

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO DE ESTRATÉGIAS PARA USO RACIONAL DE ENERGIA EM
HOSPITAL**

Fernando Sirota de Azevedo

São Paulo
2011

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO DE ESTRATÉGIAS PARA USO RACIONAL DE ENERGIA EM
HOSPITAL**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Fernando Sirota de Azevedo

Orientador: Alberto Hernandez Neto

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Azevedo, Fernando Sirota de

Avaliação de estratégias para uso racional de energia em hospital / F.S. de Azevedo. – São Paulo, 2011.

67 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Energia elétrica (Uso racional) 2. Hospitais I. Universidade São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

RESUMO

Hospitais e centros de atendimento médico apresentam grande consumo de energia elétrica, devido principalmente ao funcionamento contínuo de algumas atividades e equipamentos. Através de uma auditoria energética é possível determinar a parcela de cada um dos usos finais na demanda total de energia. Para esse processo é elaborado um modelo de simulação computacional, baseado em uma edificação já existente, no qual as operações do sistema de condicionamento de ar, da iluminação e de equipamentos possam ser estudadas. Com esse modelo pode-se propor e avaliar soluções de uso mais racional de energia elétrica. Como objeto de estudo desse projeto foi tomado o edifício Octavio Frias de Oliveira, localizado na cidade de São Paulo, que no período de elaboração desse projeto, abriga o Instituto do Câncer do Estado de São Paulo (ICESP).

ABSTRACT

Hospitals and health care facilities are responsible for a large electricity demand, due mainly to the continuous operation of some activities and equipments. Through an energy auditing it is possible to obtain the share of each one of the final uses of the total energy demand. A computer-based simulation model is created, based on an existing building, where the operations of the Heating, Ventilating and Air Conditioning (HVAC) system, lightning, and equipments shall be investigated. Solutions of a more rational energy use can be proposed and evaluated with this model. The model site of this study is the building Octavio Frias de Oliveira, located at São Paulo, hosting the Cancer Institute of the State of São Paulo (ICESP).

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
3. CARACTERIZAÇÃO DO EDIFÍCIO	7
3.1. Dados gerais	7
3.2. Dados construtivos.....	9
3.3. Usos finais de energia elétrica.....	11
3.3.1. Condicionamento de ar	11
3.3.2. Iluminação interna	17
3.3.3. Equipamentos médicos e de escritório.....	18
3.3.4. Elevadores	18
4. METODOLOGIA.....	19
4.1. Auditoria energética	19
4.1.1. Levantamento de informações sobre a edificação	19
4.1.2. Modelagem computacional da edificação.....	21
4.2. Avaliação de potenciais ações para redução de consumo	22
4.3. Análise técnica e econômica das soluções	22
5. MODELO DE SIMULAÇÃO.....	23
5.1. Modelagem da envoltória e subdivisão em zonas térmicas.....	23
5.1.1. Térreo	23
5.1.2. Clínica e Laboratórios.....	24
5.1.3. Leitos.....	25
5.1.4. Cirurgia	26
5.1.5. Subsolos	26
5.2. Configuração do modelo em <i>EnergyPlus</i>	27
5.2.1. Materiais construtivos.....	28

5.2.2.	Ganhos internos	29
5.2.3.	Sistema de condicionamento de ar	35
5.2.4.	Período de simulação e dados climáticos.....	35
6.	RESULTADOS	36
6.1.	Modelagem e demanda energética	36
6.2.	Impacto de soluções para redução do consumo de energia	40
6.2.1.	Compressores com mancais magnéticos.....	40
6.2.2.	Modificação no <i>setpoint</i> das unidades resfriadoras.....	42
7.	CONCLUSÕES.....	51
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	52
ANEXO A		56
ANEXO B.....		57
ANEXO C		58
ANEXO D		59
ANEXO E.....		60
ANEXO F.....		61
ANEXO G		62
ANEXO H		63
ANEXO I.....		64
ANEXO J		65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Indicadores médios para hospitais brasileiros (SZKLO et al., 2004)	4
Tabela 2 - Distribuição físico-funcional	8
Tabela 3 - Programação de funcionamento dos resfriadores	12
Tabela 4 - Propriedades de materiais de construção (ORDENES, M. et al., 2003)... ..	28
Tabela 5 - Propriedades dos vidros (DESIGNBUILDER SOFTWARE, 2011).....	28
Tabela 6 - Perfil de atividades segundo ASHRAE (ASHRAE 2010).....	29
Tabela 7 - Cronograma de atividades de leitos e cirurgia.....	31
Tabela 8 - Densidade de potência de iluminação em hospitais (ASHRAE, 2010)....	32
Tabela 9 - Estudo da potência utilizada dos transformadores em 15/02/2011 (ENERGY SOLUTIONS).....	34
Tabela 10 - Erro do modelo em <i>EnergyPlus</i> com relação ao consumo real	38
Tabela 11 - Aproximação do comportamento real do edifício com o modelo	46
Tabela 12 - Impacto financeiro da combinação das soluções	47
Tabela 13 – Retorno simples do investimento da combinação de soluções	48
Tabela 14 - Impacto financeiro da mudança de <i>setpoint</i> para 8 °C.....	49
Tabela 15 - Fluxo de caixa da implementação da mudança de <i>setpoint</i> para 8 °C	50

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Instituto do Câncer do Estado de São Paulo – Octavio Frias de Oliveira ..	7
Figura 2 - Central de água gelada (CAG)	12
Figura 3 - Circuito de água gelada (ANSETT, 2006)	14
Figura 4 - Bombas de água de condensação	15
Figura 5 - Circuito de água de condensação (ANSETT, 2006)	16
Figura 6 - Condicionadores de ar tipo <i>fancoil</i> convencional	17
Figura 7 - Zonas térmicas - Térreo.....	24
Figura 8 - Zonas térmicas - Clínica e Laboratório	25
Figura 9 - Zonas térmicas - Cirurgia.....	26
Figura 10 - Modelo virtual da envoltória	27
Figura 11 - Consumo de energia do ICESP (jan/2010 – out/2011)	36
Figura 12 - Comparação de consumos ICESP - Simulação.....	37
Figura 13 - Usos finais de energia	39
Figura 14 - Impacto da substituição dos resfriadores de 500 TR.....	41
Figura 15 - Impacto da mudança de <i>setpoint</i> da água gelada	43
Figura 16 - Impacto da combinação das soluções propostas	45

1. INTRODUÇÃO

Com a escassez dos recursos naturais presentes no planeta, a discussão referente à melhor utilização dos mesmos tem se tornado cada vez mais importante. E a energia, em suas diversas formas, se insere nesse contexto como um componente de grande relevância.

O uso racional de energia é hoje um dos grandes desafios da humanidade, e para cada aplicação, separadamente, devem ser estudadas alternativas de redução de consumo, sem, com isso, reduzir a qualidade do produto final dessa utilização, sendo este um dos propósitos desse projeto.

Hospitais, de pequeno, médio e grande porte, são edificações que apresentam elevado consumo de energia elétrica e térmica, devido, principalmente, à não interrupção de atividades durante o período noturno, o que não se verifica em edifícios comerciais e residenciais, por exemplo. Equipamentos médicos, parte da iluminação, condicionamento de ar, entre outros, são exemplos de consumos noturnos de energia em hospitais.

Dentre os sistemas energéticos que compõem o perfil de consumo de um hospital, destacam-se o sistema de condicionamento de ar, aplicado a diversas áreas da edificação, conforme a necessidade, o sistema de aquecimento de água, necessário para esterilização de utensílios médicos, lavanderia e chuveiros, iluminação interna e externa do edifício, equipamentos elétricos instalados, e elevadores.

Como objeto de estudo desse projeto será utilizado o Instituto do Câncer do Estado de São Paulo – Octavio Frias de Oliveira, sob gestão, no período de elaboração desse projeto, do Hospital das Clínicas da Faculdade de Medicina da Universidade de São Paulo (HCFMUSP). Análises semelhantes à presente nesse trabalho foram desenvolvidas para o Hospital Universitário da Universidade de São Paulo (HU-USP) (D'EMÍLIO, 2005; GISSONI, 1997), e serão tomadas como referências.

Assim, o objetivo do presente projeto é obter soluções para a redução de consumo de energia do Instituto do Câncer do Estado de São Paulo (ICESP), sem

reduzir o desempenho funcional da edificação, ou seja, propor alternativas que melhorem o aproveitamento energético do edifício.

Para isso, serão feitos estudos, através de simulações energéticas, das soluções propostas, verificando o impacto das mesmas sobre o consumo final de energia. Além disso, será feita a análise técnica e econômica das propostas que se mostrarem mais eficazes.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Hospital é um especial tipo de edificação, no que diz respeito ao consumo de energia, sendo o funcionamento ininterrupto de parte da potência instalada, inclusive no período noturno, o seu grande diferencial. O perfil de consumo de energia depende do tamanho e dos serviços prestados pelo hospital. De acordo com esses critérios, os hospitais brasileiros podem ser divididos em seis categorias (SZKLO et al., 2004).

1. Hospitais grandes (GH): Acima de 450 leitos, prestando serviços das quatro principais especialidades (clínica geral, cirurgia, ginecologia – obstetrícia e pediatria);
2. Hospitais de médio porte com alto nível de conforto (HMcc): entre 150 e 450 leitos, com unidade de terapia intensiva (UTI) e gerador de energia de emergência, e com alta demanda de condicionamento de ar;
3. Hospitais de médio porte com baixo nível de conforto (HMsc): entre 150 e 450 leitos, sem UTI e geralmente sem central de produção de O_2 , com baixa demanda de condicionamento de ar;
4. Hospitais pequenos (HP): entre 50 e 150 leitos. Devido à grande heterogeneidade dos hospitais dentro dessa designação, não é possível definir sua composição básica;
5. Hospitais com menos de 50 leitos (<50): poucos hospitais nessa faixa apresentam sistema central de condicionamento de ar, e muitos deles não têm serviço de lavanderia próprio;
6. Hospitais com atendimento apenas pelo Sistema Único de Saúde (SUS): classificados separadamente, já que apresentam características semelhantes às de algumas das categorias acima.

Utilizando essas denominações é possível traçar um perfil de consumo para hospitais no Brasil, conforme a Tabela 1.

Tabela 1 - Indicadores médios para hospitais brasileiros (SZKLO et al., 2004)

Indicador	GH	HMcc	HMsc	HP	<50	SUS
Densidade de leitos (leitos/m ²)	0,0048	0,0143	0,0155	0,0191	0,0310	0,0300
Energia mensal total (kWh/leitos)	3301	2682	952	977	619	248
<i>Eletricidade</i>						
Eletricidade (%)	63,6	57,0	74,4	75,7	85,4	71,5
<i>Uso final de eletricidade (%)</i>						
Iluminação	26,04	23,45	21,85	21,80	30,40	30,00
Condicionamento de ar	41,02	27,23	23,89	24,84	51,20	15,40
Aquecimento de água	4,76	8,57	12,36	13,03	15,30	25,80
Total	71,82	59,25	58,10	59,67	96,90	71,20
<i>Indicadores físicos</i>						
Iluminação (W/m ²)	5,83	11,71	5,07	9,94	11,10	3,30
Ar-condicionado (TR/100m ²)	1,58	1,65	0,54	1,54	1,54	0,31
Água quente (m ³ /leito/mês)	2,27	2,33	2,04	2,20	1,35	0,93
Participação de sistema central de condicionamento de ar	54,1	61,0	0,0	15,3	0,0	0,0

Portanto, os grandes consumidores de energia elétrica em hospitais são o condicionamento de ar, a iluminação, os equipamentos, médicos e de escritório, e os elevadores, sendo que o impacto de cada um deles no consumo final de energia depende da categoria em que se enquadra o hospital. Como as demandas de elevadores e equipamentos não têm grande potencial de redução, por terem a necessidade de funcionar, muitas vezes, sem interrupções, os sistemas passíveis de modificação, visando uma queda no consumo de energia, são referentes à iluminação e ao condicionamento de ar.

A ocupação do hospital, ou seja, o número de usuários em um determinado espaço de tempo, também é uma medida representativa do edifício. Ela é diretamente proporcional à área construída do edifício. Além disso, o consumo anual de energia é diretamente proporcional ao número de usuários (SANZ-CALCEDO et al., 2011).

De acordo com dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE, 2005), dos 77004 estabelecimentos de saúde em atividade ou em atividade parcial, apenas 13097 deles apresentavam sistema central de condicionamento de ar

(17% do total), 6053 apresentavam gerador de energia elétrica de emergência (7,86% do total), e 2854 tinham uma usina de oxigênio (3,71% do total).

O número de hospitais, no Brasil, com sistemas centrais de condicionamento de ar é muito baixo, o que mostra uma ineficiência no consumo energético para refrigeração, já que sistemas individuais, sejam eles do tipo janela ou do tipo *split*, têm um maior gasto de energia para suprir a mesma carga térmica que sistemas centrais (LAGRECA FILHO, 2003), some-se ao fato de não apresentarem uma filtragem eficiente do ar e controle de umidade, ambos fatores importantes para a qualidade do ar no interior do edifício, muito importante em hospitais.

Como solução pode-se considerar a utilização de resfriadores, que fornecem água ou fluido refrigerante, a baixas temperaturas, às salas climatizadas. Dentre as opções, aparecem os resfriadores de absorção, que ao contrário dos resfriadores por compressão de vapor, demandam pouca energia elétrica para a geração de fluido frio. Essa refrigeração do fluido é feita através do fornecimento de calor a uma solução (no caso de condicionamento de ar, de LiBr e H₂O), sendo esse calor fornecido de diversas formas.

Uma alternativa para o fornecimento de calor ao resfriador, muito estudada atualmente, é a aplicação de coletores solares (EICKER; PIETRUSCHKA, 2009); (MAMMOLI et al., 2010); (ORTIZ, 2010), o que demanda, porém, uma área livre considerável para a colocação dessas placas.

Além disso, pode-se estudar a possibilidade de geração de energia (ARCURI et al., 2007); (FUMO et al., 2009); (ZIEHER; POREDOS, 2006), ou seja, geração de energia elétrica e térmica, na forma de calor e de frio, a partir da queima de um combustível fóssil. No Brasil, a utilização de gás natural seria recomendada para essa operação, devido à sua abundância e à existência, em algumas cidades, de sistema de gás encanado. Isso evitaria a dependência de algumas instituições de saúde do fornecimento de eletricidade da rede.

Alternativas de cogeração de energia podem ser estudadas, também visando à independência do hospital da rede de eletricidade, não ficando sujeito a eventuais quedas do sistema de fornecimento de energia (RENEDO, 2006). Isso inclui também a aplicação de novas tecnologias à geração de energia elétrica e térmica, como

células-combustível, células fotovoltaicas, e coletores solares (BIZZARRI; MORINI, 2006).

Para implantação de soluções, como essas mencionadas anteriormente, é necessário verificar a viabilidade técnica das mesmas. Para tanto, deve-se ter conhecimento exato dos equipamentos que serão utilizados, e a melhor maneira de selecioná-los. A *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE), Sociedade Americana de engenheiros de aquecimento, refrigeração e condicionamento de ar, especifica essas tarefas (ASHRAE, 2008). Além disso, um livro lançado pela mesma instituição fornece alguns direcionamentos para reformulações em sistemas energéticos prediais, conceito chamado de *Green Buildings*, ou prédios sustentáveis (ASHRAE, 2006).

3. CARACTERIZAÇÃO DO EDIFÍCIO

O edifício tomado como objeto de estudo para esse projeto é o Instituto do Câncer do Estado de São Paulo – Octavio Frias de Oliveira (ICESP), localizado na Avenida Doutor Arnaldo, 251, no bairro de Cerqueira César, São Paulo.



Figura 1 – Instituto do Câncer do Estado de São Paulo – Octavio Frias de Oliveira

3.1. Dados gerais

O edifício apresenta área construída de 82.483,36 m², para uma área projetada de 4.647,16 m², composta de um edifício principal e duas torres, em um total de 28 andares, sendo quatro subsolos, construído em um terreno de 7.209,20 m².

Atendendo, em especial, pacientes diagnosticados com câncer, o ICESP apresenta a distribuição físico-funcional como indicada na Tabela 2, juntamente com a área de cada um dos andares.

Tabela 2 - Distribuição físico-funcional

Andar	Área construída (m²)	Funcionalidade
4º subsolo	4.647,16	Radiologia e Medicina nuclear
3º subsolo	4.638,49	Morgue, CAG, Boilers, Geradores e Subestação elétrica
2º subsolo	3.698,97	Central de Esterilização, Almoxarifado, Farmácia e Estacionamento
1º subsolo	3.698,47	S.N.D (Serviço de Nutrição e Dietética) e Vestiários
Térreo	3.622,14	Lobby, Pronto atendimento, Coleta de exames (patologia)
1º pavimento	2.970,38	Ambulatório geral (Gastro clínica), Casa da AIDS
2º pavimento	2.919,37	Endoscopia, Métodos gráficos, Cirurgia ambulatorial, Coleta de sangue
3º pavimento	2.716,61	Hemodiálise, Ambulatório de Oncologia e Unidade de quimioterapia, Ambulatório de transplantes, Ambulatório Cabeça e Pescoço
4º pavimento	2.698,56	Ambulatório de ginecologia
5º pavimento	2.680,58	Ambulatório de obstetrícia
6º pavimento	2.662,66	Área didático-administrativa
7º pavimento	2.644,79	Laboratório de patologia clínica, Substação elétrica, Sistema de automação predial e de ar condicionado e Caixas d'água
8º pavimento	2.627,01	Laboratório de investigação médica
9º pavimento	2.609,13	Unidade de internação geral - transplantes
10º pavimento	2.591,47	Unidade de terapia semi-intensiva, UTI
11º pavimento	2.574,06	Neonatologia (berçário e UTI Neonatal)
12º pavimento	2.556,37	Centro cirúrgico ginecologia, Centro obstétrico, Leitos
13º pavimento	2.538,92	Centro cirúrgico transplantes, Vestiário de centro cirúrgico, Leitos

Tabela 2 – Distribuição físico-funcional (cont.)

