

**Carlos Roberto Ferrari Junior**

**Análise do Sistema Atual e Projeto de um Sistema Central de Ar  
Condicionado para o Palácio dos Bandeirantes**

Trabalho de conclusão do curso de graduação  
do Departamento de Engenharia Mecânica da  
Escola Politécnica da Universidade de São  
Paulo.

Orientador: Prof. Alberto Hernandez Neto

**São Paulo  
2006**

**Carlos Roberto Ferrari Junior**

**Análise do Sistema Atual e Projeto de um Sistema Central de Ar  
Condicionado para o Palácio dos Bandeirantes**

**São Paulo  
2006**

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**Ferrari, Carlos Roberto Jr**

**Análise do sistema atual e projeto de um Sistema Central de ar condicionado para o Palácio dos Bandeirantes / C.R.Ferrari Jr. -- São Paulo, 2006.**

**p. 100**

**Trabalho de conclusão de curso - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica**

**1.Ar condicionado 2.Projeto de Sistema Central  
3.Palácio dos Bandeirantes I.Ferrari.Universidade de São Paulo.  
Escola Politécnica. Departamento de Engenharia  
Mecânica III.t.**

# Sumário

Sumário .....	1
Índice de Figuras .....	5
Índice de Tabelas .....	5
Resumo .....	6
Abstract .....	7
Análise Energética .....	10
Cálculo da Carga térmica .....	18
1. Método CLTD/CLF .....	18
2. Qualidade do ar .....	19
3. Condições de projeto .....	20
4. Transmissão térmica (condução) .....	21
5. Cargas de ventilação e infiltração .....	22
6. Carga Resultante da Geração Interna de Calor .....	23
7. Carga Devido à Insolação Através de Superfícies Transparentes .....	25
8. Cargas de Insolação em Superfícies Opacas .....	27
9. Carga Térmica na serpentina .....	30
10. Resultados do Cálculo da Carga Térmica .....	30
Alternativas de Projeto .....	32
Sistemas Atuais .....	33
<i>Self Contained</i> .....	33
<i>Chiller</i> .....	34
Volume de Refrigerante Variável (VRV) .....	35
Opção 1 – <i>Self Contained</i> .....	36
Opção 2 – <i>Chiller</i> .....	42
Opção 3 – Volume de Refrigerante Variável (VRV) .....	46
Resultados .....	51
Conclusão .....	54
Referências Bibliográficas .....	58

## Índice de Figuras

Figura 1 – Distribuição da Potência Média Utilizada no Ano Todo.....	10
Figura 2 – Distribuição da Potência Média Utilizada no Inverno.....	12
Figura 3 – Distribuição da Potência Média Utilizada no Verão.....	12
Figura 4 – Distribuição da Potência Média Utilizada no Resto do Ano.....	13
Figura 5 – Distribuição da Carga Térmica ao Longo do Dia em TR.....	27
Figura 6 – Foto de um Equipamento Self Contained.....	31
Figura 7 – Foto de uma Central Chiller e um Fancoil.....	32
Figura 8 – Foto de uma Condesadora e uma Evaporadora VRV.....	32

## Índice de Tabelas

Tabela 1 – Recomendações para o ar externo por pessoa em L/s de ventilação..	16
Tabela 2 – FCR para iluminação.....	20
Tabela 3 – FCR para equipamentos.....	21
Tabela 4 – FCR para pessoas.....	21
Tabela 5 – FGCI para São Paulo mês de janeiro.....	22
Tabela 6 – FCR para radiação em vidros.....	23
Tabela 7 – DTCR para condução em paredes.....	25
Tabela 8 – DTCR para condução em vidros.....	26
Tabela 9 – Lista dos <i>Selfs</i> Necessários.....	34
Tabela 10 – Relação das máquinas <i>self contained</i> .....	35
Tabela 11 – Difusores de Insuflação.....	35
Tabela 12 – Relação dos <i>Fancoils</i> .....	39
Tabela 13 – Lista dos equipamentos da Daikin.....	44
Tabela 14 – Comparativo entre alternativas.....	46

