação do complexo, escolheu-se limitar as análises aos resultados obtidos. Partimos, assim, para as comparações e resultados do consumo energético do sistema.

6.3. Consumo total energético do prédio

Para cada situação analisada, a simulação calcula o consumo total de energia do prédio, incluindo fontes além do HVAC (como iluminação e outros fatores). Assim, apesar de se ter um trade-off apresentado nas seções 6.1 e 6.2, pode-se analisar o impacto

global de cada um dos casos (1 ou 5 torres presentes no circuito de condensação). Os resultados ao longo de um ano (2018) entregues pelo software EnergyPlus após as simulações são apresentados nas tabelas Tabela 6.2 e Tabela 6.3.

Tabela 6.2 - Energia global consumida para o caso de 1 torre.

	Energia total (gJ)	Energia por área total (mJ/m²)	Energia por área climatizada (mJ/m²)
Energia total (edifício)	10.410,65	416,43	416,43
Energia líquida (edifício)	10.410,65	416,43	416,43
Energia total (fonte)	32.970,53	1318,82	1318,82
Energia líquida (fonte)	32.970,53	1318,82	1318,82

Pode-se perceber que não há diferença entre as energias total e líquida. Isso se deve ao fato de não haver geração interna pelo edifício (placas fotovoltaicas ou aquecimento solar se houvesse necessidade). Também não há diferença entre os valores apresentados por área total ou área climatizada uma vez que a simplificação apresentada na seção 5.1 propõe que todas as áreas construídas sejam climatizadas.

Assim, os valores importantes se resumem à energia do edifício e à energia da fonte. Enquanto a primeira se refere apenas à energia interna do edifício, a segunda representa a quantidade total de combustível bruto necessária para operar o edifício. Ou seja, incorpora todas as perdas de transmissão, entrega e produção da energia necessária para abastecer o prédio nas condições propostas.

Os valores apresentados no caso de uma torre já são expressivos, porém ainda maiores quando comparados ao caso em que há 5 torres operando simultaneamente, como mostrado na Tabela 6.3 a seguir.

Tabela 6.3 - Energia global consumida para o caso de 5 torres.

	Energia total (gJ)	Energia por área total (mJ/m²)	Energia por área climatizada (mJ/m²)
Energia total (edifício)	11.346,70	453,87	453,87
Energia líquida (edifício)	11.346,70	453,87	453,87
Energia total (fonte)	35.934,99	1.437,40	1.437,40
Energia líquida (fonte)	35.934,99	1.437,40	1.437,40

Comparando os dois casos, temos um aumento de cerca de 936 gJ (em torno de 260.000 kwh) para a energia consumida total pelo edifício ao longo do ano de referência (2018) e cerca de 2965 gJ (em torno de 823.611 kwh) para energia gasta pela fonte. Essa diferença de valores e consequente melhoria pelo caso de só usar uma torre, também expressa em termos percentuais, está disposta na Tabela 6.4 a seguir.

Tabela 6.4 - Valores de economia ao se utilizar 1 torre ao invés de 5.

	Economia em gJ	Economia em kwh	Economia em %
Energia total (edifício)	936	260.000	8%
Energia total (fonte)	2965	823.611	8%

O fornecimento de energia é feito atualmente por meio de mercado livre, a um custo médio de R\$ 0,42 por kwh. Multiplicando esse valor pela economia teórica levantada na Tabela 6.4 acima, temos os valores monetários de economia para o ano de 2018:

Tabela 6.5 - Economia anual para o uso de 1 torre em valores monetários.

Economia do edifício	Economia da fonte
R\$ 110.000,00	R\$ 345.916,62

7. CONCLUSÕES

A simulação energética realizada conseguiu representar com suficiente acurácia o panorama atual do sistema de climatização do complexo Brasil 21 para se analisar a viabilidade da alternativa proposta. Os valores de consumo energético do caso 2 se aproximaram do real, permitindo que a solução do caso 1 (apenas uma torre) se apresentasse como alternativa viável de mudança que pode diminuir consideravelmente o consumo energético da CAG (cerca de 8% no valor global e 110 mil reais ao longo de um ano, como apresentado na Tabela 6.4).