Andar	Área construída (m²)	Funcionalidade
14º pavimento	2.521,52	Centro cirúrgico Cabeça e Pescoço, Oncologia e Gastro clínica, Leitos
15º pavimento	2.504,36	Subestação elétrica, Área técnica de informática, Caixas d'água
16º pavimento	2.486,95	Unidade de internação Cabeça e Pescoço
17º pavimento	2.469,90	Unidade de internação geral (Gastro clínica/Oncologia)
18º pavimento	2.452,78	Unidade de internação de transplantes
19º pavimento	2.435,72	Unidade de Internação para Obstetrícia
20º pavimento	2.418,73	Unidade de Internação para Obstetrícia
21º pavimento	2.401,82	Unidade de Internação de Ginecologia
22º pavimento	2.384,79	Unidade de Internação de Ginecologia
23º pavimento	1.818,20	Subestação elétrica, Restaurante/Café, Área técnica de ar condicionado
Casa de máquinas	1.405,10	Casa de máquina elevadores, Área técnica de ar condicionado
Heliponto	1.880,30	Heliponto

O hospital conta com um total de mais de 680 leitos, sendo mais de 100 deles berços, tendo, porém, apenas metade deles em atividade quando da elaboração desse projeto, mais de 40 salas de cirurgia, e em torno de 140 consultórios.

3.2. Dados construtivos

As alvenarias externas do edifício são de blocos estruturais de concreto, com espessura de 19 cm, assentados com argamassa mista de cimento, cal hidratada e areia média. Já as alvenarias internas são em blocos cerâmicos de vedação, com

espessuras de 9 e 14 cm, assentados com argamassa mista de cimento, cal hidratada e areia média. As divisórias internas apresentam diferentes configurações conforme atividades realizadas nos ambientes, porém são, na grande maioria, compostas por compensado naval ou vidro temperado.

As fachadas foram revestidas em pastilhas de vidro, 100% de vidro, transparentes, assentadas com argamassa branca. Já as torres leste e oeste foram revestidas em painéis de alumínio composto, constituídos de duas lâminas de alumínio de 0,5 mm de espessura e um núcleo central em polietileno, tendo uma espessura final de 4 mm.

As paredes internas, por sua vez, apresentam diferentes revestimentos, dependendo da atividade realizada em cada ambiente, podendo ser revestidas por azulejos, como no caso dos sanitários, painéis acústicos de absorção, alternando painéis de madeira pau de marfim envernizados e painéis de lã de vidro revestidos com tecido em pelilefina na face aparente, nos auditórios, revestimento de blindagem radiológica tipo argamassa britada com grande espessura, pintura 100% acrílica, epóxi ou látex, entre outros revestimentos.

Os pisos são constituídos de argamassa de cimento e areia grossa lavada e de uma superfície de concreto. Foram empregados revestimentos cerâmicos, em granito, vinílico e carpete agulhado em diferentes ambientes, em função da atividade a ser exercida nos mesmos. Já os forros são de gesso monolítico fixado em estrutura própria, à exceção do forro dos auditórios que é um forro acústico em placas de fibra mineral com membrana acústica transparente.

Os vidros instalados em toda a fachada são de cristal laminado refletivo composto por três camadas: lâmina de cristal refletivo com espessura de 4 mm; uma película de PVC; mais uma lâmina de cristal *float* com espessura de 4 mm. Nos caixilhos com vidro duplo, o vidro interno é do tipo temperado de 6 mm, com câmara de ar interna, e no caso de internações, há a proteção de insolação/iluminação através da instalação de micro-persianas *ScreenLine* da empresa EuroCentro.

A fachada principal do piso térreo é em vidro temperado incolor de 10 mm, assim como as portas de acesso. Nos ambientes de proteção radiológica foram instalados vidros plumbíferos de 100 mm de espessura e equivalência de 1,5 mm de chumbo.

3.3. Usos finais de energia elétrica

Dentre os usos finais de energia, destacam-se o sistema de condicionamento de ar, a iluminação interna, os equipamentos, tanto os de escritório quanto os de fins médicos e laboratoriais, e os elevadores.

3.3.1. Condicionamento de ar

O sistema de condicionamento de ar é formado por diversos equipamentos. Nesse relatório serão apresentados apenas os componentes considerados de maior relevância, sendo eles os resfriadores, as bombas de água gelada primária e secundária, as unidades de *fancoil*, as bombas de água de condensação e as torres de resfriamento.

3.3.1.1. Resfriadores

O edifício conta com três unidades resfriadoras de água de 500 toneladas de refrigeração (TR) cada, e ainda uma unidade resfriadora de água de 192,5 TR.

Os três resfriadores de 500 TR, modelo CVGF, fabricados pela empresa TRANE, apresentam compressor do tipo centrífugo, e consumo primário de energia de 344,1 kW, tendo assim um COP de 5,1, quando trabalhando em plena carga. O fluido refrigerante utilizado é o R134a. As temperaturas de projeto de entrada e saída de água do evaporador são 10,5°C e 4,5°C, respectivamente, para uma vazão de 250 m³/h, enquanto que as temperaturas de projeto de entrada e saída de água no condensador são, respectivamente, 29,5°C e 35,7°C, para uma vazão de 290 m³/h. A folha de dados desses resfriadores está no Anexo A.

Já o resfriador de 192,5 TR, também fabricado pela empresa TRANE, é do modelo RTHD, com compressor do tipo parafuso, e COP de 5,4, quando trabalhando em plena carga. Nele também é aplicado fluido de refrigeração R134a. No evaporador, 100 m³/h de água são resfriados de 10,3°C até 4,5°C, conforme dados de projeto, enquanto que 115 m³/h de água são aquecidos de 29,5°C a 35,5°C no condensador, também conforme a folha de dados desse resfriador, apresentada no Anexo B.

Os resfriadores são alocados no 3º subsolo, na Central de água gelada (CAG), ilustrada na Figura 2.



Figura 2 - Central de água gelada (CAG)

A programação de funcionamento dos resfriadores, de acordo com o percentual da carga térmica total, é apresentada na Tabela 3.

Tabela 3 - Programação de funcionamento dos resfriadores

Carga térmica	UR-3S-01 500 TR	UR-3S-02 500 TR	UR-3S-03 500 TR	UR-3S-04 192,5 TR
12%	desligado	desligado	desligado	ligado
29%	ligado	desligado	desligado	desligado
59%	ligado	ligado	desligado	desligado
88%	ligado	ligado	ligado	desligado
100%	ligado	ligado	ligado	ligado

3.3.1.2. Bombas de água gelada primária

Localizadas na CAG, são as bombas responsáveis por enviar água do circuito de água gelada para os evaporadores dos resfriadores, fabricadas pela empresa ARMSTRONG, série 4380. Um conjunto de quatro bombas centrífugas, sendo uma delas reserva, com capacidade de 250 m³/h de água cada, motor de 30 HP e rotação de 1800 rpm, abastece os três resfriadores de 500 TR, e um conjunto de duas bombas, sendo uma delas reserva, com 100 m³/h de capacidade, motor de 15 HP e 1800 rpm, abastece o resfriador de 192,5 TR. Os dados operacionais e construtivos das bombas de água gelada primária estão no Anexo C.

3.3.1.3. Bombas de água gelada secundária

As bombas de água secundária são responsáveis por enviar água gelada dos evaporadores para as unidades de *fancoil*. Um conjunto de quatro bombas centrífugas, sendo uma reserva, fabricadas pela ARMSTRONG, série 4300, envia a água gelada dos resfriadores de 500 TR para os *fancoil*, tendo um motor de 75 HP, com rotação de 1800 rpm. Outro conjunto de bombas centrífugas, porém com duas bombas, sendo uma reserva, também da ARMSTRONG série 4300, envia água gelada do resfriador de 192,5 TR até os *fancoil*, com um motor de 40 HP e rotação de 1800 rpm.

A Figura 3 ilustra o circuito de água gelada do ICESP como um todo.

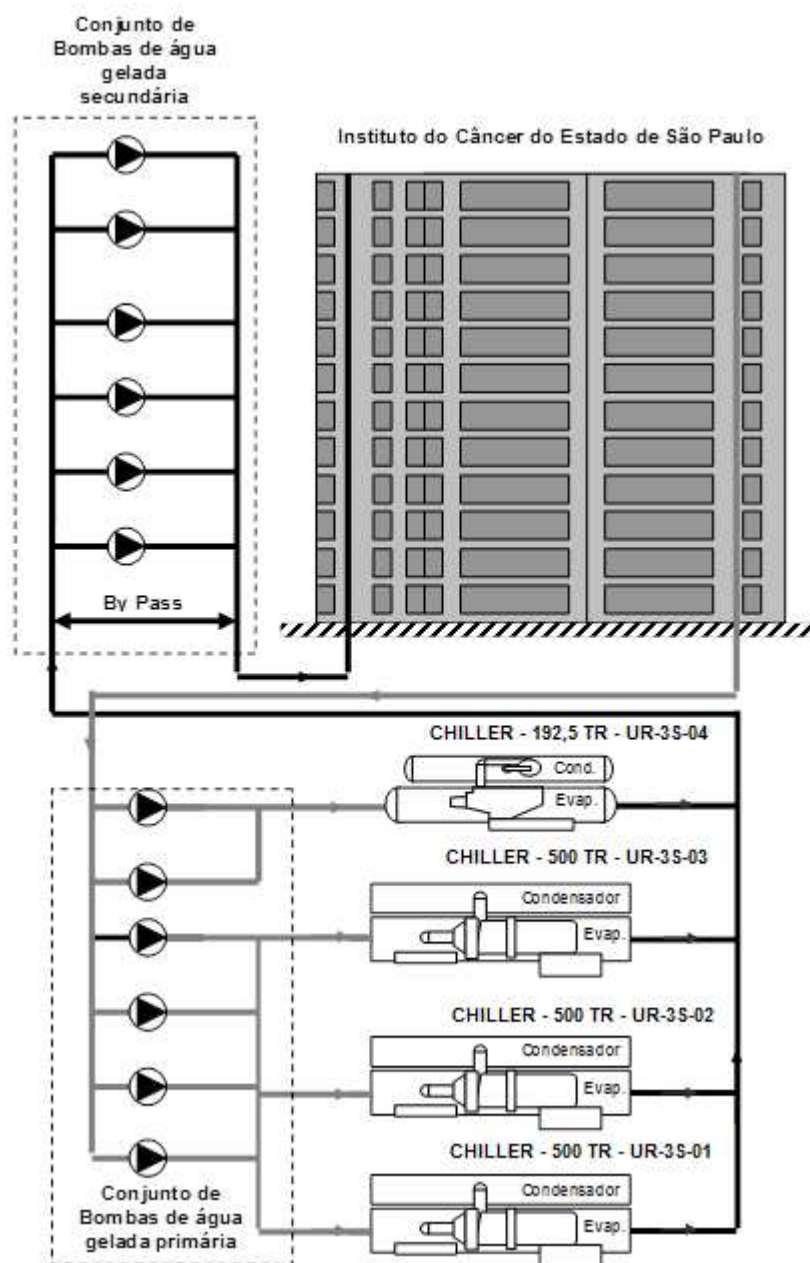


Figura 3 - Circuito de água gelada (ANSETT, 2006)

3.3.1.4. Torres de resfriamento

Quatro torres de resfriamento do fabricante ALFATERM Indústria e Comércio Ltda., modelo ASP – 1400 /4/15/16, com capacidade de 250 m³/h de água cada, foram alocadas na cobertura do prédio anexo ao ICESP. Como condição

nominal, as temperaturas de água quente e fria são, respectivamente, 36°C e 29,5°C, para uma temperatura de bulbo úmido (TBU) de 24°C. Seus enchimentos são de polipropileno, e os ventiladores são axiais com motor elétrico de 12,5 CV. A ficha técnica das torres é apresentada no Anexo D.

3.3.1.5. Bombas de água de condensação

Um conjunto de quatro bombas centrífugas de água de condensação foi instalado na CAG para os resfriadores de 500 TR, sendo uma reserva, e um conjunto de duas bombas centrífugas para o resfriador de 192,5 TR, sendo uma reserva. Todas as seis bombas são da série 4300 da ARMSTRONG, sendo que as quatro primeiras tem capacidade de 290 m³/h e as duas últimas de 115 m³/h, com motores de 60 HP e 30 HP, respectivamente, e rotação de 1800 rpm. A Figura 4 mostra essas bombas na CAG do ICESP, e a ficha técnica das mesmas se encontra no Anexo E.



Figura 4 - Bombas de água de condensação

A Figura 5 ilustra o circuito de água de condensação.

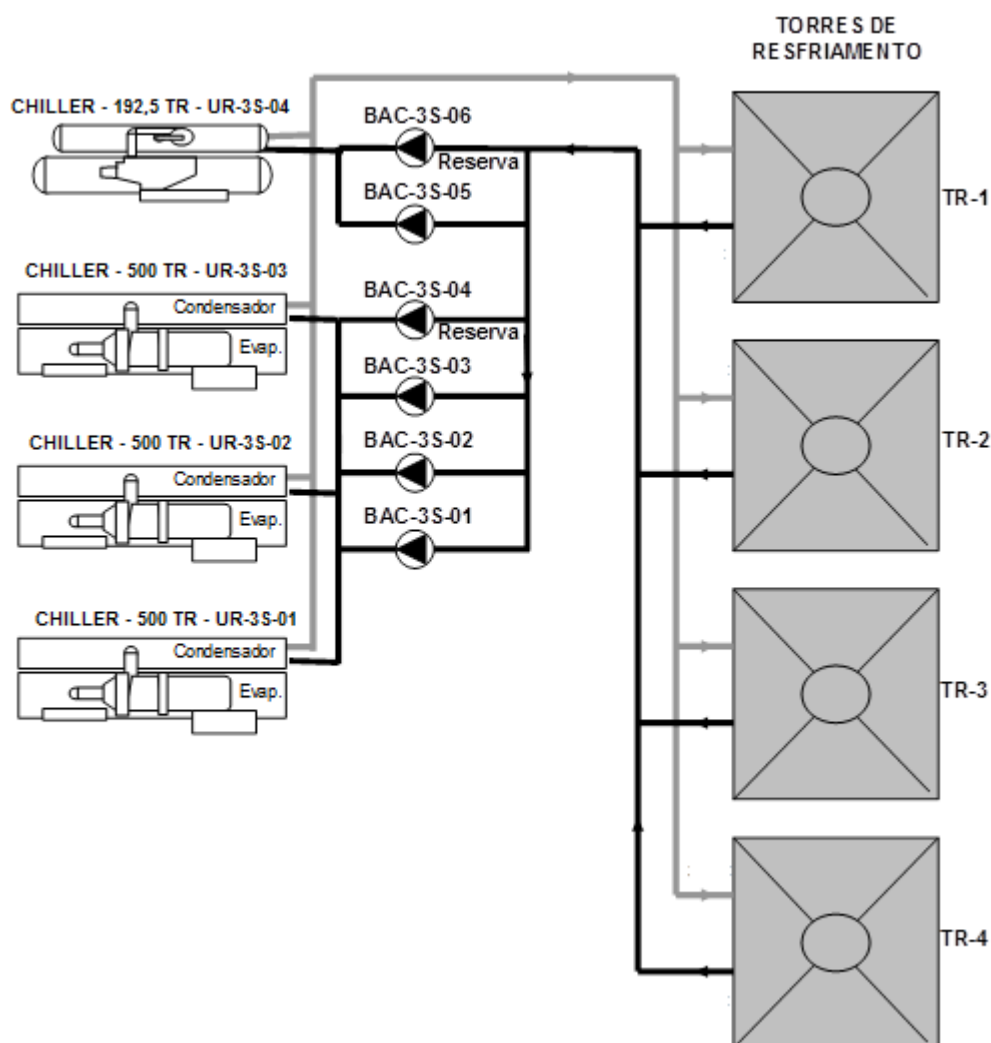


Figura 5 - Circuito de água de condensação (ANSETT, 2006)

3.3.1.6. Condicionadores de ar

Os condicionadores de ar dos diversos ambientes são de três tipos: *fancoil* modular, *fancoil* convencional e fancolete.

Os condicionadores tipo *fancoil* modular são utilizados para atender salas de cirurgia e parto, sendo então instalados nos 12º, 13º e 14º pavimentos. São de fabricação da empresa TRANE, e apresentam módulo de umidificação.

Os condicionadores do tipo fancolete, unidades compactas instaladas sobre o forro, fabricados pela TRANE, atendem pequenos ambientes com necessidade de

controle individual para conforto, como quartos de internação, consultórios e pequenas salas de aula.

Já os condicionadores do tipo *fancoil* convencional, também de fabricação da TRANE, atendem aos demais ambientes climatizados. A Figura 6 apresenta um conjunto de condicionadores de tipo convencional do edifício.



Figura 6 - Condicionadores de ar tipo *fancoil* convencional

3.3.2. Iluminação interna

Foram utilizadas para a iluminação interna do hospital, em sua grande maioria, lâmpadas fluorescentes de 16 e 32 W da PHILIPS, instaladas em luminárias adequadas a cada tipo de ambiente. No caso de ambientes que visam o conforto dos pacientes e funcionalidade a enfermeiras e médicos, combinam-se luminárias fluorescentes tubulares e compactas. Em salas cirúrgicas, além da iluminação geral com lâmpadas fluorescentes, são utilizados focos cirúrgicos com lâmpadas scyalíticas. Em locais de espera foi adotada uma iluminação mais amena, utilizando-se lâmpadas fluorescentes compactas.

Os corredores apresentam, além da iluminação para o período diurno, uma iluminação de vigia, utilizada como iluminação noturna, permanentemente ligada.

A iluminância dos ambientes foi projetada tendo como base a NBR-5413/1992 (ABNT, 1992). Portanto, os leitos apresentam uma iluminância de 150 lux, os corredores 100 lux, os laboratórios 200 lux, os consultórios 200 lux, as salas cirúrgicas 500 lux, entre outras.

3.3.3. Equipamentos médicos e de escritório

Equipamentos de escritório, como computadores e periféricos, encontram-se em escritórios médicos, escritórios de engenharia e de automação predial. Já equipamentos com finalidade médica, tanto com baixa quanto com alta potência, podem ser encontrados em leitos, UTIs, laboratórios, consultórios e salas de cirurgia.

3.3.4. Elevadores

O edifício conta com 18 elevadores utilizados de maneira exclusiva, sendo que a utilização é dividida para uso de pacientes, acompanhantes e funcionários, nutrição e copa, central de armazenamento de materiais, centro cirúrgico, heliporto, emergências, e limpeza e higienização.