## Resumo

O Palácio dos Bandeirantes é a residência do Governador do Estado de São Paulo, assim como a sede de seu gabinete e de seus assessores. Isso faz com que o edifício necessite de toda uma infra-estrutura para que se possa comandar todo o estado desse local. Sendo assim, existem inúmeras pessoas, mais de mil funcionários, trabalhando no local, e hoje o prédio não possui condições adequadas. São mais de 7.000 m<sup>2</sup> de área a ser climatizada, sendo que hoje muitas salas não possuem nenhum ar condicionado, enquanto outras contam com aparelhos de janela de pequeno porte e baixa eficiência. Dado esse problema, esse trabalho propõe o projeto para a instalação de um sistema central de ar condicionado para o Palácio dos Bandeirantes. Para comprovar os benefícios do novo equipamento, serão analisados os sistemas mais usados atualmente, sendo depois feita uma comparação para determinar a alternativa que apresenta melhor retorno do capital investido.

## **Abstract**

The Palácio dos Bandeirantes is the official residence of the Governor of the State of São Paulo, as it is the base of his office and his staff. Because of that, the building requires a whole infra-structure so that the State can be ruled from there. Thus, there are thousands of employees working under conditions that are not appropriate. There are over 7.000 m<sup>2</sup> to be conditioned, and today many offices have no cooling system, while others have small window air conditioning equipments of low power and efficiency. Based on that, this project proposes to design a central air conditioning system for the Palácio dos Bandeirantes. To assure the benefits of the new equipment, the most used technologies of today will be analyzed, and then a comparison will be made to show which one is the best alternative to be installed.

## Introdução

A sede do Governo Paulista, o Palácio dos Bandeirantes, foi construída para abrigar a Universidade "Fundação Conde Francisco Matarazzo". A construção do prédio começou em mil novecentos e cinqüenta e cinco, mas problemas financeiros impossibilitaram a continuação da obra. Diversas tentativas, embora sem sucesso, foram feitas para que fundações como "Getúlio Vargas" e "São Paulo" assumissem a sua direção. Em vista disso, foram iniciadas negociações com o Governo do Estado de São Paulo. Em dezenove de abril de mil novecentos e sessenta e quatro, a sede do governo estadual passou do Palácio dos Campos Elíseos para o novo prédio no bairro do Morumbi. A denominação "Bandeirantes" é uma homenagem aos pioneiros que expandiram as fronteiras brasileiras. Poucas pessoas sabem, mas o Palácio dos Bandeirantes possui um rico acervo artístico. São aproximadamente 1.680 obras.

Assim, o Palácio é não só a casa do governador, mas também, a sede dos gabinetes de seus assessores, gerando necessidade de uma enorme infra-estrutura do local para possibilitar um ambiente adequado para o trabalho. Dessa maneira, fica clara a importância desse edifício para o país, justificando qualquer investimento que seja necessário para torná-lo um posto de trabalho capaz de suprir as demandas de seus trabalhadores.

Por causa de sua idade, mais de cinqüenta anos, o prédio não foi projetado para a utilização dos equipamentos que se têm hoje, como computadores, ar condicionado, etc. A edificação também não permite o crescimento da utilização de linhas telefônicas, e necessidades de maior número de tomadas, assim como muitos outros itens que a infra-estrutura do local não atende. Isso faz com que hoje em dia, sejam necessárias várias obras e adaptações, para que o Palácio se adeque a essas novas demandas. Muitas destas ações aqui citadas são indispensáveis para se trabalhar, exigindo gastos necessários para aprimorar as instalações do Palácio, e em alguns casos são até urgentes.

As modificações necessárias não são superficiais. Para se ter uma idéia melhor, ocorreu um aumento significativo do uso de computadores, que nem

existia na década de cinqüenta, e hoje é tão imprescindível e largamente utilizado para trabalhos de escritório, sendo que quase todo funcionário tem o um próprio, em alguns casos, uma pessoa pode ter até mais de um. Além dele, vieram seus acessórios: impressora, scanner, entre outros. Isso tudo somado a outros aparelhos eletrônicos, cada vez utilizados em maior número e mais freqüentemente, exigiram, por exemplo, aumentos da capacidade da instalação elétrica do prédio. Algo parecido ocorreu com o numero de linhas telefônicas, que antes eram poucas, e hoje, são incontáveis em lugares com o tamanho do Palácio.

Nos últimos cinqüenta anos a cidade de São Paulo cresceu muito, tornando-se um dos maiores centros urbanos do mundo. Isso gerou uma concentração populacional muito grande, e com a chegada do progresso, constatou-se que a temperatura média da cidade subiu consideravelmente. Antes, famosa por um clima frio, se comparado com grande parte do país, a capital do estado hoje, tem um clima muito mais quente e seco do que antes.