Entretanto, do ponto de vista nas análises mássicas da perda d'água nas torres, a perda forçada feita pelo gerenciamento atual do complexo reduziu a relevância das comparações e resultados obtidos. O plano de estratégia da gestão transfere o consumo de água das torres para o abastecimento sanitário das torres hoteleiras do complexo, questionando-se a relevância das propostas que geram uma diminuição do consumo de água nas torres.

Assim, os valores da simulação não conseguiram de forma acurada representar o panorama de uso d'água do sistema de condensação e, por isso, limitou-se a análise à apenas aos resultados teóricos e as parcelas que cada fator contribui para o consumo mássico.

Mesmo que não completamente representativa do cenário real, a quantificação de cada parcela responsável pelas perdas se mostrou importante para ser a base de escolha para a abordagem mais adequada para se otimizar o consumo e eficiência internos das torres. Possibilita comprovar, por exemplo, a importância de se manter um tratamento correto da água e evitar desperdício excessivo por contaminação descontrolada de minerais e outras impurezas.

7.1. Sugestões para trabalhos futuros

Conclui-se, também, que há espaço para futuros trabalhos a serem desenvolvidos de forma a complementar ou modificar as análises feitas no presente trabalho, dentre eles:

1. Simulação dos impactos energéticos e mássicos em outros 3 casos: 2, 3 ou 4 torres operando de forma simultânea a fim de otimizar o número de torres para se maximizar a eficiência do sistema de climatização do complexo.

2. Implantação das mudanças propostas e acompanhamento de sua performance no caso real e prático da CAG do complexo, buscando validar as simulações e análises feitas no presente trabalho.
3. Estudar o impacto global do atual sistema de gestão de consumo de água, analisando a viabilidade de se reduzir ou eliminar a purga forçada e buscando otimizar o seu consumo.

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alpina equipamentos. **Perdas de água em torres de resfriamento**. Disponível em <http://www.alpinaequipamentos.com.br/pdf/perdas-de-agua-em-torre-de-resfriamento.pdf>, acesso em 11/11/2018.

ASHRAE Handbook - **HVAC - System and Equipaments**. 2012.

ASHRAE Handbook - **Refrigeration** 2002 – Secondary Coolants in Refrigeration Systems.

ASHRAE Handbook – **Applications** 1999 – Thermal Storage.

ASHRAE Handbook – **Fundamentals** 2001- Thermal Comfort

Barbosa. F. F, **Análise computacional de central de água gelada com tanque de termoacumulação**. Projeto de Graduação. Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília, DF, 2013.

BECCHIO, Cristina et al. Cost optimality assessment of a single family house: Building and technical systems solutions for the nZEB target. **Energy and Buildings**, v. 90, p. 173-187, 2015.

BRASIL 21. **O complexo, Torres comerciais**. Disponível em <http://www.complexobrasil21.com.br/conteudo.php?id=1>, acesso em 26/10/2018.

BRAUN, James E. Reducing energy costs and peak electrical demand through optimal control of building thermal storage. **ASHRAE transactions**, v. 96, n. 2, p. 876-888, 1990.

Catálogo de bombas INI, fabricante IMBIL, disponível em http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Catálogos/INI_web.pdf, acesso em 8/11/2018.

CHOW, T. T. et al. Global optimization of absorption chiller system by genetic algorithm and neural network. **Energy and buildings**, v. 34, n. 1, p. 103-109, 2002.

Convergence training. **Chilled water systems**. Disponível em <https://www.convergencetraining.com/cooling-and-chilled-water-systems.html>, acesso em 18 de outubro de 2018.

Cooling Load Calculations. Disponível em <http://theengineeringmindset.com/cooling-load-calculation-cold-room/>, acesso em 17 de outubro de 2018.

CORTINOVIS, Giorgia Francine; SONG, Tah Wun. Funcionamento de uma torre de resfriamento de água. **Revista de Graduação da Engenharia Química, São Paulo, SP**, v. 6, n. 14, p. 5-10, 2006.