4. METODOLOGIA

Para que o impacto de determinadas soluções sobre o comportamento da edificação seja devidamente mensurado, deve-se ater a uma determinada metodologia de análise. Primeiramente, deve-se fazer uma auditoria energética do edifício, utilizando uma ferramenta computacional, obtendo um modelo representativo da atual situação do mesmo, para que possam ser aplicadas ao modelo potenciais soluções para redução do consumo energético. Posteriormente, com conhecimento das soluções que atingem os objetivos de consumo, analisá-las quanto à sua viabilidade.

4.1. Auditoria energética

Devido ao grande número de auditorias energéticas de edifícios já existentes realizadas nos últimos anos, há uma grande quantidade de informação referente à metodologia a ser aplicada para a elaboração das mesmas. Nessa seção será feita uma descrição dessa metodologia, segundo Zhu (2006).

4.1.1. Levantamento de informações sobre a edificação

A primeira tarefa a ser realizada em qualquer auditoria energética é a obtenção de informações pertinentes à estrutura e ao funcionamento da edificação a ser estudada.

Para que seja possível uma modelagem estrutural do edifício, é necessário o conhecimento da geometria do mesmo, assim como uma caracterização detalhada de sua envoltória, incluindo características construtivas, como, por exemplo, materiais utilizados.

Além disso, é necessário um dimensionamento da carga térmica interna, o que inclui equipamentos, ocupação, iluminação, etc. Em se tratando da carga referente a equipamentos, deve-se fazer, preferencialmente, uma análise separada para os diferentes tipos de equipamentos presentes na edificação, e para cada uma das zonas térmicas consideradas, sejam elas andares, salas, etc. Para isso, contabiliza-se a quantidade de equipamentos em cada zona térmica, a sua potência de consumo, e seu período de funcionamento. Nessa análise estão presentes equipamentos de escritório, equipamentos médicos, no caso de hospitais e clínicas, equipamentos de condicionamento de ar, e elevadores.

São necessárias também as especificações de funcionamento dos resfriadores centrais, das eventuais torres de resfriamento, e das unidades de tratamento de ar (UTA, ou AHU, do inglês *air handling units*). Essas informações estão disponíveis nos documentos de fabricação dos equipamentos.

Quanto à iluminação, deve-se levar em consideração as diferentes configurações para diferentes zonas térmicas, sejam essas diferenças devidas à presença de diferentes tipos de lâmpadas, de diferentes consumos energéticos, à quantidade de lâmpadas em cada zona, além, é claro, do período de funcionamento das mesmas.

A obtenção de informações referentes à iluminação e aos equipamentos é de fácil realização. Porém, mensurar a carga térmica devida à ocupação populacional das diferentes zonas térmicas é uma tarefa mais complicada, principalmente devido ao fato de haver uma grande transitoriedade de ocupação e de tarefas realizadas. Deve-se, portanto, obter uma estimativa da ocupação, muitas vezes não necessariamente de cada zona, e utilizar uma média de carga térmica por área.

Além disso, deve-se obter junto à concessionária provedora de energia elétrica, a memória de massa da edificação, ou seja, o perfil de consumo apresentado para um determinado período, normalmente, nos doze meses que antecedem a auditoria. Com isso, é possível observar a influência das mudanças climáticas no consumo de energia, em grande parte devido à variação de carga térmica a ser retirada pelo sistema de condicionamento de ar. Em caso da impossibilidade de obtenção da memória de massa do edifício, análise similar pode ser efetuada, porém

com menor precisão, utilizando as contas de energia elétrica dos doze meses que antecedem a auditoria.

4.1.2. Modelagem computacional da edificação

A modelagem da geometria e da envoltória do edifício pode ser feita em aplicativos de desenho tridimensional que tenham compatibilidade com o aplicativo de simulação energética, ou diretamente no aplicativo de simulação. Para ambos os casos são necessárias as plantas do edifício e os materiais com que o mesmo foi construído. Dentre os aplicativos disponíveis para tal tarefa, foi utilizado nesse projeto o *Google SketchUp*, por apresentar uma interface de fácil utilização e por ser um software livre.

Já para efetuar as simulações de energia, foi utilizado o *EnergyPlus*, aplicativo distribuído gratuitamente pelo Departamento americano de energia (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2010), uma ferramenta muito completa e poderosa, no que diz respeito a diferentes equipamentos relacionados à geração e consumo de energia. Nele é possível efetuar cálculos de carga térmica e consumo de energia para um determinado edifício nele configurado. O *EnergyPlus* apresenta uma extensão chamada *OpenStudio*, que cria uma compatibilidade entre arquivos gerados no *Google SketchUp* para serem usados no *EnergyPlus*, facilitando assim a configuração da envoltória.

Introduzindo as informações da geometria, da ocupação, dos equipamentos instalados, do sistema de ar condicionado, entre outras características do edifício, é possível obter uma primeira aproximação do funcionamento real da edificação. Ainda assim são necessários, geralmente, alguns ajustes para que o modelo seja representativo da realidade, ou seja, ainda é necessária a calibração do modelo, que é feita comparando dados reais de consumo com aqueles simulados.

Uma vez atingida uma aproximação satisfatória, pode-se definir a matriz de consumo desagregado do edifício, que distingue claramente a parcela consumida de energia por cada um dos consumidores finais, sendo eles os equipamentos instalados,

o sistema de condicionamento de ar, os elevadores, a iluminação, e os outros consumidores introduzidos no modelo.

4.2. Avaliação de potenciais ações para redução de consumo

Uma vez calibrado o modelo, podem ser implementadas as soluções propostas, e mensurar os seus impactos no consumo de energia. A proposição de soluções depende, basicamente, da edificação, e do que nela já estiver instalado, é claro, de acordo com as tecnologias a disposição.

4.3. Análise técnica e econômica das soluções

Para se analisar a viabilidade técnica de uma solução, deve-se considerar a existência de espaço físico para a sua aplicação, se há tecnologia bem desenvolvida para tal, e se há fornecedores para os equipamentos necessários.

Já a viabilidade econômica da solução deve ser analisada do ponto de vista do tempo de amortização do investimento realizado para sua implementação. Normalmente, um tempo de amortização curto, entre um e dois anos, é preferível. Porém, para algumas soluções, esse tempo pode ser mais longo, como por exemplo, por volta de dez anos. Nesse caso, depende da equipe de gestão do edifício a escolha de uma ou outra solução, levando-se em consideração o tempo necessário para o investimento realizado para redução de consumo de energia ser pago pela economia de energia.

5. MODELO DE SIMULAÇÃO

Em posse dos documentos “*as built*” de construção civil do edifício, foi possível criar um modelo de simulação da envoltória. E a partir dos dados de ocupação, equipamentos e atividades de cada uma das áreas, criou-se um modelo preliminar da edificação como um todo.

5.1. Modelagem da envoltória e subdivisão em zonas térmicas

Inicialmente foi necessário determinar como seria feita a divisão em zonas térmicas, visando obter um modelo simplificado da edificação. Como se pode observar na Tabela 2, referente à divisão físico-funcional do prédio, pode-se dividir os andares em cinco subgrupos. Esses subgrupos são: Térreo, Clínica e Laboratórios, Leitos, Cirurgia e Subsolos.

5.1.1. Térreo

O térreo será considerado separadamente no modelo por apresentar uma área maior, quando comparado aos outros pavimentos. Ele pode ser subdividido em zonas térmicas, como mostrado na Figura 7.

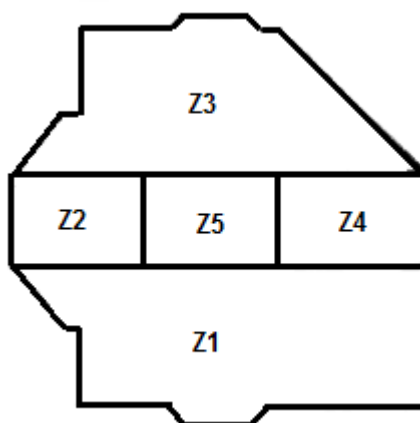


Figura 7 - Zonas térmicas - Térreo

As zonas Z1, Z2, Z3 e Z4 representam salas de espera, salas de admissão, quartos de repouso e consultórios, enquanto que a zona Z5 corresponde à região dos elevadores centrais, conforme o layout apresentado do Anexo E.

5.1.2. Clínica e Laboratórios

Foram considerados como andares de clínica e laboratórios os andares em que são realizadas atividades diagnósticas, de escritório, e técnicas. Assim, essa caracterização engloba os seguintes andares: do 1º ao 8º pavimento, o 15º e o 23º pavimentos, totalizando 10 andares.

De acordo com o layout desses pavimentos, exemplificados pelo layout do 3º andar no Anexo F, eles foram subdivididos em sete zonas térmicas, conforme indica a Figura 8.

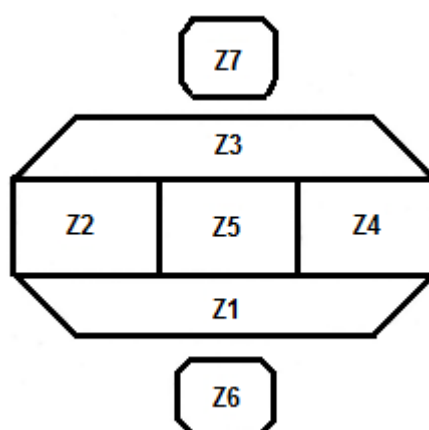


Figura 8 - Zonas térmicas - Clínica e Laboratório

As zonas térmicas Z1, Z2, Z3, Z4, Z6 e Z7 são consultórios, laboratórios, escritórios e salas de espera, enquanto que a zona Z5 corresponde a elevadores, escadas, copa e lixeiras.

5.1.3. Leitos

Os leitos e as unidades de terapia intensiva e semi-intensiva estão agrupados nos seguintes pavimentos: do 9º ao 11º andar, e do 16º ao 22º andar. Para a modelagem da edificação, esses andares foram subdivididos, de acordo com o layout desses andares, exemplificados pelo layout do 10º andar no Anexo G, em zonas térmicas, também de acordo com a Figura 8, sendo que a zona Z5 também corresponde a elevadores, e as zonas Z1, Z2, Z3, Z4, Z6 e Z7 representam quartos e escritórios.

5.1.4. Cirurgia

As cirurgias são efetuadas no 12º, 13º e 14º pavimentos. Porém esses andares também apresentam leitos e escritórios, fazendo com que a subdivisão em zonas térmicas tenha que ser diferente da dos andares de clínica e leitos. Essa divisão é feita conforme a Figura 9.

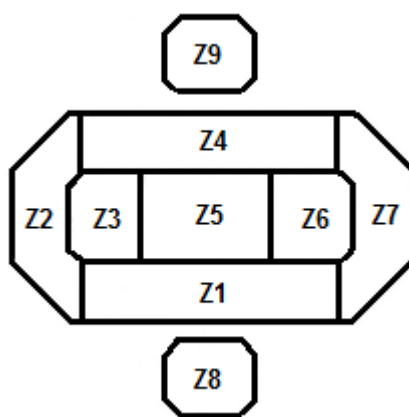


Figura 9 - Zonas térmicas - Cirurgia

As zonas Z1 e Z4 correspondem a leitos e ante-salas de cirurgia. As zonas Z3 e Z6 correspondem a escritórios e salas de reunião. Já as zonas Z2 e Z7 representam as salas de cirurgia, enquanto que a zona Z5 corresponde aos elevadores. As zonas Z8 e Z9 correspondem às torres oeste e leste, respectivamente. Isso pode ser verificado no Anexo H, que apresenta o layout do 12º andar do edifício.

5.1.5. Subsolos

Os quatro subsolos apresentam layout semelhante ao do piso térreo, como mostra o Anexo I, do 3º subsolo. Portanto, as suas subdivisões em zonas térmicas serão feitas como a do térreo, conforme a Figura 7.

Uma vez definidas as zonas térmicas a serem consideradas, foi possível fazer o modelo, no aplicativo *Google SketchUp*, da edificação. Cada uma das zonas definidas anteriormente será simulada com um fator multiplicativo, correspondente ao número de andares com tal aplicação. Assim, por exemplo, o andar de leitos implementado no *Google SketchUp* representa os dez andares de leitos do hospital.

As torres leste e oeste, por apresentarem, para todos os pavimentos, as mesmas atividades, serão representadas no modelo por apenas uma zona térmica cada, a ser multiplicada pelas 23 pavimentos.

As dimensões da envoltória são fiéis às presentes nos documentos “*as built*” disponibilizados pelo ICESP, assim como as dimensões e a localização das janelas presentes na edificação. Na Figura 10 é mostrado o modelo da envoltória.

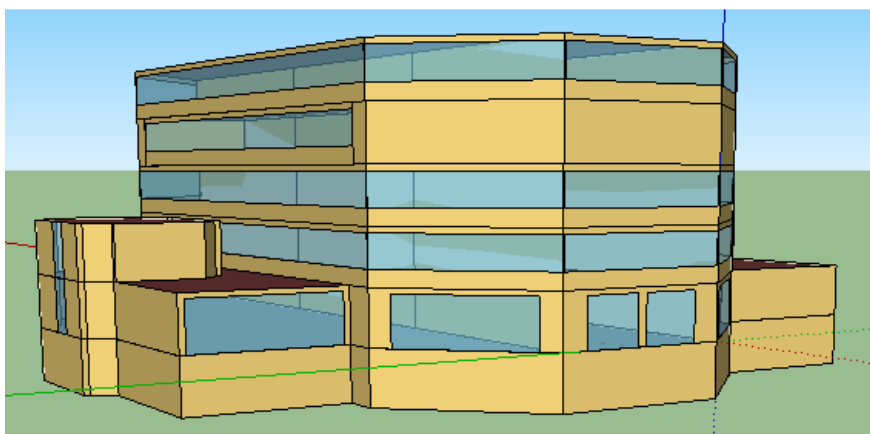


Figura 10 - Modelo virtual da envoltória

5.2. Configuração do modelo em *EnergyPlus*

Além de configurar a envoltória do edifício, é necessário configurar materiais de construção, as fontes externas e internas de carga térmica a ser retirada dos ambientes climatizados, o sistema de condicionamento de ar, a periodização de atividades no edifício, e os períodos de simulação no *EnergyPlus*.

5.2.1. Materiais construtivos

A lista de materiais constituintes de paredes, pisos e forros é apresentada na Tabela 4. Nela é possível verificar também as propriedades apresentadas por esses materiais, no que diz respeito à condutividade térmica, espessura, densidade e calor específico.

Tabela 4 - Propriedades de materiais de construção (ORDENES, M. et al., 2003)

Construção	Materiais de construção	Espessura (m)	Condutividade térmica (W/m.K)	Densidade (kg/m³)	Calor específico (J/kg.K)	Resistência térmica (m².K/W)
Parede externa	Bloco de concreto	0,19	1,75	2400	1000	0,029
	Argamassa mista	0,025	1,15	2000	1000	0,022
Parede interna	Compensado naval	0,035	0,2	850	2300	0,175
Piso	Concreto	0,25	1,75	2200	1000	0,114
	Argamassa mista	0,025	1,15	2000	1000	0,022
Forro	Gesso monolítico	0,025	0,032	80	1000	0,04
	Lacuna de ar	-	-	-	-	0,21
	Concreto	0,25	1,75	2200	1000	0,114

Já para janelas e portas de vidro, os materiais que as constituem são listados na Tabela 5, juntamente com suas propriedades.

Tabela 5 - Propriedades dos vidros (DESIGNBUILDER SOFTWARE, 2011)

Propriedades	Vidro temperado	Vidro laminado
Transmitância solar	0,75	0,25
Reflectância solar frontal	0,07	0,28
Reflectância solar anterior	0,07	0,28
Transmitância visível	0,87	0,35
Reflectância visível frontal	0,08	0,28
Reflectância visível anterior	0,08	0,23
Transmitância infra-vermelha	0	0
Emissividade infra-vermelha frontal	0,84	0,84
Emissividade infra-vermelha anterior	0,84	0,84
Condutividade térmica (W/m.K)	1	1

Nas janelas e portas da fachada do piso térreo foram empregados vidros temperados transparentes de 10 mm de espessura. Já nas janelas das fachadas foram utilizados vidros laminados de 8 mm de espessura. Nas janelas dos leitos foi utilizado vidro duplo, sendo o externo laminado de 8 mm de espessura e o interno temperado transparente de 6 mm de espessura, havendo entre eles uma câmara de 20 mm de espessura de ar.

5.2.2. Ganhos internos

5.2.2.1. Perfil de atividades no edifício

Como não são conhecidos os perfis de atividades referentes à ocupação, à iluminação, ao funcionamento do sistema de ar condicionado, e aos elevadores do ICESP, para viabilizar a simulação, foram analisados primeiramente os valores sugeridos pela ASHRAE. Esses valores são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6 - Perfil de atividades segundo ASHRAE (ASHRAE 2010)

Hora do dia (horário)	Cronograma de Ocupação			Cronograma de iluminação			Cronograma do sistema de condicionamento de ar			Cronograma de elevadores		
	Porcentagem da máxima carga			Porcentagem da máxima carga						Porcentagem da máxima carga		
	Sem.	Sáb.	Dom.	Sem.	Sáb.	Dom.	Sem.	Sáb.	Dom.	Sem.	Sáb.	Dom.
1 (12 - 1 am)	0	0	0	10	10	5	Acionamento contínuo			0	0	0
2 (1 - 2 am)	0	0	0	10	10	5	Acionamento contínuo			0	0	0
3 (2 - 3 am)	0	0	0	10	10	5	Acionamento contínuo			0	0	0
4 (3 - 4 am)	0	0	0	10	10	5	Acionamento contínuo			0	0	0
5 (4 - 5 am)	0	0	0	10	10	5	Acionamento contínuo			0	0	0
6 (5 - 6 am)	0	0	0	10	10	5	Acionamento contínuo			0	0	0
7 (6 - 7 am)	0	0	0	10	10	5	Acionamento contínuo			0	0	0
8 (7 - 8 am)	10	10	0	50	20	5	Acionamento contínuo			2	2	0
9 (8 - 9 am)	50	30	5	90	40	10	Acionamento contínuo			75	46	2
10 (9 - 10 am)	80	40	5	90	40	10	Acionamento contínuo			100	70	2
11 (10 - 11 am)	80	40	5	90	40	10	Acionamento contínuo			100	70	2
12 (11 -12pm)	80	40	5	90	40	10	Acionamento contínuo			100	70	2

Tabela 6 - Cronograma de atividades segundo ASHRAE (ASHRAE 2010) (cont.)