Quando o Palácio dos Bandeirantes foi construído, não existiam ainda sistemas de condicionamento de ar, e ainda sua necessidade não era tamanha. Hoje em dia, na cidade de São Paulo, um sistema desses é imprescindível para se ter um local de trabalho adequado, para que os trabalhadores possam exercer seus deveres com uma condição mínima de conforto térmico. O prédio é dotado de amplas janelas, porém estas criam correntes de ar, e permitindo grande incidência de radiações solares nos ambientes, aumentando consideravelmente a temperatura interna dos ambientes.

Por esses motivos, a utilização de ar condicionados no prédio se tornou uma necessidade. Então, na década de setenta, um sistema central de refrigeração por água gelada (sistema ‘*Chiller*’) foi instalado. Com o passar dos anos, essa instalação foi ficando ultrapassada, com altos custos de operação e manutenção. Por falta de conhecimento e de investimentos, o sistema foi desativado.

Para suprir a carência de um condicionamento do ar, “aparelhos de janela” tiveram de ser instalados nas salas mais necessitadas. Mais recentemente, os aparelhos que são instalados são os do tipo “*Split*”. Assim, o sistema central foi

substituído por inúmeros aparelhos de pequena capacidade, espalhados pelo prédio.

A proposta do trabalho é de projetar um sistema de climatização central para todo o Palácio. Dessa forma muitas salas que atualmente não possuem nenhum ar condicionado, teriam uma condição de conforto térmico mais adequado com um custo operacional bem menor que o sistema atualmente em operação, que é de vários pequenos aparelhos espalhados pelo edifício.

Uma instalação de condicionamento de ar central requer alta demanda de energia, um espaço considerável para casa de máquinas, e possibilidade de instalação de dutos, que percorrem todo o prédio, insuflando ar refrigerado em todas as salas.

O Palácio dos Bandeirantes consegue suprir todas as necessidades acima mencionadas, tornando assim a obra totalmente viável. O sistema elétrico do local é tipo industrial, suportando qualquer demanda de energia com apenas pequenas adaptações, se necessário. O telhado do edifício é um lugar perfeito para se fazer a casa de máquinas. Sendo grande e resistente suficiente para as instalações. E como o prédio é antigo, ele tem pé direito bem elevado, permitindo a colocação de dutos nos tetos, chegando a todas as salas, necessitando apenas se fazer um forro para cobrir os dutos para não afetar a estética. Todas essas medidas, por não danificar permanentemente o prédio, podem ser feitas mesmo em edifícios tombados pelo Patrimônio Histórico.

## **Análise Energética**

O intuito desse trabalho é projetar um sistema central de ar condicionado para o Palácio dos Bandeirantes. Mas antes é importante se analisar o que já se tem instalado de condicionamento de ar.

Para isso, o Palácio foi visitado, sendo feito um levantamento de todos os aparelhos de ar condicionado que funcionam hoje. Como não existe uma central, são todos aparelhos de pequeno porte, sendo muitas vezes necessário utilizar

vários para uma mesma sala. Todos são *split* ou os chamados aparelhos de janela, e sendo anotados suas potências e condições de estado.

Finalizado o levantamento, pode-se avaliar que muitas salas não têm climatização nenhuma, o que faz com que tenhamos inúmeras pessoas trabalhando em um ambiente de total desconforto térmico. No verão, principalmente, as salas chegam a temperaturas bem altas, e como não é possível abrir muito as janelas por causa das fortes rajadas de vento que surgem, foram constatadas inúmeras reclamações por parte de funcionários. O problema é tão grave, que não ocorre só no verão. No inverno, apesar da temperatura exterior estar agradável, a incidência de radiação solar no interior das salas promove aumentos da temperatura prejudicando as condições de trabalho.

Por isso tudo, já se pode concluir que o gasto energético com ar condicionado tem um potencial de crescimento enorme, devido à constatação dessa carência de maior conforto térmico por uma parte considerável de trabalhadores. Uma estimativa rápida mostra que aproximadamente metade das salas do Palácio, sem contar as do governador e seus assessores, não possui ar condicionado, sendo assim, mais ou menos metade dos funcionários trabalham grande parte do ano em ambientes muito quentes.