CRAWLEY, Drury B. et al. EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program. **Energy and buildings**, v. 33, n. 4, p. 319-331, 2001

DIAS DE CARVALHO, Denize et al. **Reuso de efluentes em torres de resfriamento - estudo conceitual: Aeroporto Internacional do Rio de Janeiro**. Acta Scientiarum. Technology 2010, 32 [Data de consulta: 27 de outubro de 2018] Disponível em [:<http://vifww.redalyc.org/articulo.oa?id=303226528013>](http://vifww.redalyc.org/articulo.oa?id=303226528013)

DIAS DE CARVALHO, Denize; FARAH MACHADO, Bernardo José. Reuso de efluentes em torres de resfriamento-estudo conceitual: Aeroporto Internacional do Rio de Janeiro. **Acta Scientiarum. Technology**, v. 32, n. 3, 2010.

Dreher, Eric. **Induced draft crossflow type cooling tower**. Disponível em http://en.wikipedia.org/wiki/Image:Crossflow_diagram.PNG, acesso em 21/10/2018.

DURANTE, L. V. et al. Reuso de Efluentes em Torres de Resfriamento. **Blucher Chemical Engineering Proceedings**, v. 1, n. 2, p. 11701-11708, 2015.

FUMO, Nelson; MAGO, Pedro; LUCK, Rogelio. Methodology to estimate building energy consumption using EnergyPlus Benchmark Models. **Energy and Buildings**, v. 42, n. 12, p. 2331-2337, 2010.

GORIBAR H.E., **Fundamentos de Aire acondicionado y Refrigeración**. Ed. Limusa – Mexico, pp. 115-121, 1973.

Hagel, Arone de Paula. **Análise Computacional Da Demanda Energética De Climatização de Edifício**. Universidade de Brasília, 2005

Hattersley. Fan Coil Unit, Product applications. Disponível em <https://www.hattersley.com/page/applications/fan-coils>, acesso em 25/10/2018.

Incropera, F.P. and D.P. DeWitt. **Fundamentals of Heat Transfer**. New York: John Wiley & Sons, 1981.

INMET - **Conforto Térmico**. Disponível em <http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=clima/confortotermicoHumano> , acesso em 23 Set 2018.

KOBAYAKAWA, Fábio Akio. Eficiência energética em ar condicionado e refrigeração através da aplicação da termoacumulação. 2011. 1 CD-ROM. Trabalho de conclusão de curso (bacharelado - Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.

KUSUDA T., BEAN J.W., 1981a. “Comparison of Calculated Hourly Cooling Load and Indoor Temperature With Data for High Mass Building Tested in an Environmental Chamber”, **ASHARE Transactions**, vol. 87, Part 1, pp. 1232-1240.

NUCLEAR POWER. **Best efficiency point – BEP**. Disponível em <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/fluid-dynamics/centrifugal-pumps/best-efficiency-point-bep/>, acesso em 22/10/2018.

PELLEGRINO, S. L. *et al.* **Bombas centrífugas passo a passo: manual prático de manutenção e operação**. P. 9-27, TURBOTECH, 2008

PÉREZ-LOMBARD, Luis; ORTIZ, José; POUT, Christine. A review on buildings energy consumption information. **Energy and buildings**, v. 40, n. 3, p. 394-398, 2008.

PIMENTA, João. Refrigeração: O Ciclo de Refrigeração por Compressão a Vapor. Março a Julho de 2012. 96 slides. Notas de Aula. Apresentação MS PowerPoint.

QURESHI, Bilal Ahmed; ZUBAIR, Syed M. Prediction of evaporation losses in evaporative fluid coolers. **Applied thermal engineering**, v. 27, n. 2-3, p. 520-527, 2007.

SAMPAIO, Klicia Araujo et al. Avaliação da demanda, do consumo elétrico e do controle de temperatura para condicionamento de ambientes, usando sistemas de refrigeração com termoacumulação. 2006.