Hora do dia (horário)	Cronograma de Ocupação			Cronograma de iluminação			Cronograma do sistema de condicionamento de ar			Cronograma de elevadores		
	Porcentagem da máxima carga			Porcentagem da máxima carga						Porcentagem da máxima carga		
	Sem.	Sáb.	Dom.	Sem.	Sáb.	Dom.	Sem.	Sáb.	Dom.	Sem.	Sáb.	Dom.
13 (12 - 1 pm)	80	40	5	90	40	10	Acionamento contínuo			75	51	2
14 (1 - 2 pm)	80	40	5	90	40	10	Acionamento contínuo			100	51	2
15 (2 - 3 pm)	80	40	5	90	40	10	Acionamento contínuo			100	51	2
16 (3 - 4 pm)	80	40	5	90	40	10	Acionamento contínuo			100	51	2
17 (4 - 5 pm)	80	40	0	30	40	5	Acionamento contínuo			100	51	0
18 (5 - 6 pm)	50	10	0	30	40	5	Acionamento contínuo			100	25	0
19 (6 - 7 pm)	30	10	0	30	10	5	Acionamento contínuo			52	2	0
20 (7 - 8 pm)	30	0	0	30	10	5	Acionamento contínuo			52	0	0
21 (8 - 9 pm)	20	0	0	30	10	5	Acionamento contínuo			52	0	0
22 (9 - 10 pm)	20	0	0	30	10	5	Acionamento contínuo			28	0	0
23 (10 - 11 pm)	0	0	0	30	10	5	Acionamento contínuo			0	0	0
24 (11 - 12 pm)	0	0	0	10	10	5	Acionamento contínuo			0	0	0

Após essa primeira análise, verificou-se que os valores presentes na Tabela 6 não representam de maneira precisa o perfil de ocupação de um hospital do porte do ICESP, à exceção do sistema de ar condicionado. Isso porque, como se pode observar, há uma diminuição abrupta nos percentuais de ocupação de pessoas, de iluminação e de uso dos elevadores para os períodos entre as dez horas da noite (22:00h) e as sete horas da manhã (7:00h), e também porque essa distribuição considera que todas as áreas do hospital tem o mesmo perfil.

Como se trata de um hospital com algumas atividades ininterruptas no período noturno, como cirurgia, internação e laboratórios, o perfil de ocupação deve ser diferente do proposto pela ASHRAE. Esse perfil refere-se a instituições de saúde com atividade restrita basicamente ao período entre as sete horas da manhã (7:00h) e as sete horas da noite (19:00h). Assim, um novo perfil foi criado para tentar representar de maneira mais precisa o Instituto do Câncer como um todo.

Para as áreas do hospital dedicadas a consultas médicas e exames laboratoriais, a distribuição proposta pela ASHRAE não foi modificada, assim como para as torres leste e oeste, para o andar térreo e para os quatro subsolos. As regiões onde se encontram leitos e cirurgias utilizam, no modelo, o perfil apresentado na Tabela 7, tanto para dias de semana quanto para finais de semana e feriados.

Esses valores se baseiam em observações feitas no próprio hospital, porém consideradas de maneira aproximada. Um estudo mais aprofundado desse perfil deve ser efetuado para se constatar de maneira mais precisa a distribuição de ocupação e de atividades durante os dias.

Tabela 7 - Cronograma de atividades de leitos e cirurgia

Hora do dia (horário)	Leitos			Cirurgia		
	Ocupação % do máx.	Iluminação % do máx.	Equipamentos % do máx.	Ocupação % do máx.	Iluminação % do máx.	Equipamentos % do máx.
1 (12 - 1 am)	50	10	20	30	30	30
2 (1 - 2 am)	50	10	20	30	30	30
3 (2 - 3 am)	50	10	20	30	30	30
4 (3 - 4 am)	50	10	20	30	30	30
5 (4 - 5 am)	50	10	20	30	30	30
6 (5 - 6 am)	50	10	20	30	30	30
7 (6 - 7 am)	50	10	20	30	30	30
8 (7 - 8 am)	75	10	20	50	50	50
9 (8 - 9 am)	75	100	100	100	100	100
10 (9 - 10 am)	100	100	100	100	100	100
11 (10 - 11 am)	100	100	100	100	100	100
12 (11 - 12pm)	100	100	100	100	100	100
13 (12 - 1 pm)	100	100	100	100	100	100
14 (1 - 2 pm)	100	100	100	100	100	100
15 (2 - 3 pm)	100	100	100	100	100	100
16 (3 - 4 pm)	100	100	100	100	100	100
17 (4 - 5 pm)	100	100	100	100	100	100
18 (5 - 6 pm)	75	100	100	100	100	100
19 (6 - 7 pm)	75	100	100	75	75	75
20 (7 - 8 pm)	75	100	100	75	75	75
21 (8 - 9 pm)	75	100	100	75	75	75
22 (9 - 10 pm)	75	100	100	75	75	75
23 (10 - 11 pm)	50	100	100	30	30	30
24 (11 - 12 pm)	50	10	20	30	30	30

5.2.2.2. Ocupação

Os dados referentes à ocupação do edifício são de difícil obtenção, uma vez que não há um monitoramento preciso da quantidade de pessoas presentes, e da

distribuição das mesmas em cada uma das áreas. Além disso, como há uma diversificação das atividades realizadas em cada uma das áreas, entre pacientes, funcionários, médicos e visitantes, a carga térmica gerada por cada uma dessas pessoas é diferente.

Com o intuito de simplificar o modelo de simulação, foi considerado que todas as pessoas praticam atividade comparada à de escritório, entre 1,0 e 1,2 met., ou seja, por volta de 130 W.

Já quanto à densidade de pessoas em cada uma das zonas térmicas, foi assumido que em área de repouso de pacientes há um total de 0,15 pessoas/m², enquanto que em áreas de consultório e salas de espera foi considerado um total de 0,3 pessoas/m². Nos locais de cirurgia, e também nas áreas de elevadores, considerou-se uma densidade de 0,1 pessoas/m².

5.2.2.3. Iluminação

As diferentes áreas de um hospital apresentam diferentes densidades de potências de iluminação, conforme se observa na Tabela 8.

Tabela 8 - Densidade de potência de iluminação em hospitais (ASHRAE, 2010)

Ambientes	Densidade de iluminação (W/m²)
Corredor / Transição	9,58
Emergência	24,33
Consultório	17,87
Lavanderia	6,46
Sala de espera	11,52
Sala de suprimento	13,67
Enfermaria	9,47
Sala de cirurgia	20,34
Leitos	6,67
Farmácia	12,27
Fisioterapia	9,80
Radiologia	14,21
Sala de recuperação	12,38

Porém, com o intuito de tornar o modelo mais simples, considerou-se que a potência de iluminação é de 10 W/m² para toda a área do edifício. Do espectro da iluminação, será considerado que a fração radiante é de 59%, para uma fração visível de 20%.

5.2.2.4. Equipamentos

A exata distribuição da potência de equipamentos instalada, sejam eles médicos ou de escritório, é difícil de ser obtida. Assim, a potência instalada em cada zona térmica será determinada de maneira aproximada.

Um estudo realizado no ICESP pela empresa ENERGY SOLUTIONS, Inc. no dia 15/02/2011 (ENERGY SOLUTIONS, 2011) obteve os valores de potência aparente utilizada e disponível para cada um dos Transformadores instalados no edifício. Esses resultados são apresentados na Tabela 9.

Os transformadores TF 11 e TF 12 são dedicados aos equipamentos médicos do 4º subsolo e à CAG. Os transformadores TF 13 e TF 14 dedicam-se à iluminação é às tomadas entre o 4º subsolo e o 6º andar. O TF 15 é responsável pela alimentação das unidades de *fancoil* até o 6º andar. O transformador TF 10 abastece o centro médico do primeiro andar. Todos esses transformadores encontram-se na Subestação 1, localizada no terceiro subsolo.

Na Subestação 2, localizada no 7º andar, estão os transformadores TF 21 e TF 22. Ambos dedicam-se à iluminação, às tomadas e às unidades de *fancoil* entre o 7º e o 14º andar. Na Subestação 3, no 15º andar, estão os transformadores TF 31 e TF 32, que alimentam as tomadas, as lâmpadas e os *fancoils* dos andares acima do 15º. Os transformadores TF 41 e TF 42 alimentam a casa de máquinas dos elevadores.

As densidades de potência instalada de equipamentos serão estimadas a partir desses estudos. Com a densidade de iluminação de 10 W/m², considerando que centrais de condicionamento de ar, localizadas no 3º subsolo, e nos 7º e 15º andares, apresentam a mesma potência instalada, e que as zonas de leitos, de clínica e laboratórios, de

cirurgia, das torres e do térreo apresentam a mesma densidade de potência instalada, é possível obter uma distribuição dessa potência instalada.

Tabela 9 - Estudo da potência utilizada dos transformadores em 15/02/2011 (ENERGY SOLUTIONS)

Descrição do Transformador	Potência Nominal do Trafo (kVA)	Potência Total Utilizada (kVA)	Potência Total Utilizada (kW)*	Potência Total Utilizada (%)
Sub. 1 - TF 11 - N°033479 PBT 11 - 380V	1500	410,71	369,64	27,38%
Sub. 1 - TF 12 - N°033480 PBT 12 - 380V	1500	570,02	513,02	38,00%
Sub. 1 - TF 13 - N°033481 PBT 13 - 380V	1500	422,47	380,22	28,16%
Sub. 1 - TF 14 - N°033482 PBT 14 - 380V	1500	321,75	289,58	21,45%
Sub. 1 - TF 15 - N°040570 PBT 51 - 380V	1000	31,25	28,13	3,13%
Centro Médico - TF 10 N°033587 - PBT 10 - 380V	300	22,95	20,66	7,65%
Sub. 2 - TF 21 - N°033483 PBT 21 - 380V	1500	127,02	114,32	8,47%
Sub. 2 - TF 22 - N°033484 PBT 22 - 380V	1500	127,11	114,40	8,47%
Sub. 3 - TF 31 - N°033025 PBT 31 - 380V	750	173,7	156,33	23,16%
Sub. 3 - TF 32 - N°033502 PBT 32 - 380V	750	81,55	73,40	10,87%
Sub. 3 - TF 41 - N°033500 PBT 41 - 380V	500	41,73	37,56	8,35%
Sub. 3 - TF 42 - N°033499 PBT 42 - 380V	500	66,01	59,41	13,20%

* Fator de potência considerado igual a 0,9

Assim, será adotado que as zonas de elevador terão uma densidade de 3,5 W/m², que os quatro subsolos terão densidade de equipamentos instalados de 11 W/m² de potência instalada, e que todas as outras regiões do hospital terão densidade de equipamentos instalados de 9,5 W/m².

5.2.3. Sistema de condicionamento de ar

A temperatura máxima do ambiente foi afixada em 24°C. Assim, o sistema de condicionamento de ar entra em funcionamento para evitar que a temperatura exceda esse limite. Como se trata de um edifício de atividade contínua, o sistema de condicionamento de ar também trabalha de maneira ininterrupta.

Será considerado, para essa análise, que os resfriadores centrais são centrífugos com coeficiente de desempenho (COP) de 5,1, produzindo água gelada a uma temperatura de 5°C. Será considerado também que a água que deixa os condensadores dos resfriadores em direção às torres de resfriamento está à temperatura de 29,5°C.

A água gelada é então encaminhada até as unidades de *fancoil*, resfriando o ar que será insuflado às zonas térmicas climatizadas. No caso, apenas as áreas de elevadores, Z5 das Figuras 7, 8 e 9, não serão climatizadas.

5.2.4. Período de simulação e dados climáticos

Para se fazer uma melhor comparação entre o modelo de simulação e o edifício real, no que diz respeito ao consumo energético, é usual considerar-se um período de 12 meses. Assim, a simulação será efetuada iniciando-se em 1º de janeiro, e terminando-se em 31 de dezembro. Com isso será possível comparar os consumos em todas as estações climáticas do ano.

Como arquivo base de condições climáticas, foi usado um registro de 18 anos de monitoramento horário climático, o *International Weather for energy Calculations* (IWECC), arquivado no *U.S. National Climatic Data Center* (ASHRAE 2001), referente à cidade de São Paulo.

6. RESULTADOS

6.1. Modelagem e demanda energética

Os dados de consumo de energia, assim como o custo mensal de energia, fornecidos pela concessionária, no caso a ELETROPAULO, entre os meses de janeiro de 2010 e outubro de 2011, são apresentados na Figura 11.

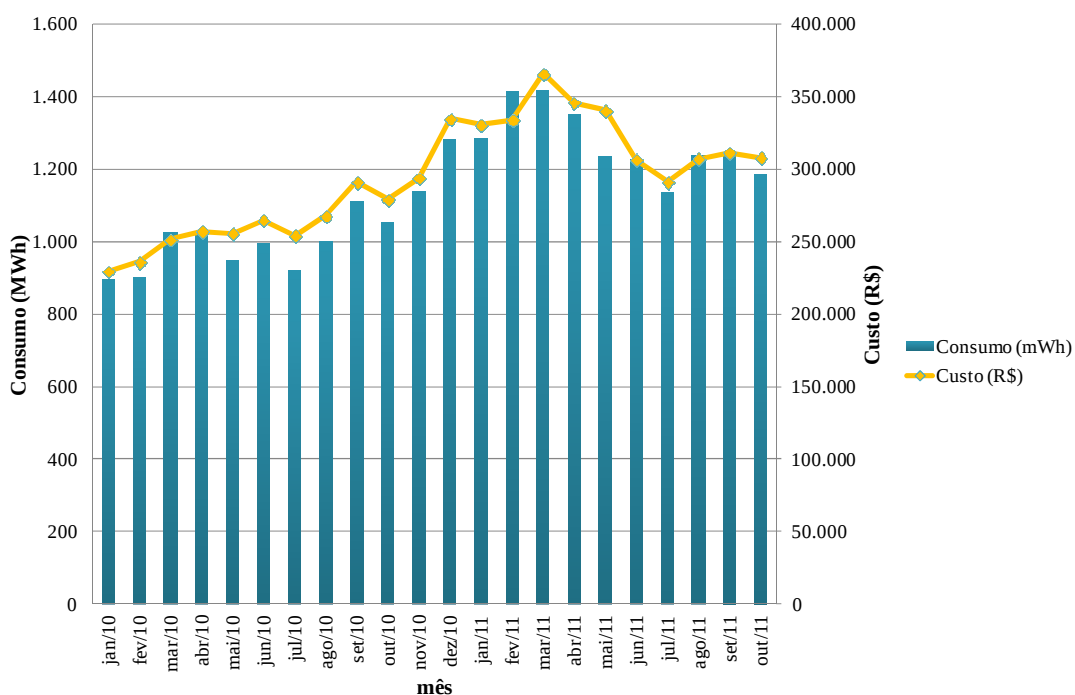


Figura 11 - Consumo de energia do ICESP (jan/2010 – out/2011)

No perfil de consumo pode-se observar um salto no consumo de energia de um ano para o outro, quando comparados, entre si, os consumos dos primeiros meses de cada um dos anos. Esses aumentos apresentam-se entre 20% e 50%, comparando-se os meses entre janeiro e outubro. Esse aumento pode ser explicado por um crescimento na ocupação do edifício, como, por exemplo, na abertura de novos leitos e maior número de consultas médicas, além de um aumento na potência total instalada, através da colocação de novos equipamentos médicos ou de escritório.

Com isso, não é possível considerar todo o período entre janeiro de 2010 e outubro de 2011 para fazer comparações entre o consumo real e o consumo obtido através das simulações. Isso se deve ao fato de as simulações considerarem um ano inteiro de ocupação do edifício, sem considerar, entretanto, aumento na ocupação ou de potência instalada.

Assim, a comparação de consumos energéticos levará em conta apenas os meses entre janeiro e outubro de 2011, podendo considerar que, no ano em questão, a ocupação e a potência instalada não se alteraram. As duas curvas de consumo, real do edifício e obtida através da simulação, são apresentadas na Figura 12.

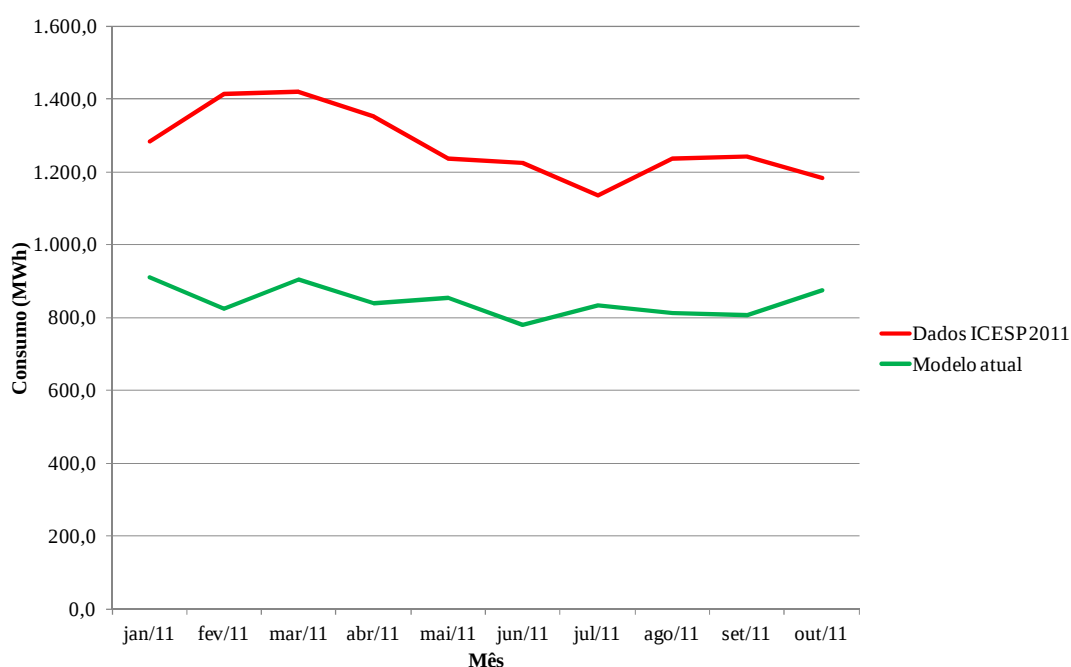


Figura 12 - Comparação de consumos ICESP - Simulação

No que diz respeito ao comportamento das curvas entre os meses, as curvas apresentam grande semelhança, com picos nos períodos mais quentes do ano, já que é nessa época que o consumo do sistema de ar condicionado se intensifica, e consumos mais baixos nas épocas mais frias do ano.