No anexo 1, estão relacionadas às salas que possuem climatização, com informações de quantos sistemas de ar condicionado, de qual marca se for aparelho de janela, potência nominal, consumo energético e estado de conservação. Ao todo são 163 aparelhos, sendo 75 *splits* e 88 aparelhos de janela.

Hoje em dia, sempre que é necessário se comprar um novo equipamento, opta-se pelo *split*, que apresenta a melhor relação custo/benefício, segundo a chefa da manutenção. Assim, os aparelhos mais antigos, que são os de janela, são quase que esquecidos, recebendo uma manutenção inadequada, apresentando condições inadequadas de uso. Alguns já estão sem botões ou até mesmo sem a frente de plástico, mas como não existe reclamação dos funcionários que ocupam as salas onde os equipamentos estão instalados, sua

classificação ficou definida como regular. Já a condição dos *splits* é bem melhor, sendo normalmente aparelhos novos, aparentemente em ótimo estado.

Para determinar a energia elétrica consumida pelo aparelho, é necessário introduzir o coeficiente de desempenho (COP). O chamado COP é um índice importante para avaliar o rendimento de um equipamento de climatização, quer ele seja um *split*, aparelho de janela, *chiller* ou qualquer outro. Ele é um índice que relaciona a capacidade de remoção de calor de um equipamento, a sua energia útil, com a potência requerida pelo seu compressor, que seria a energia consumida, já que quase toda a energia gasta pelo ar condicionado é gasto pelo compressor (conforme equação abaixo). Lembrando que quanto maior o COP, melhor o rendimento do equipamento, e ainda é um índice sempre maior que um.

$$COP = \frac{\text{Capacidade de Refrigeração}}{\text{Energia Consumida}}$$

Essa relação diz que ao dividir a energia útil, que é a potência do aparelho indicada pelo fabricante, por exemplo, trinta mil BTUs por hora, pelo COP, o resultado é a energia que o equipamento consome.

Para aparelhos de janela, como os encontrados no Palácio, que não estão nas melhores condições, porém ainda funcionam bem, pode se adotar um COP 1,8. Já para os *splits* encontrados, que não são de última geração, nem das melhores marcas, e sim das mais baratas, o COP fica entre 2,2 e 2,4, sendo então adotado 2,3 para todos os equipamentos desse tipo. Só para se ter uma idéia, *splits* mais modernos e com tecnologia de ponta podem chegar a COP de 4, um *chiller* chega facilmente a 6.

Seria mais preciso utilizar um medidor de corrente para determinar quanto cada equipamento está consumindo, isso porque o COP varia um pouco dependendo da marca e é muito sensível ao estado de conservação. Mas como não seria possível realizar esse procedimento, será usada a aproximação pelo COP médio acima mencionado.

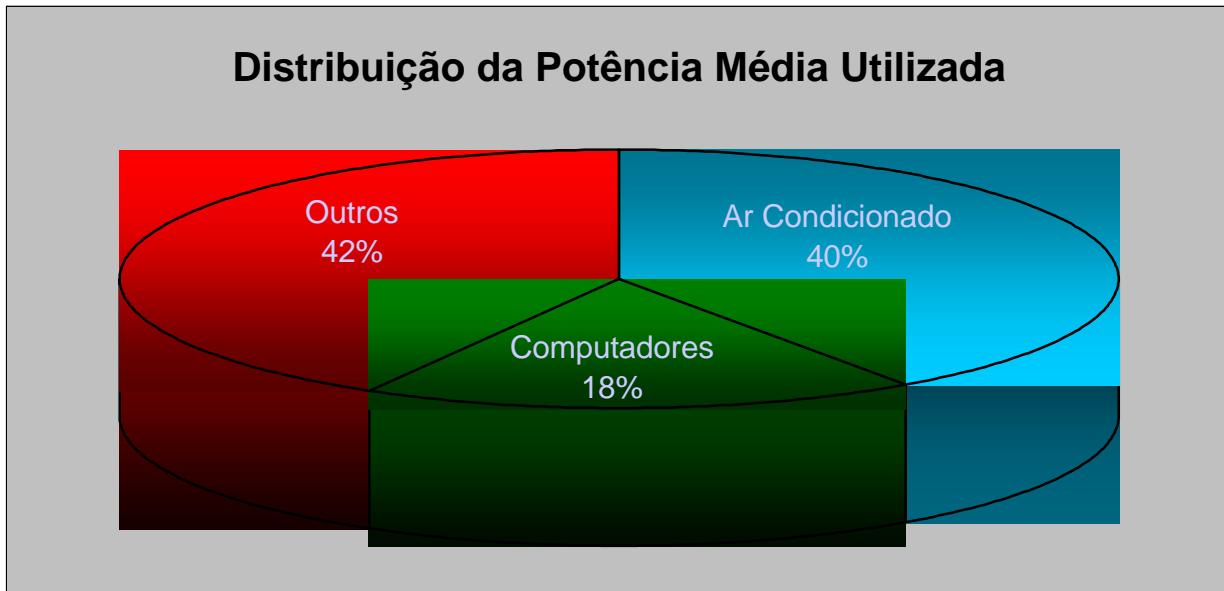
Assim, determinou-se quanta energia cada aparelho consome, e os resultados estão apresentados no anexo 1, ao lado da potência nominal de cada máquina. Depois disso, todas elas foram somadas, admitindo que no horário normal de trabalho, das oito da manhã às seis da tarde todos os aparelhos instalados estão ligados, e chegou-se a um valor de 373 kW.