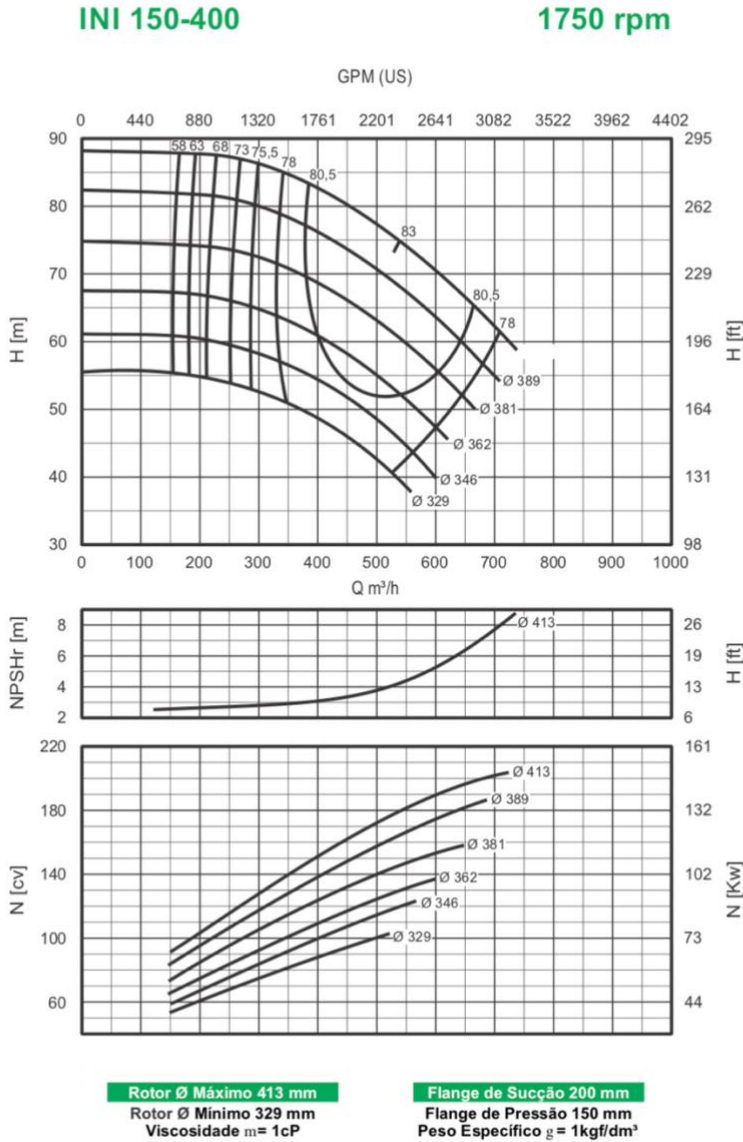
TRANE – **Catálogo Trane CenTraVac chillers** p.1-12. 2018

TRANE – **Commercial HVAC chillers**. Disponível em <http://www.trane.com/commercial/north-america/us/en/products-systems/equipment/>, acesso em 18 de outubro de 2018.

VIEIRA, F. A. **Termoacumulação: Avaliação Regulatória de uma Alternativa Eficaz Para a Melhoria do Fator de Carga** p.49-55, 2011.

9. Anexos

9.1. Curva de performance da BAC 2 (fabricante IMBI)



9.3. Parâmetros de engenharia cedidos pelo fabricante das torres

From:
Subject:
Date:
To:

Prezado
Bom dia;

Segue retorno abaixo de nossa engenharia:

	07/10864-02			00/10187		
Modelo	VTF 180/1200/16D-SI- G			VTF 180/1200/16D-SI- G		
Nº de células	2			3		
Vazão Total	648,4 m3/h	2854,82 GPM		973,5 m3/h	4286,19 GPM	
Vazão p/ cél.	324,2 m3/h	1427,41 GPM		324,5 m3/h	1428,73 GPM	
Temp.de Água Quente	35,0 °C	95,0 °F		35,0 °C	95,0 °F	
Temp.de Água Fria	29,5 °C	85,1 °F		29,5 °C	85,1 °F	
Temp. Bulbo Úmido	23,5 °C	74,3 °F		23,5 °C	74,3 °F	
Vazão de ar	46,27 m3/s	98049,46 CFM		46,27 m3/s	98040,58 CFM	
Potência absorvida	12,18 cv	8950,16 W		13,40 cv	9845,94 W	
Approach	6,0 °C	10,8 °F		6,0 °C	10,8 °F	
Range	5,5 °C	9,9 °F		5,5 °C	9,9 °F	
Vazão de água máxima	150 %			150 %		
Vazão de água mínima	80 %			80 %		

Atenciosamente,