Porém, observa-se ainda a existência de um patamar entre todos os meses do ano simulado. Na Tabela 10 é apresentada uma comparação entre as duas curvas, e a diferença entre elas.

Tabela 10 - Erro do modelo em *EnergyPlus* com relação ao consumo real

	Consumo ICESP (MWh)	Modelo EnergyPlus (MWh)	Erro (%)
Janeiro	1.285,3	911,4	29,1%
Fevereiro	1.415,6	823,4	41,8%
Março	1.418,9	903,4	36,3%
Abril	1.350,9	839,0	37,9%
Mai	1.235,2	853,2	30,9%
Junho	1.226,0	779,2	36,4%
Julho	1.137,0	832,9	26,7%
Agosto	1.236,3	813,3	34,2%
Setembro	1.242,5	805,3	35,2%
Outubro	1.182,9	873,7	26,1%

A diferença entre o modelo de simulação e o consumo real do edifício varia entre 26,1% no mês de outubro, e 41,8% no mês de fevereiro. Esse erro se deve, em grande parte, à dificuldade em se definir um cronograma de atividades próximo ao encontrado no ICESP. A referência fornecida pela ASHRAE, mostrada na Tabela 6, não representa hospitais de grande porte, como é o caso do Instituto do Câncer, mas sim clínicas e centros de saúde com atividade quase restrita aos períodos matutino e vespertino.

Uma aproximação foi feita para tentar aproximar o cronograma ao do edifício real, como mostrado na Tabela 7, porém, ainda manteve-se um erro como mostrado anteriormente.

Mas, como as curvas apresentam um mesmo comportamento, o modelo pode ser considerado válido para a análise. Os resultados obtidos nas simulações serão então extrapolados para a condição real, conforme os percentuais de diferença apresentados na Tabela 10.

No que diz respeito à distribuição dos consumos de energia, para os três usos finais principais, equipamentos, iluminação e condicionamento de ar, foi possível, a partir da simulação do modelo, obter a matriz de consumo desagregado do hospital, apresentada na Figura 13.

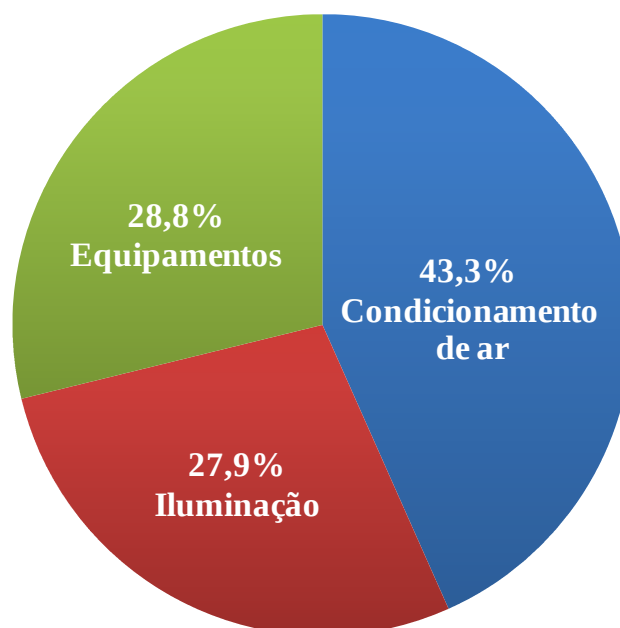


Figura 13 - Usos finais de energia

O que se pode observar há uma preponderância do consumo em condicionamento de ar, 43,3% do total, sobre os consumos com iluminação, 27,9%, e equipamentos, 28,8%, sendo eles médicos e de escritório.

O consumo do sistema de ar condicionado considera não apenas o consumo com a geração de água gelada nos resfriadores, responsável por quase 79% dessa demanda, mas também pelas bombas de água gelada primária e secundária e bombas de água de condensação, responsáveis por 15%, pelos ventiladores responsáveis por levar o ar resfriado aos difusores, cuja parcela representa 4%, e pelos ventiladores das quatro torres de resfriamento, sendo esses responsáveis por 2% do total consumido com o condicionamento do ar.

É possível fazer uma comparação entre a matriz de consumo desagregado obtida na simulação com aquela verificada por Szklo (2004), levantada a partir de diagnóstico energético de 20 hospitais brasileiros, além de entrevistas com muitos outros hospitais no país. Essas informações foram apresentadas na Tabela 1.

A partir da subdivisão adotada por Szklo, o ICESP se enquadra nas características de um hospital de grande porte (GH). Segundo o estudo, o consumo final de energia elétrica para o condicionamento de ar em hospitais desse grupo é em torno de 41%, enquanto que a iluminação é responsável por 26%. No estudo feito por

Szklo, considerou-se que o aquecimento de água é feito com aquecedores elétricos, o que não é o caso do ICESP, que se utiliza da queima de gás natural para tanto. Assim, se for desconsiderado esse consumo de eletricidade para o aquecimento de água, e considerando que o restante do consumo é com equipamentos médicos e de escritório e elevadores, a matriz apresentada nesse estudo é muito próxima da prevista por Szklo.

6.2. Impacto de soluções para redução do consumo de energia

Em posse de um modelo de simulação que represente a edificação real, no que diz respeito ao consumo energético, é possível verificar o impacto de soluções de redução de consumo na demanda de energia. Uma vez mensurada essa redução, pode-se fazer uma análise econômica da solução, verificando o tempo de amortização do investimento realizado para a aplicação da solução.

6.2.1. Compressores com mancais magnéticos

Compressores com mancais magnéticos apresentam elevada eficiência, quando comparados a compressores convencionais, devido à redução das perdas por atrito. Apesar do alto investimento demandado, o tempo de retorno do investimento é razoável, uma vez que a redução no consumo de energia, quando aplicado a unidades resfriadoras, pode chegar a 0,28 kW/TR, conforme informação de fabricantes.

Para esse estudo, será considerado o compressor DANFOSS TURBOCOR, com aplicação em refrigeração no Brasil pelas Indústrias TOSI.

Em se tratando dos três resfriadores de 500 TR, esses serão substituídos por três resfriadores do modelo MS600F1L2W2H1, também com R134a como fluido refrigerante, com capacidade nominal de 600 TR, porém limitados eletronicamente a 528 TR, prática comum para a TOSI, visando alto nível de desempenho, isso porque

o compressor é controlado para trabalhar em uma condição de maior eficiência. Com isso, o COP das unidades passa, quando operando em carga total, de 5,1 para 6,2. A folha de dados desse compressor é apresentada no Anexo J. O resfriador de 192,5 TR não será substituído.

Fazendo essas alterações no modelo de simulação, o resultado obtido para o consumo de energia total do edifício é apresentado na Figura 14.

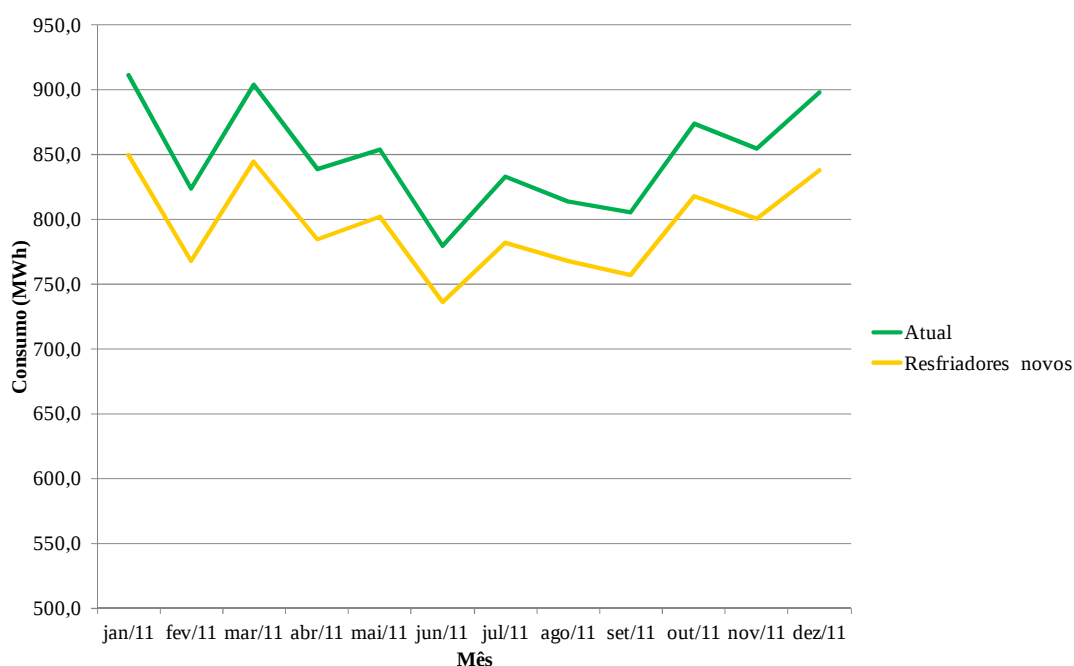


Figura 14 - Impacto da substituição dos resfriadores de 500 TR

A substituição dos três resfriadores de 500 TR faz com que a redução de consumo de energia elétrica para resfriamento da água caia em 17,7%, o que leva a uma redução média mensal de 6,28% no total consumido. Isso considerando inalteradas as demandas por energia para iluminação e equipamentos.

No que diz respeito à viabilidade técnica dessa solução, não há grandes alterações em estrutura e disposição de equipamentos a serem feitas, já que todas as tubulações, isolamentos, bombas e outros equipamentos componentes do sistema de água gelada não terão que ser alterados. Assim, será necessário apenas retirar os resfriadores instalados, substituí-los pelos novos, de tamanho similar, fazer a fixação no piso, e interligar o sistema aos novos resfriadores.

Além disso, essa solução não implica em parada completa do sistema de ar condicionado, algo impensável em se tratando de um edifício com o nível de ocupação do ICESP. A substituição poderia ser em partes, desativando apenas um dos resfriadores por vez.

Posteriormente será feita uma análise econômica dessa solução.

6.2.2. Modificação no *setpoint* das unidades resfriadoras

Atualmente, as unidades resfriadoras estão configuradas para fornecer água gelada a 5°C, enviada para as unidades de *fancoil*, condicionando os ambientes climatizados. Serão verificados, nessa etapa, os impactos de diferentes estratégias de controle no consumo de energia dos resfriadores. Uma das vantagens dessa solução é que não há necessidade de se fazer investimento para implementá-la.

O aumento do *setpoint* da água gelada, ou seja, o aumento da temperatura da água que deixa o evaporador leva a um aumento da eficiência dos resfriadores. Isso se explica pelo aumento da temperatura, e conseqüentemente da pressão, de evaporação do fluido refrigerante, diminuindo assim o ganho de pressão que o compressor deve impor para manter o ciclo de refrigeração. Considerando a manutenção da carga térmica a ser retirada dos ambientes climatizados, e que o coeficiente global de troca de calor entre a água gelada e o ar não sofre grande alteração com a mudança da temperatura da água, não há necessidade de se aumentar a vazão de água gelada, não levando assim a um aumento do consumo de energia com as bombas de água gelada primária e secundária.

Como não foi possível obter as curvas de desempenho dos resfriadores da TRANE, instalados no ICESP quando da elaboração desse trabalho, o impacto do aumento do *setpoint* será obtido de maneira aproximada.

Conforme indicam as folhas de dados dos resfriadores, as temperaturas de condensação e de evaporação do fluido refrigerante são, respectivamente, 37,11 °C e 3,28 °C. Portanto, é possível obter o rendimento do ciclo termodinâmico real, quando comparado ao ciclo real de Carnot.

$$COP_{Real} = \varepsilon \cdot COP_{Carnot}$$

$$COP_{Real} = \varepsilon \cdot \frac{T_{evaporação}}{T_{condensação} - T_{evaporação}}$$

$$5,1 = \varepsilon \cdot \frac{276,3}{33,83}$$

$$\varepsilon = 62,5\%$$

Essa relação entre o COP real e o COP do ciclo Carnot será considerada constante para essa análise. Outra hipótese considerada é a de que a diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água e a temperatura de mudança de fase do fluido refrigerante será constante com a mudança de temperatura de água gelada.

Assim, aumentando o *setpoint* de 5,0 °C para 6,0 °C, o COP dos resfriadores aumenta para 5,27. Já para água gelada de 7,0 °C, o COP aumenta para 5,46, e para 8° C, o COP atinge 5,66 em carga total. A partir de simulações, modificando o COP dos resfriadores, é possível obter o consumo anual de energia para cada uma das situações, conforme mostra a Figura 15.

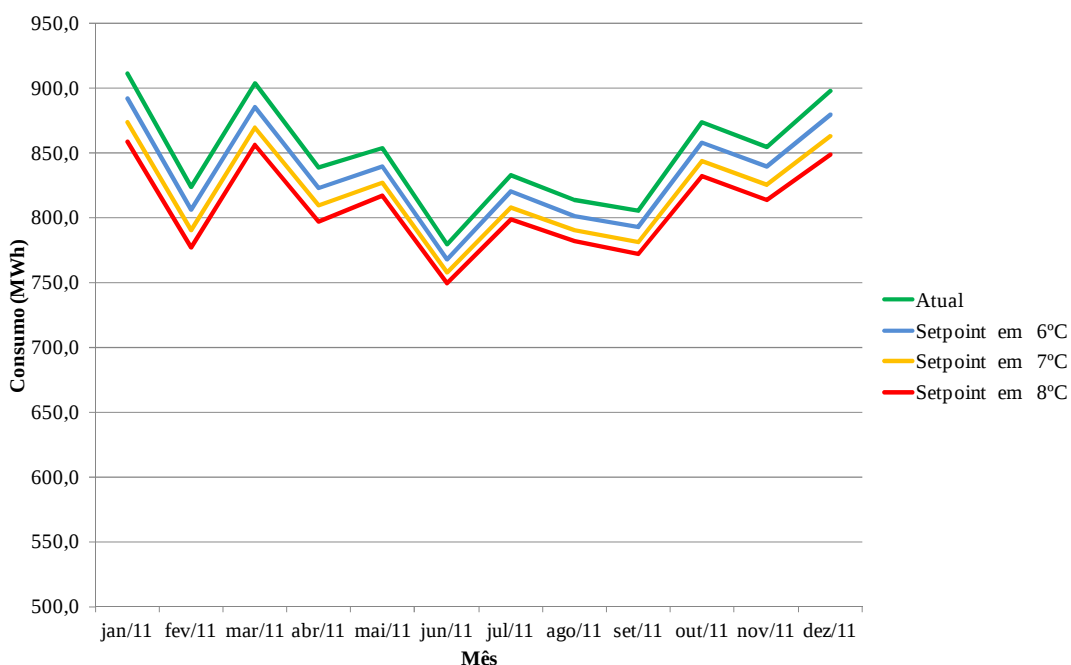


Figura 15 - Impacto da mudança de *setpoint* da água gelada

O aumento de temperatura da água gelada para 6 °C faz com que o consumo de energia dos resfriadores caia em 5,2%, o que representa uma diminuição média de 1,8% no consumo de energia. Já para 7 °C essa redução média do total consumido é de 3,4%, e para 8 °C de 4,7%, para reduções de demanda dos resfriadores de 9,8% e 13,6%, respectivamente.

Isso mostra que essa solução traz um aumento da eficiência energética sem a necessidade de investimento. O impacto em termos monetários dessa solução será avaliado posteriormente.

6.2.3. Combinação das duas soluções propostas

Fazendo a substituição dos resfriadores de 500 TR da TRANE pelos de 600 TR da TOSI, limitados eletronicamente, como explicitado no Item 6.2.1, é possível se fazer uma análise semelhante à feita no Item 6.2.2 para as mudanças de temperatura de água gelada. Porém, em posse da folha de dados dos resfriadores MS600F1L2W2H1, no Anexo J, é possível obter resultados mais próximos da realidade dos resfriadores.

Para um *setpoint* de 5° C, o COP dos resfriadores é 6,2. Aumentando esse *setpoint* para 6° C, o COP aumenta para 6,6. Já para 7° C, o COP chega a 7,0 em carga total. Finalmente, com temperatura de água gelada de 8 °C o COP é de 7,4.

Fazendo simulações para essas outras três condições, os consumos anuais de energia são os mostrados na Figura 16. Como já foi observado no Item 6.2.1, a substituição dos resfriadores, mantendo-se as condições de operação, faz com que o consumo total de energia caia em 6,28%. Agora, modificando-se o *setpoint* para 6 °C, a redução de energia chega a 8,56%, sendo que os resfriadores tem uma redução de 24,3%. Para 7 °C a queda na demanda de energia é ainda maior, de 10,4% do total, e para 8 °C esse valor chega a 11,9%.

No próximo item será feita uma análise financeira das soluções, verificando-se as suas viabilidades econômicas.