A administração do prédio gentilmente forneceu as contas de luz de todos os meses de dois mil e cinco. O Palácio é cobrado como usuário diferenciado, ou seja, não é como nas residências, que se paga apenas a energia, em kWh, que se consome. Uma conta diferenciada, como as indústrias pagam, é um pouco mais complicada, onde se contrata uma demanda de potência para os horários de pico (no final da tarde, das seis às oito horas) e outra para fora de pico. A potência, em kW, é medida, e se ultrapassar o valor contratado se paga pelo excesso uma taxa mais alta, sendo que no horário de pico, a taxa é maior ainda.

Existem vários valores que são considerados na conta, porém os valores que interessam para a análise são os da demanda indutiva fora de ponta. Como o horário de trabalho é o comercial, das oito às seis, pode-se considerar que os sistemas de ar condicionado só estão ligados no período fora de ponta.

A administração não tem nenhum estudo de como a energia é gasta no Palácio, então não se pode confrontar os valores obtidos por esse estudo. Mas para ilustrar um pouco melhor a matriz energética, conseguiu-se a informação de que se tem cerca de 700 computadores funcionando hoje.

Assim, com o valor da potência média indutiva fora de ponta de todo o ano, que resultou em 697 kW, avaliou-se a distribuição do consumo de energia por uso final (vide Fig.1). Esta figura representa a matriz energética do Palácio dos Bandeirantes, mostrando em termos percentuais a demanda por energia dos equipamentos de ar condicionado, computadores e os outros equipamentos elétricos.



**Figura 1 – Distribuição da Potência Média Utilizada no Ano Todo**

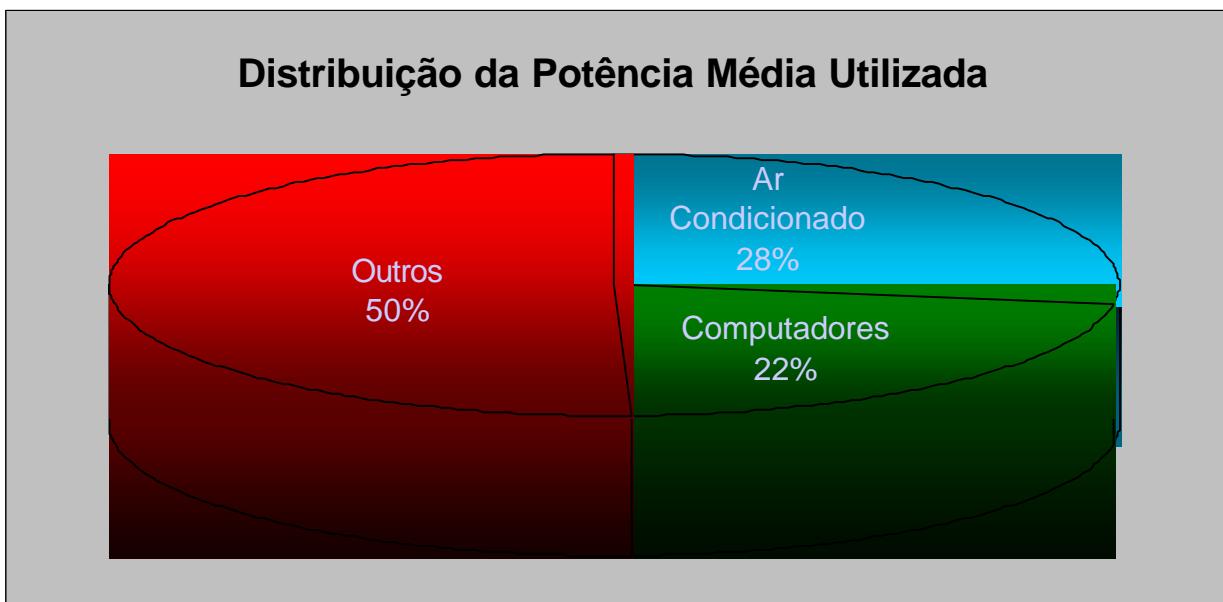
Os resultados são bem expressivos. Percebe-se que 40% da energia gasta ao longo do ano, durante o horário comercial é gasta pelos aparelhos de ar condicionado. Isso contra 18% consumida pelos computadores e 42% pelos outros, que é principalmente iluminação. Isso mostra um potencial de economia enorme, já que a média das contas foi de R\$ 63.671,65. Com base nestes dados, pode-se avaliar que, com os sistemas de ar condicionado, a edificação tem um custo mensal de cerca de R\$ 25.500,00.