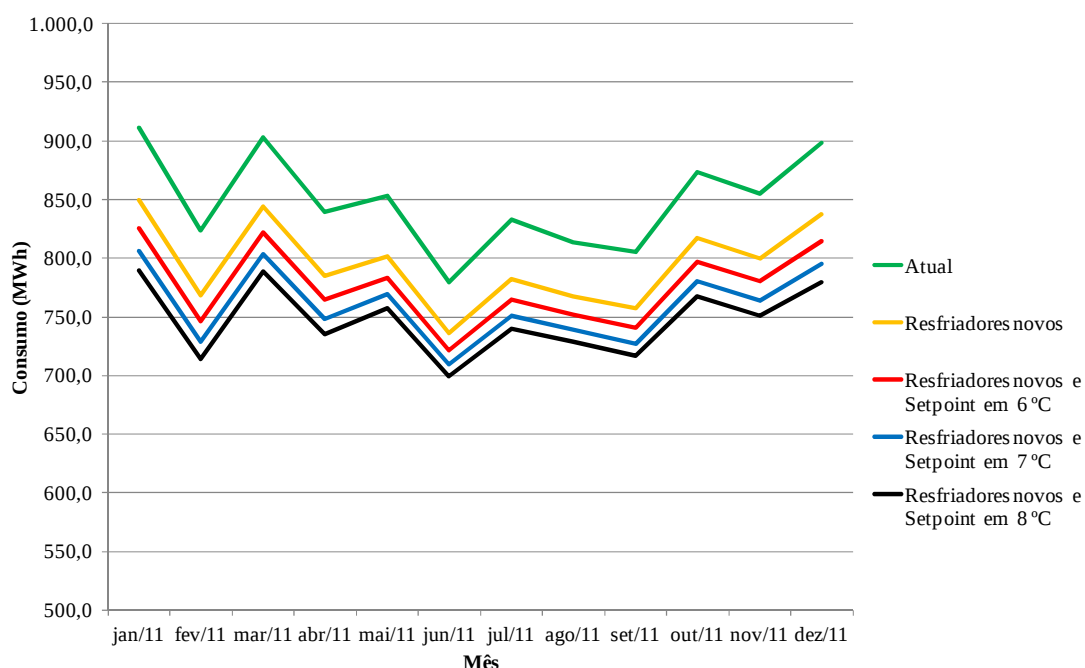


Figura 16 - Impacto da combinação das soluções propostas

6.3. Análise financeira de soluções para redução de consumo de energia

A partir dos resultados apresentados nos itens anteriores é possível verificar o impacto financeiro de suas implementações. A primeira dessas soluções, a substituição dos resfriadores, é de investimento alto. A segunda, a variação da mudança da temperatura de água gelada para diferentes temperaturas, não apresenta necessidade de investimento, pois é apenas a mudança do ponto de controle da máquina.

Dos resultados apresentados anteriormente, o que gera uma maior economia de energia é a combinação das duas soluções, para um *setpoint* de 8 °C, cuja redução é de, em média, 11,9%. Assim, será feita uma análise de fluxo de caixa para a mesma, verificando a sua viabilidade.

Além disso, será verificado também qual o retorno financeiro da modificação da temperatura da água para 8 °C sem, contudo, substituir os resfriadores. Essa é, entre as soluções estudadas que não envolvem investimento, a que apresenta maior economia de energia.

6.3.1. Combinação das duas soluções propostas

Antes de se fazer a análise financeira dessa solução, são necessárias algumas hipóteses. Elas são decorrentes de não se ter, no momento da elaboração desse relatório, as contas de energia dos meses de novembro e dezembro de 2011. Com isso, é necessário determinar qual o consumo desses meses para poder usá-los como comparação com o resultado da implementação da solução. Assim, será considerado que o desvio do valor real e do valor simulado será a média dos meses anteriores, no caso, 33,5%.

Além disso, não se sabe o preço do MWh fornecido pela concessionária, no caso a ELETROPAULO, para esses dois meses. Com isso, será considerado que o seu valor é a média dos meses anteriores de 2011, ou seja, R\$254,78. Com isso, é possível obter a Tabela 11.

Tabela 11 - Aproximação do comportamento real do edifício com o modelo

	Tarifação (R\$/MWh)	Dados ICESP		Modelo Atual		Substituição e <i>Setpoint</i> em 8 °C	
		Consumo (MWh)	Gastos (R\$)	Consumo (MWh)	Desvio (%)	Consumo (MWh)	Redução (% kWh)
Janeiro	257,22	1.285,3	330.609,65	911,4	29,1%	789,6	13,4%
Fevereiro	235,92	1.415,6	333.967,58	823,4	41,8%	714,5	13,2%
Março	257,83	1.418,9	365.838,96	903,4	36,3%	788,8	12,7%
Abril	256,03	1.350,9	345.880,94	839,0	37,9%	735,2	12,4%
Mai	275,79	1.235,2	340.652,85	853,2	30,9%	757,2	11,3%
Junho	249,87	1.226,0	306.334,56	779,2	36,4%	699,5	10,2%
Julho	256,04	1.137,0	291.129,73	832,9	26,7%	739,5	11,2%
Agosto	248,43	1.236,3	307.140,66	813,3	34,2%	728,8	10,4%
Setembro	250,55	1.242,5	311.309,28	805,3	35,2%	716,4	11,0%
Outubro	260,07	1.182,9	307.639,78	873,7	26,1%	767,4	12,2%
Novembro	254,78 *	1141,0 **	0,00	854,8	33,5% *	751,1	12,1%
Dezembro	254,78 *	1198,7 **	0,00	898,0	33,5% *	779,8	13,2%

* Valor médio dos meses anteriores

** Valor obtido a partir do desvio médio do modelo

A partir disso pode-se analisar o impacto da substituição dos resfriadores e a mudança do *setpoint* da máquina para 8 °C em termos financeiros, levando-se em

consideração que a redução percentual de consumo apresentada pelo modelo pode ser transposta para a situação real. Isso é mostrado em detalhes na Tabela 12.

Tabela 12 - Impacto financeiro da combinação das soluções

	Tarifação (R\$/MWh)	Dados ICESP		Substituição dos resfriadores e mudança do <i>Setpoint</i> para 8 °C			
		Consumo (MWh)	Gastos (R\$)	Redução (% kWh)	Consumo (MWh)	Gastos (R\$)	Economia (R\$)
Janeiro	0,257	1.285,3	330.609,65	13,4%	1.113,6	286.432,00	44.177,65
Fevereiro	0,236	1.415,6	333.967,58	13,2%	1.228,4	289.805,69	44.161,89
Março	0,258	1.418,9	365.838,96	12,7%	1.238,9	319.417,60	46.421,36
Abril	0,256	1.350,9	345.880,94	12,4%	1.183,9	303.104,03	42.776,91
Mai	0,276	1.235,2	340.652,85	11,3%	1.096,2	302.310,26	38.342,58
Junho	0,250	1.226,0	306.334,56	10,2%	1.100,6	275.003,57	31.331,00
Julho	0,256	1.137,0	291.129,73	11,2%	1.009,5	258.484,98	32.644,74
Agosto	0,248	1.236,3	307.140,66	10,4%	1.107,8	275.213,72	31.926,93
Setembro	0,251	1.242,5	311.309,28	11,0%	1.105,3	276.943,04	34.366,24
Outubro	0,260	1.182,9	307.639,78	12,2%	1.039,0	270.207,98	37.431,80
Novembro	0,255	1.141,0	290.708,37	12,1%	1.002,6	255.443,34	35.265,03
Dezembro	0,255	1.198,7	305.399,45	13,2%	1.040,9	265.202,45	40.196,99

O que se pode observar é que a economia mensal média da implementação dessa solução é um pouco superior a R\$38.000,00. Agora é necessário fazer uma análise, seja ela através do valor presente líquido (VPL) ou da taxa interna de retorno (TIR), dessa solução.

Segundo a TOSI, fabricante dos resfriadores, cada uma das unidades custa em torno de R\$1.200.000,00, considerando também os custos de instalação das máquinas. Por isso, será considerado que o investimento inicial da solução é de R\$3.600.000,00. Com isso é possível obter o retorno simples do investimento, para o período de 15 anos, como apresentado na Tabela 13.

Para essa situação, a TIR é de 9,47%. Ou seja, investimentos com taxa de juros inferiores a 9,47% apresentam rentabilidade. Apesar de ser uma taxa de juros baixa quando comparadas às de financiamento direto com bancos, existem algumas alternativas. A principal delas é um financiamento do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES).

Tabela 13 – Retorno simples do investimento da combinação de soluções

Investimento	-R\$ 3.600.000,00
Retorno anual	R\$ 459.043,14
Ano 1	-R\$ 3.140.956,86
Ano 2	-R\$ 2.681.913,72
Ano 3	-R\$ 2.222.870,58
Ano 4	-R\$ 1.763.827,44
Ano 5	-R\$ 1.304.784,30
Ano 6	-R\$ 845.741,16
Ano 7	-R\$ 386.698,02
Ano 8	R\$ 72.345,12
Ano 9	R\$ 531.388,26
Ano 10	R\$ 990.431,40
Ano 11	R\$ 1.449.474,54
Ano 12	R\$ 1.908.517,68
Ano 13	R\$ 2.367.560,82
Ano 14	R\$ 2.826.603,96
Ano 15	R\$ 3.285.647,10

Como o Instituto do Câncer se trata de um hospital público, o BNDES apresenta algumas linhas de financiamento com juros inferiores à atratividade. É o caso do BNDES Finame, financiamento através de instituições financeiras credenciadas, para produção ou aquisição de máquinas e equipamentos novos fabricados no Brasil por empresas credenciadas no BNDES, como é o caso da TOSI.

Nessa linha de financiamento, a taxa de juros é composta por três parcelas:

$$i = TJLP + \text{Remuneração BNDES} + \text{Taxa de intermediação}$$

Onde TJLP é a taxa de juros de longo prazo do BNDES, que no ano de 2011 foi de 6% a.a. A remuneração básica do BNDES é de 0,9% a.a. e a taxa de intermediação financeira é de 0,5%, totalizando uma taxa de juros total de 7,4%. Para essa taxa, o VPL da implementação é de R\$477.313,57.

Tanto o VPL quanto a TIR mostram que o investimento através de financiamento do BNDES é rentável.

6.3.2. Mudança da temperatura de água gelada para 8 °C

Utilizando as mesmas hipóteses do Item 6.3.1 é possível obter o impacto financeiro da mudança de *setpoint* dos resfriadores para 8 °C. Isso é mostrado na Tabela 14.

Tabela 14 - Impacto financeiro da mudança de *setpoint* para 8 °C

	Preço por kWh (R\$/MWh)	Dados ICESP		Mudança do <i>Setpoint</i> para 8 °C			
		Consumo (MWh)	Gastos (R\$)	Redução (%)	Consumo (MWh)	Gastos (R\$)	Economia (R\$)
Janeiro	0,257	1.285,3	330.609,65	5,8%	1.211,4	311.599,27	19.010,38
Fevereiro	0,236	1.415,6	333.967,58	5,6%	1.335,7	315.108,43	18.859,15
Março	0,258	1.418,9	365.838,96	5,3%	1.344,3	346.605,93	19.233,03
Abril	0,256	1.350,9	345.880,94	5,0%	1.283,8	328.683,59	17.197,35
Maio	0,276	1.235,2	340.652,85	4,2%	1.182,7	326.185,57	14.467,28
Junho	0,250	1.226,0	306.334,56	3,8%	1.179,6	294.759,07	11.575,49
Julho	0,256	1.137,0	291.129,73	4,1%	1.090,0	279.084,60	12.045,12
Agosto	0,248	1.236,3	307.140,66	3,9%	1.188,4	295.225,88	11.914,78
Setembro	0,251	1.242,5	311.309,28	4,1%	1.191,3	298.474,47	12.834,81
Outubro	0,260	1.182,9	307.639,78	4,8%	1.125,9	292.810,04	14.829,74
Novembro	0,255	1.141,0	290.708,37	4,8%	1.086,1	276.720,63	13.987,74
Dezembro	0,255	1.198,7	305.399,45	5,5%	1.132,3	288.474,44	16.925,00

O retorno financeiro anual é de R\$182.879,87 e o investimento, como comentado anteriormente, é nulo. Com isso é possível fazer um fluxo de caixa da implementação da solução, mostrado na Tabela 15.

Tabela 15 - Fluxo de caixa da implementação da mudança de *setpoint* para 8 °C

Investimento	R\$ 0,00
Retorno anual	R\$ 182.879,87
Ano 1	R\$ 182.879,87
Ano 2	R\$ 365.759,74
Ano 3	R\$ 548.639,61
Ano 4	R\$ 731.519,48
Ano 5	R\$ 914.399,35
Ano 6	R\$ 1.097.279,22
Ano 7	R\$ 1.280.159,09
Ano 8	R\$ 1.463.038,96
Ano 9	R\$ 1.645.918,83
Ano 10	R\$ 1.828.798,70
Ano 11	R\$ 2.011.678,57
Ano 12	R\$ 2.194.558,44
Ano 13	R\$ 2.377.438,31
Ano 14	R\$ 2.560.318,18
Ano 15	R\$ 2.743.198,05

7. CONCLUSÕES

Uma vez criado o modelo de simulação, baseado em dados construtivos e de funcionamento do edifício estudado, que representa satisfatoriamente a edificação real, foi possível verificar o impacto gerado pela implementação das soluções propostas.

As duas mais atrativas, a mudança de *setpoint* dos resfriadores, saindo de 5 °C de água gelada para 8 °C, e a substituição dos resfriadores por outros mais eficientes, com mancais magnéticos, combinada com a mudança de *setpoint* se mostraram viáveis técnica e economicamente. A primeira delas não demanda investimento, ao contrário da segunda, que necessita de um financiamento, que pode ser fornecido pelo BNDES, através da linha Finame.

Alguns aprimoramentos ainda podem ser feitos no modelo. O primeiro deles visa aproximar ainda mais o modelo da condição de operação real do ICESP, por meio de um monitoramento preciso do perfil de funcionamento do edifício, estudando a variação de ocupação, iluminação e funcionamento dos equipamentos instalados para as diferentes horas do dia, e para dias de semana, finais de semana e feriados. Isso faria com que o patamar entre a curva de consumo real e a de simulação diminuísse consideravelmente.

Outro complemento é a introdução das curvas reais dos resfriadores considerados, ou seja, qual o funcionamento dos mesmos em carga parcial e carga total para diferentes temperaturas de água gelada e água de condensação. Essas informações não são de fácil acesso com os fabricantes e, por isso, não foram consideradas. Isso faria com que o consumo de energia simulado dos resfriadores se aproximasse mais do consumo real.

Como etapa complementar desse trabalho poderia ser feito um estudo de índices de consumo de energia em hospitais no Brasil, algo ainda pouco feito para hospitais, mas já consolidado em edifícios de escritórios, centros comerciais e hotéis. Além disso, outras soluções poderiam ser avaliadas para o ICESP, uma vez em posse desse modelo em *EnergyPlus*.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 5413: Iluminância de interiores. Rio de Janeiro, Brasil, 1992.

ANSETT. Descritivo geral do sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado do Instituto Doutor Arnaldo, 2006. 17 p.

ARCURI, P.; FLORIO, G.; FRAGIACOMO, P. A mixed integer programming model for optimal design of trigeneration in a hospital complex. Energy, Cosenza, Itália, vol. 32, p. 1430 – 1447, 2007.

ASHRAE 2008 HANDBOOK; HEATING, VENTILATING, AND AIR-CONDITIONING SYSTEMS AND EQUIPMENT. American Society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers, 2008. 800 p.

ASHRAE Greenguide: the design, construction, and operation of sustainable buildings. American Society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. 2^a ed. Atlanta, GA, 2006. 394 p.

ASHRAE. User's manual for ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1. Atlanta, GA, 2010. 224 p.

ASHRAE. International Weather for Energy Calculations (IWEC weather files): Users Manual and CD-ROM. 2001. Disponível em: <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/weatherdata_sources.cfm>. Acesso em fevereiro de 2011.

BIZZARRI, G.; MORINI, G. L. New technologies for an effective energy retrofit of hospitals. Applied Thermal Engineering, Ferrara, Itália, vol. 26, p. 161 – 169, 2006.

BNDES – Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social. Oferece informações de linhas de financiamento e taxas de juros aplicáveis. Disponível em: <www.bndes.gov.br>. Acesso em novembro de 2011.

D’EMÍLIO, M. V. B. **Auditoria energética dos sistemas de ar condicionado no hospital universitário da Universidade de São Paulo**. 2005. 24 p. Trabalho de conclusão de curso – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

DESIGNBUILDER SOFTWARE. Manual online do aplicativo. Disponível em: <www.designbuilder.co.uk>. Acesso em maio de 2011.

EICKER, U.; PIETRUSCHKA, D. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy and Buildings*, Stuttgart, Alemanha, vol. 41, p. 81 – 91, 2009.

ENERGY SOLUTIONS. Estudo do percentual utilizado da potência dos transformadores do Instituto do Câncer do Estado de São Paulo. Disponibilizado pela administração do ICESP. Realizado em 15 de fevereiro de 2011.

FUMO, N.; MAGO, P. J.; CHAMRA, L. M. Energy and economic evaluation of cooling, heating, and power systems based on primary energy. *Applied Thermal Engineering*, Mississippi, EUA, vol. 29, p. 2665 – 2671, 2009.

GISSONI, H.C. **Projeto de uma central de utilidades para o hospital universitário**. 1997. 49 p. Trabalho de conclusão de curso – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1997.

IBGE. **ESTATÍSTICAS DA SAÚDE – ASSISTÊNCIA MÉDICO-SANITÁRIA** 2005. Rio de Janeiro: IBGE, 2005.

LAGRECA FILHO, H. **Escolha de sistemas de ar condicionado**. 71 p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

MAMMOLI, A. et al. Energetic, economic and environmental performance of a solar-thermal-assisted HVAC system. *Energy and Buildings*, Albuquerque, EUA, vol. 42, p. 1524 – 1535, 2010.

ORDENES, M. et al. **Metodologia utilizada na elaboração da biblioteca de materiais e componentes construtivos brasileiros para simulações no VISUALDOE – 3.1**. 2003. Núcleo de pesquisa em construção (NPC), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003. 19 p.

ORTIZ, M. et al. Modeling of a solar-assisted HVAC system with a thermal storage. *Energy and Buildings*, Albuquerque, EUA, vol. 42, p. 500 – 509, 2010.

RENEDO, C. J. et al. Study of different cogeneration alternatives for a Spanish hospital center. *Energy and Buildings*, Santander, Espanha, vol. 38, p. 484 – 490, 2006.

SANZ-CALCEDO, J. G. et al. Influence of the number of users on the energy efficiency of health centers. *Energy and Buildings*, Badajoz, Espanha, vol. 43, p. 1544 – 1548, 2011.

SZKLO, A. S.; SOARES, J. B.; TOLMASQUIM, M. T. Energy consumption indicators and CHP technical potential in the Brazilian hospital sector. *Energy Conversion and Management*, Rio de Janeiro, Brasil, vol. 45, p. 2075 – 2091, 2004.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY: energy efficiency & renewable energy. Oferece informações e possibilidade de baixar o aplicativo *EnergyPlus*. Disponível em: <apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus>. Acesso em abril de 2010.

ZHU, Y. Applying computer-based simulation to energy auditing: A case study. *Energy and Buildings*. Miami, EUA, vol. 38, p.421 – 428, 2006.

ZIEHER, D.; POREDOS, A. Economics of trigeneration system in a hospital. *Applied Thermal Engineering*, Ljubljana, Slovênia, vol. 26, p. 680 – 687, 2006.

ANEXO A

Unidade Resfriadora (Chiller) - 500 TR

Fabricante: **TRANE**

Modelo: **CVGF**

Tag: **CVGF-001-0000**

Quantidade: 03

Informações da Unidade:

Model	CVGF	Evap tube type	IECU
Compressor size	500	Evap tube thickness	0.025
Motor size	357	Pass Evap passes	2
Motor frequency	60 Hz	Cond shell size	500
Motor voltage	380	Cond bundle size	A
Impeller size	1010	Cond tube type	TECU
Orifice size	25	Cond tube thickness	0.028
Evap shell size	500	Condenser passes	2
Evap bundle size	A		

Informações de Design:

Cooling capacity	500,00 tons	R134a refrigerant charge	295 kg
Primary power	344,10 kW	Shipping weight	9493 kg
Primary efficiency	0,688 kW/ton	Operating weight	10595 kg
NPLV	0,617 kW/ton	Sound level	
Solid state starter type	Unit Mounted SS		

Informações do Evaporador:

Evap leaving temp	4,50 C
Evap flow rate	249,99 m3/hr
Evap entering temp	10,52 C
Evap flow/capacity	0,0395 L/s/kW
Evap water box type	Non-marine
Evap pressure drop	5628,99 mm H2O
Evap fouling factor	0,00010 hr-sq ft-deg F/Btu
Evap fluid type	Water
Evap fluid concentration	N/A

Informações do Condensador:

Cond entering temp	29,50 C
Cond flow rate	290,01 m3/hr
Cond leaving temp	35,72 C
Cond flow/capacity	0,0458 L/s/kW
Cond water box type	Non-marine
Cond pressure drop	8023,98 mm H2O
Cond fouling factor	0,00025 hr-sq ft-deg F/Btu
Cond fluid type	Water
Cond fluid concentration	N/A

Informações de Elétrica:

Motor LRA	3489,00 A	Minimum circuit ampacity	742,00 A
Unit rated load amps	589,60 A	Maximum over current protection	1200,00 A

ANEXO B



Tag	RTHD B2C2D2	Compressor configuration	B2
Model Number	RTHD	Evap configuration	C2
Quantity	1	Cond configuration	D2
Product Version	129		

Unit Information

Capacity	192,50 tons	Operating weight	4832,12 kg
Efficiency	0,655 kW/ton	Shipping weight	4514,60 kg
NPLV	0,545 kW/ton	Length	3622 mm
Refrig charge (HFC-134a)	222,26 kg	Width	1648 mm
Oil cooler	Without Oil Cooler	Height	1890 mm
A weighted sound pressure (AHR)	83 dBA		

Evaporator Information

Evap leaving temp	4,50 C	Number of evap passes	3 Pass
Evap entering temp	10,28 C	Evap fouling factor	0,00010 hr-sq ft-deg F/Btu
Evap flow rate	99,99 m3/hr	Min evap flow rate	52,69 m3/hr
Evap pressure drop	3142,47 mm H2O	Press drop at min evap flow	823,75 mm H2O
Evap fluid type	Water	Max evap flow rate	232,10 m3/hr
Evap fluid concentration	0,00 %	Press drop at max evap flow	15285,22 mm H2O
Evap fluid freeze point	0,00 C	Saturated evap temp	3,28 C
Evap tube type	Water only		

Condenser Information

Cond entering temp	29,50 C	Number of cond passes	2 Pass
Cond leaving temp	35,56 C	Cond fouling factor	0,00025 hr-sq ft-deg F/Btu
Cond flow rate	115,00 m3/hr	Min cond flow rate	48,15 m3/hr
Cond pressure drop	3813,68 mm H2O	Press drop at min cond flow	793,25 mm H2O
Cond fluid type	Water	Max cond flow rate	212,34 m3/hr
Cond fluid concentration	0,00 %	Press drop at max cond flow	11624,09 mm H2O
Cond tube type	Enhanced Fin - Copper	Saturated cond temp	37,11 C

Electrical Information

Unit voltage	380/60/3	Starter type	Solid state
Unit power	126,10 kW	Min circuit ampacity	270,10 A
Max overcurrent protection	450,00 A	Run load amps	216,10 A
Motor locked rotor amps	1561,00 A	Starter expected inrush	781,00 A

ANEXO C

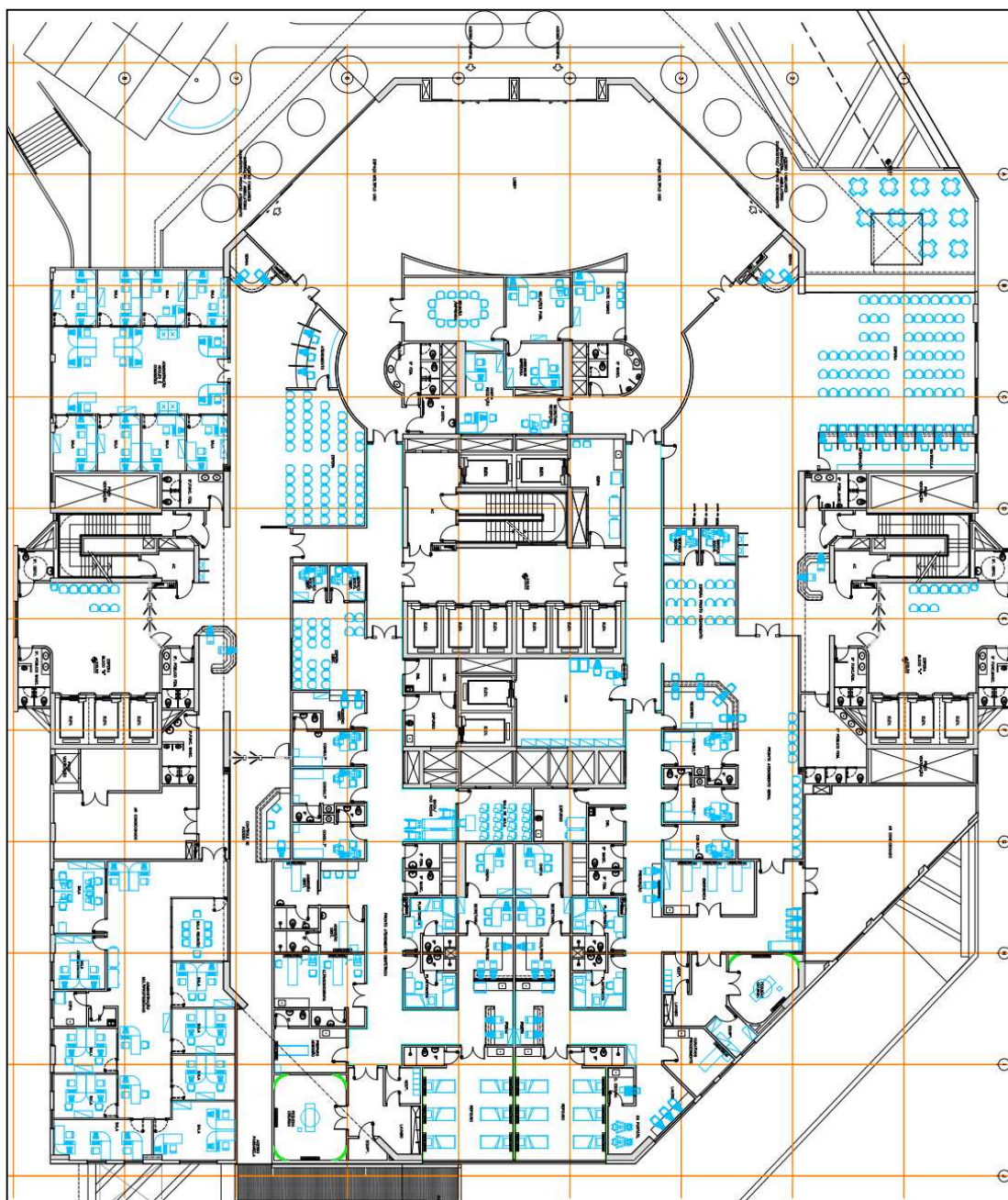
CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS DE ÁGUA GELADA					
Bomba de água	nº	BAGP-3S-01,02,03,04	BAGP-3S-05,06		
Local Instalado		3º subsolo	3º subsolo		
Serviço		ag. gel. primária	ag. gel. primária		
Quantidade	un	4	2		
DADOS DE OPERAÇÃO					
Tipo de fluido		água gelada	água gelada		
Vazão de água	m³/h	250	100		
Pressão disponível	mca	20	20		
Pressão estática sucção	mca	130	130		
Rendimento	%	80	64		
Potência absorvida	bnp	25.71 hp	11.61 hp		
Motor elétrico	CV	30 hp	15 hp		
DADOS TÉCNICOS					
Diâmetro do rotor		26.5 cm (10,6")	25 cm		
Tipo do rotor		Centrífugo	centrífugo		
Tipo da montagem		---	---		
Vedação do eixo		selo mecânico	selo mecânico		
Desmontagem		back pull out	back pull out		
Acoplamento		luva elástica	luva elástica		
Base única		Sim	Sim		
DADOS ELÉTRICOS					
Ponto de força	V/Hz/F	380/60/3	380/60/3		
Nº de pólos / rpm		4/1750	4/1750		
Fator de potência		0,92	0,92		
Variador de frequência		Não	Não		
Soft starter		Sim	Sim		
DADOS GERAIS					
Marca de referência		ARMSTRONG	ARMSTRONG		
Modelo de referência		4380 6 x 6 x 11,5, DBF (DUCTILE BF)	4380 4 x 4 x 10, DBF (DUCTILE BF)		
Nível de ruído	db(A)	---	---		
Peso de operação	kg	184.2 + 140.6 = 324.8	123.8 + 95.3 = 219.1		
Observações		01 reserva (BAGP-3S-04)	01 reserva (BAGP-3S-06)		
Revisão		0	0		
OUTROS DADOS					
Modelo da Carcaça do Motor		286JP	254JM		
Carcaça Bomba		Ferro Fundido – ASTM A536 GR65	Ferro Fundido – ASTM A536 GR65		
Corrente de Partida	A	263.4	140.3		
Corrente de Consumo	A	48.4	25.4		
Selo Mecânico		John Crane	John Crane		
Modelo		JC2, OPID1	JC2, OPID1		
NPSH	m	4.312	3.124		

ANEXO D

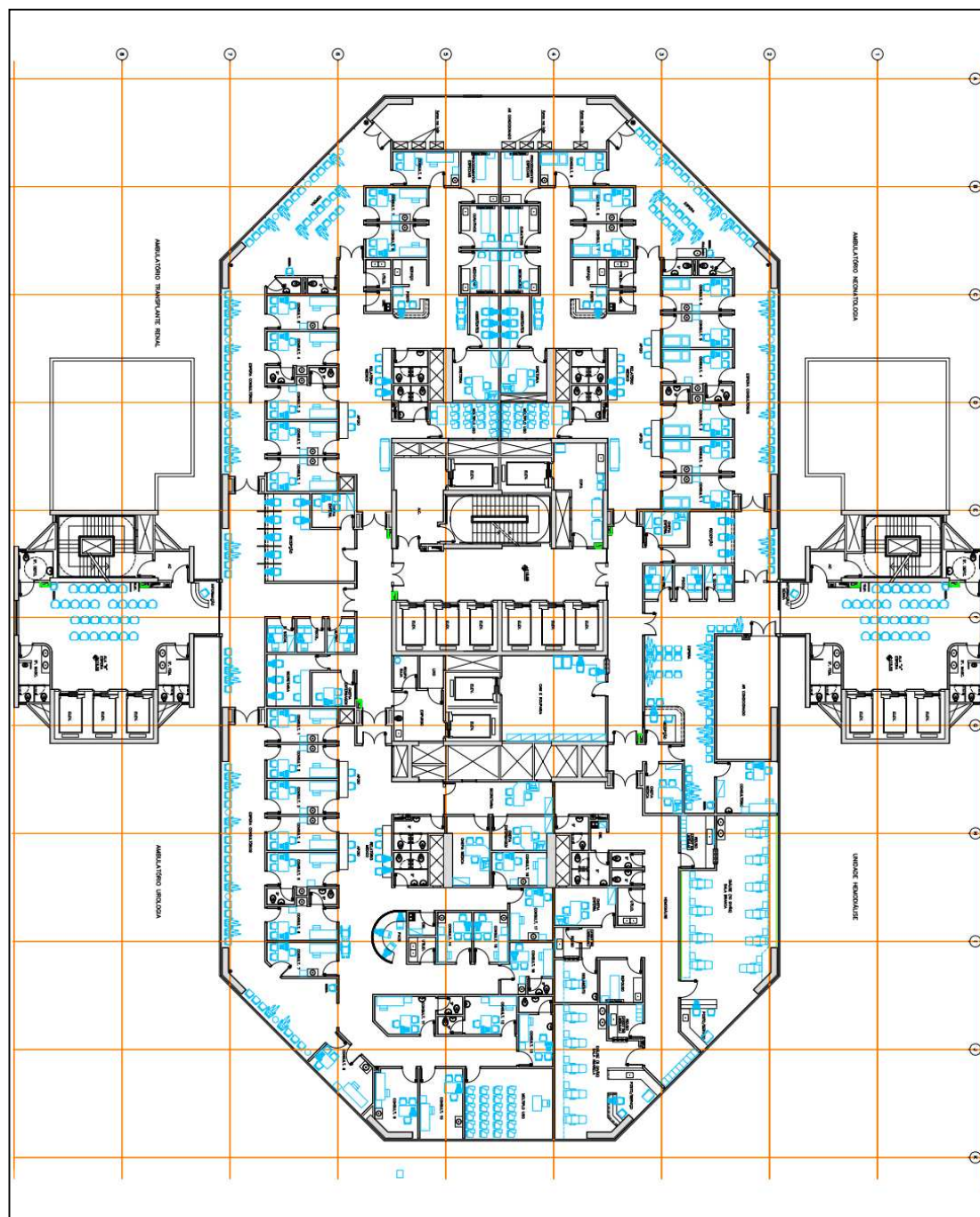
CARACTERÍSTICAS DAS TORRES DE RESFRIAMENTO					
Torre de Resfriamento	nº	TR-AN-01, 02, 03 e 04			
Local Instalado		cobertura do Prédio Anexo			
Capacidade Nominal	TR	450			
Quantidade	un	4			
DADOS DE OPERAÇÃO					
Vazão água condensada	M³/h	250			
Temp. entrada água	° C	36			
Temp. saída água	° C	29,5			
Delta T água condensada	° C	6,5			
DADOS TÉCNICOS					
Tipo de enchimento		PVC			
Bacia de coleta de água		concreto (bacia única para as quatro torres)			
VENTILADORES					
Tipo de ventiladores		axial			
Vazão de ar	m³/h				
Montagem					
Motor elétrico	CV	12,5			
DADOS ELÉTRICOS					
Ponto de força	V/Hz/F	380/60/3			
Nº de pólos / rpm		4/1750			
Fator de potência		---			
Variador de frequência		sim			
DADOS GERAIS					
Marca de referência		ALFATERM			
Modelo de referência		4x ASP-1400 / 4 / 15 / 16 – BGA			
Nível de ruído máx.	db(A)	76			
Peso de operação	kg				
Observações		---			
Revisão		0			

ANEXO E

Layout do piso Térreo

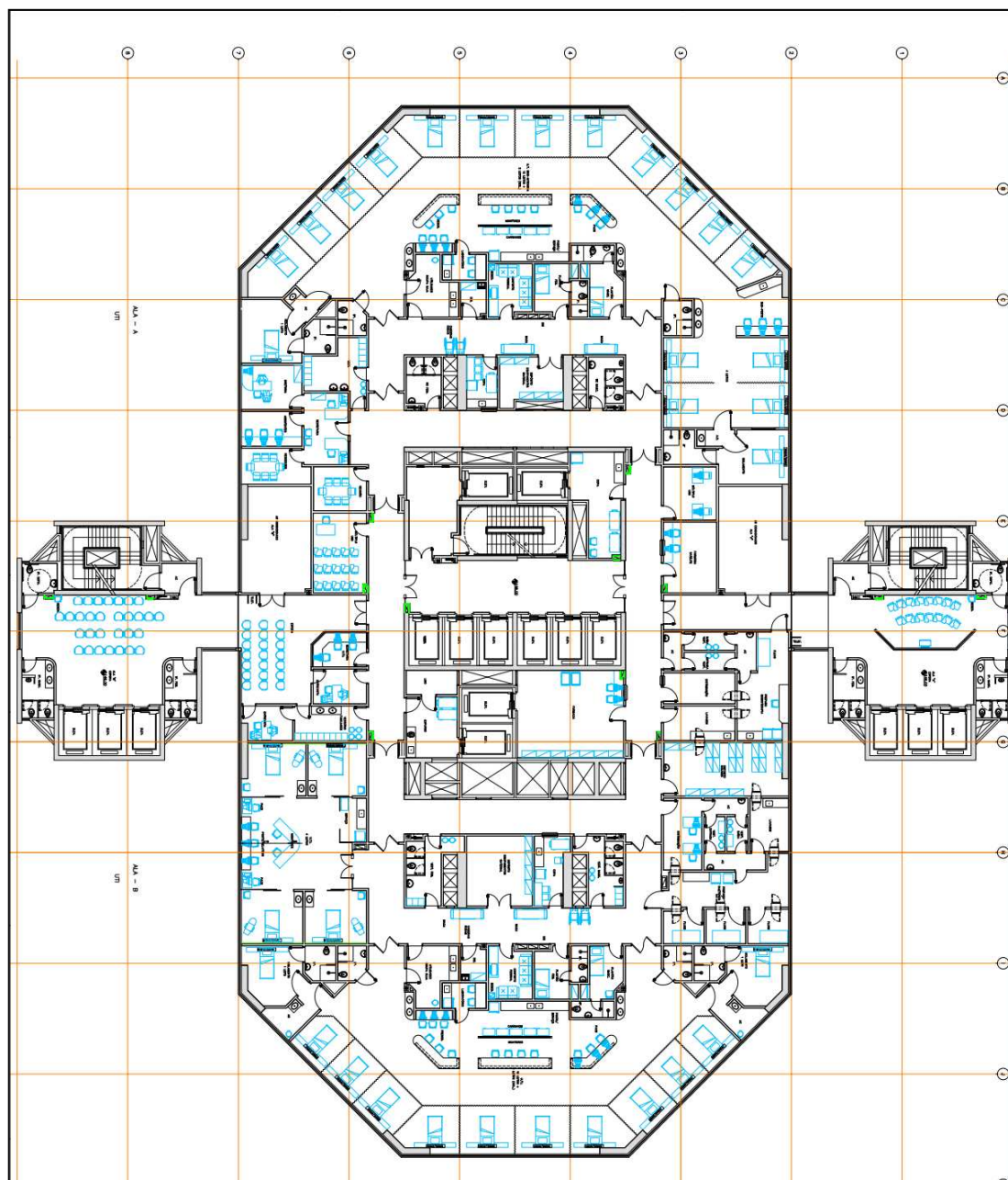


Layout do 3º pavimento



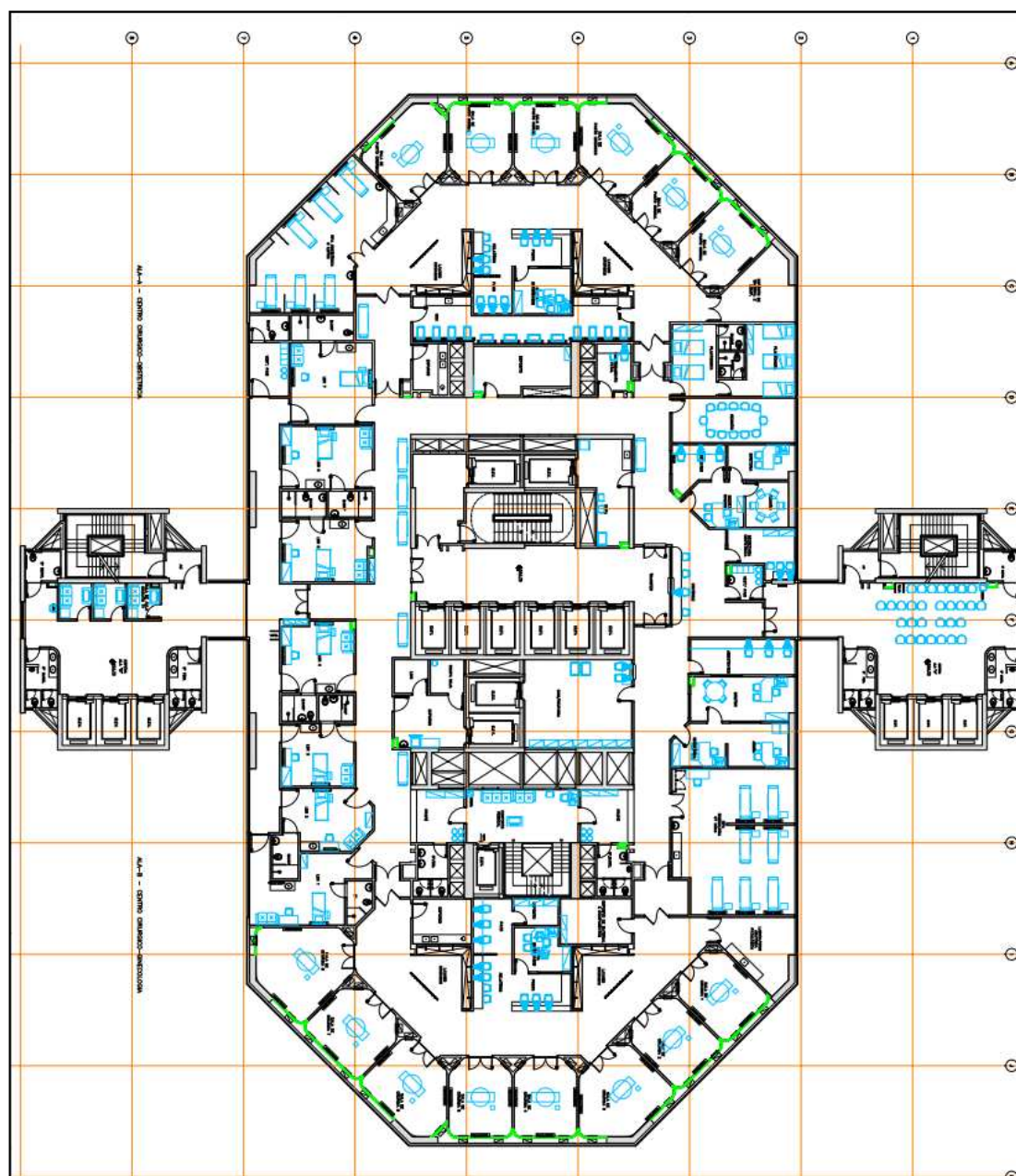
ANEXO G

Layout do 10º pavimento



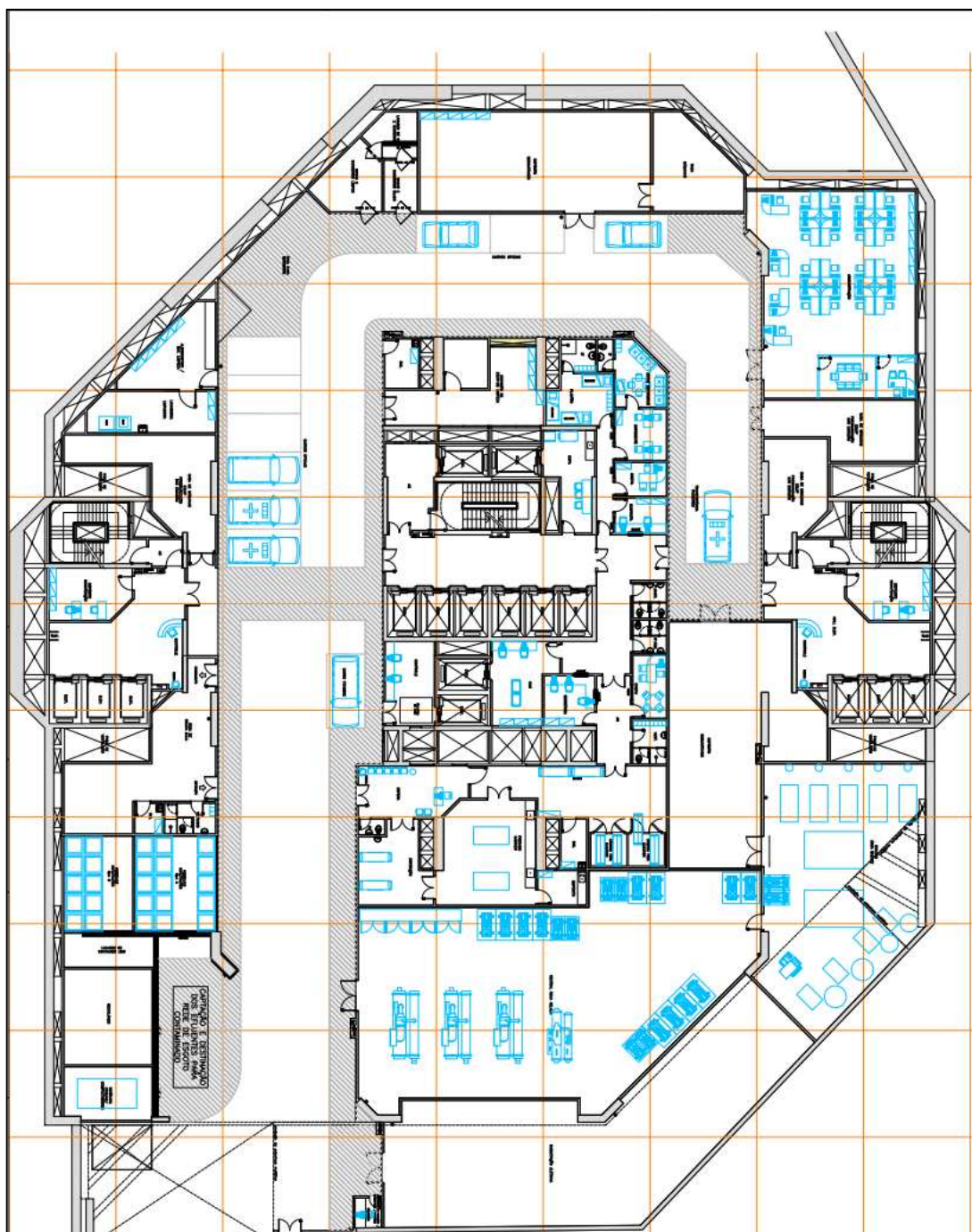
ANEXO H

Layout do 12º pavimento



ANEXO I

Layout do 3º Subsolo



ANEXO J

Chillers TurboTosi



Condensação a Água MS600

Dados de Performance

Modelo do Chiller		Tipo de Frame		Capacidade Nominal
MS600F1L2W2H1	R134A	Frame 1	4 TT400	600 Tons

Dados de Performance											
Chiller				Evaporador				Condensador			
Carga	Capacidade Tons	kW	kW/Ton	Vazão m³/h	Entrada °C	Retorno °C	DP psi	Vazão m³/h	Entrada °C	Retorno °C	DP psi
100%	587,5	385,8	0,657	320,2	12,2	6,7	4,097	379,9	29,4	35	8,9
90%	528,8	292,1	0,552	320,2	11,7	6,7	4,097	379,9	27,2	32,1	8,9
80%	470,0	224,6	0,478	320,2	11,1	6,7	4,097	379,9	25	29,3	8,9
75%	440,7	195,7	0,444	320,2	10,8	6,7	4,097	379,9	23,9	27,8	8,9
70%	411,3	169,1	0,411	320,2	10,6	6,7	4,097	379,9	22,8	26,4	8,9
60%	352,5	122,3	0,347	320,2	10	6,7	4,097	379,9	20,6	23,6	8,9
50%	293,8	84,52	0,288	320,2	9,4	6,7	4,097	379,9	18,3	20,9	8,9
40%	235,0	64,87	0,276	320,2	8,9	6,7	4,097	379,9	18,3	20,4	8,9
30%	176,3	46,22	0,262	320,2	8,3	6,7	4,097	379,9	18,3	19,8	8,9
25%	146,9	37,55	0,256	320,2	8,1	6,7	4,097	379,9	18,3	19,6	8,9
20%	117,5	29,21	0,249	320,2	7,8	6,7	4,097	379,9	18,3	19,3	8,9

IPLV 0,334

Dados do Evaporador (para água)	
Temperatura Entrada	12,2 °C
Temperatura Saída	6,7 °C
Fluxo de Design	326,9 m³/h
DP de Design	4,097 psi
Fluxo Mínimo	175,9 m³/h
DP Mínima	1,18 psi
Número de Passes	2
Tipo de Tubo	3/4" 0,025; cobre ranhurado
Fator de Incrustação	0,01761 m² K/kW
Tamanho da Conexão	10"
Tipo da Conexão	Acoplamento Ranhurado
Estilo do Cabeçote	Prato
Montagem do Cabeçote	Ent: Esq Sai: Esq

Dados do Condensador (para água)	
Temperatura Entrada	29,4 °C
Temperatura Saída	35 °C
Fluxo de Design	379,9 m³/h
DP de Design	8,9 psi
Fluxo Mínimo	127,1 m³/h
DP Mínima	1,08 psi
Número de Passes	2
Tipo de Tubo	3/4" 0,025; cobre ranhurado
Fator de Incrustação	0,044027 m² K/kW
Tamanho da Conexão	10"
Tipo da Conexão	Acoplamento Ranhurado
Estilo do Cabeçote	Prato
Montagem do Cabeçote	Ent: Esq Sai: Esq

Dados Físicos	
Comprimento	4.546,6 mm
Largura	2.524,1 mm
Altura	2.366,5 mm
Peso de Transporte	13.427,0 kg
Peso em Operação	14.754,0 kg
Tipo de Refrigerante	R134A
Carga de Refrigerante	953,0 kg

Dados Elétricos	
Tensão Elétrica	460 -60 -3
Polência	385,78 kW
RLA Compressores	144 A
MCA	612 A
MOP	800 A

Chillers TurboTosi



Condensação a Água MS600

Dados de Performance - Tabelas Extendidas

Modelo do Chiller				Tipo de Frame				Capacidade Nominal			
MS600F1L2W2H1 R134A				Frame 1 4 TT400				600 Tons			

Chiller - LCHW = 3,3 °C				Chiller - LCHW = 4,4 °C				Chiller - LCHW = 5,6 °C			
Carga	Capacidade Tons	kW	kW/Ton	Carga	Capacidade Tons	kW	kW/Ton	Carga	Capacidade Tons	kW	kW/Ton
100%	537,6	402,9	0,750	100%	558,8	401,0	0,718	100%	579,6	397,9	0,686
90%	483,84	301,1	0,622	90%	502,92	300,7	0,598	90%	521,84	299,9	0,575
80%	430,08	234,2	0,545	80%	447,04	233,1	0,521	80%	463,68	231,6	0,499
75%	403,2	205,6	0,510	75%	419,1	204,1	0,487	75%	434,7	202,2	0,465
70%	376,32	179,4	0,477	70%	391,16	177,5	0,454	70%	405,72	175,3	0,432
60%	322,56	132,9	0,412	60%	335,28	130,7	0,390	60%	347,76	127,8	0,367
50%	268,8	94,74	0,352	50%	279,4	92,2	0,330	50%	289,8	89,4	0,308
40%	215,04	74,42	0,346	40%	223,52	72,0	0,322	40%	231,84	69,1	0,298
30%	161,28	54,71	0,339	30%	167,64	52,1	0,311	30%	173,88	49,8	0,286
25%	134,4	47,24	0,351	25%	139,7	44,1	0,315	25%	144,9	41,2	0,284
20%	107,52	35,3	0,328	20%	111,76	32,7	0,293	20%	115,92	29,9	0,258
NPLV		0,407		NPLV		0,382		NPLV		0,357	

Chiller - LCHW = 7,8 °C				Chiller - LCHW = 8,9 °C				Chiller - LCHW = 10 °C			
Carga	Capacidade Tons	kW	kW/Ton	Carga	Capacidade Tons	kW	kW/Ton	Carga	Capacidade Tons	kW	kW/Ton
100%	600	368	0,613	100%	600	356,8	0,595	100%	600	337,2	0,562
90%	540	282,6	0,523	90%	540	279,2	0,517	90%	540	264,8	0,490
80%	480	217,5	0,453	80%	480	216,4	0,451	80%	480	204,4	0,426
75%	450	189	0,420	75%	450	188,4	0,419	75%	450	177,6	0,395
70%	420	162,9	0,388	70%	420	163,2	0,389	70%	420	153,2	0,365
60%	360	116,8	0,324	60%	360	118,8	0,330	60%	360	110,4	0,307
50%	300	80,03	0,267	50%	300	82,4	0,275	50%	300	76,0	0,253
40%	240	61,37	0,256	40%	240	64,0	0,267	40%	240	58,8	0,245
30%	180	43,17	0,240	30%	180	47,6	0,264	30%	180	46,0	0,256
25%	150	34,87	0,232	25%	150	39,6	0,264	25%	150	39,2	0,261
20%	120	25,83	0,215	20%	120	30,0	0,250	20%	120	33,6	0,280
NPLV		0,311		NPLV		0,321		NPLV		0,301	

Capacidade	100%	90%	80%	75%	70%	60%	50%	40%	30%	25%	20%
ECW [°C]	29,4	27,2	25,0	23,9	22,8	20,6	18,3	18,3	18,3	18,3	18,3

Valores Considerados (Válidos Para Todas as Tabelas acima):

Obs: LCHW - Temperatura de Saída da Água Gelada (Evaporador)

ECW - Temperatura de Entrada da Água de Condensação

Para cada °F a menos na ECW, tem-se 2% de ganho na eficiência do chiller. A Tosi recomenda fortemente que a ECW seja mantida a mais baixa possível, dentro dos limites da aplicação. Para mais detalhes, veja o Guia de Engenharia.

Chillers TurboTosi



Condensação a Água MS600

Nível de Ruído

MS600 - Dados de Medição de Potência Sonora			
Modo de Operação	Nível de Potência (Escala A)	Nível de Potência (Escala Lin-ear)	Frequência Dominante
70% Capacidade	87,5 dB(A)	87,5 dB(Lin)	1070 Hz
100% Capacidade	92 dB(A)	91,5 dB(Lin)	1180 Hz

MS600 - Dados de Medição de Pressão Sonora		
Distância em Relação ao Compressor (m)	Modo de Operação (capacidade)	
	70%	100%
1	75,5 dB(A)	81,0 dB(A)
2,5	68,5 dB(A)	73,0 dB(A)
5	62,5 dB(A)	67,0 dB(A)
8	58,5 dB(A)	63,0 dB(A)
30	46,0 dB(A)	51,5 dB(A)
100	35,5 dB(A)	41,0 dB(A)

MS600 - Espectro de Potência Sonora				
Leituras de Oitava de banda	Percentual de Carga			
	70%		100%	
64 Hz	41 dB(A)	51 dB(Lin)	41 dB(A)	51 dB(Lin)
125 Hz	51 dB(A)	60 dB(Lin)	57 dB(A)	63 dB(Lin)
250 Hz	51 dB(A)	58 dB(Lin)	56 dB(A)	60 dB(Lin)
500 Hz	51 dB(A)	54 dB(Lin)	57 dB(A)	59 dB(Lin)
1000 Hz	59 dB(A)	59 dB(Lin)	61 dB(A)	61 dB(Lin)
2000 Hz	55 dB(A)	54 dB(Lin)	59 dB(A)	58 dB(Lin)
4000 Hz	57 dB(A)	55 dB(Lin)	60 dB(A)	59 dB(Lin)