É possível concluir que onde mais se pode economizar energia é com a climatização das salas, já que representa mais da metade dos gastos totais de energia. Em edificações de grande porte, como o Palácio dos Bandeirantes, normalmente a substituição de aparelhos de ar condicionado de pequeno porte, distribuídos pelo prédio, numa análise global, se mostram muito menos eficientes do que uma central *chiller*. Assim, com essa figura, consegue-se facilmente justificar o investimento.

Admitindo que o consumo dos outros equipamentos seja constante ao longo do ano, e que só o ar condicionado que é utilizado de forma sazonal, é possível determinar o percentual de energia que o sistema de climatização consome em períodos específicos do ano. Assim, visando refinar um pouco mais a matriz energética, foram feitos outros três estudos considerando as diversas

estações climáticas do ano. A divisão adotada foi: inverno compreendido nos meses de junho, julho e agosto, e verão, nos meses de dezembro, janeiro e fevereiro, e o resto do ano englobando os meses restantes.

Foram calculadas as médias de energia consumida pelo prédio nesses períodos, mantendo os gastos dos computadores e dos outros constantes em relação à primeira figura, e calculando qual é a demanda dos equipamentos de ar condicionados nas diversas estações do ano. Os resultados são mostrados nas Figs. 2,3 e 4 .



**Figura 2 – Distribuição da Potência Média Utilizada no Inverno**

### Distribuição da Potência Média Utilizada

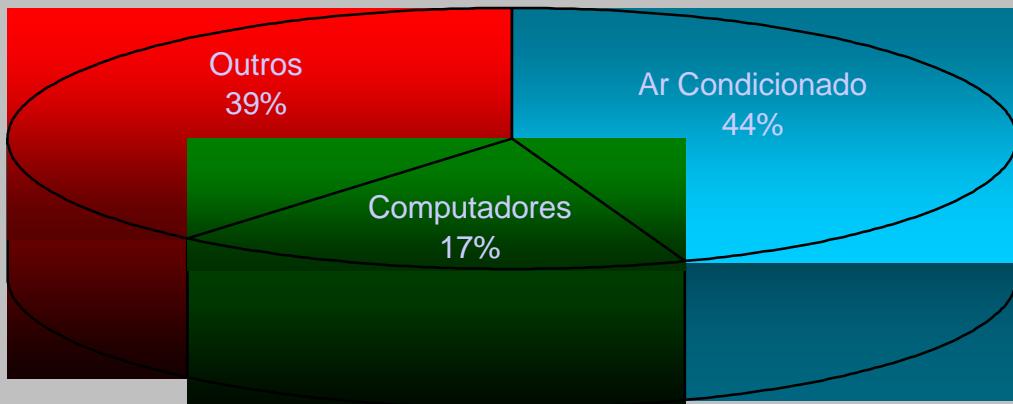


Figura 3 – Distribuição da Potência Média Utilizada no Verão

### Distribuição da Potência Média Utilizada

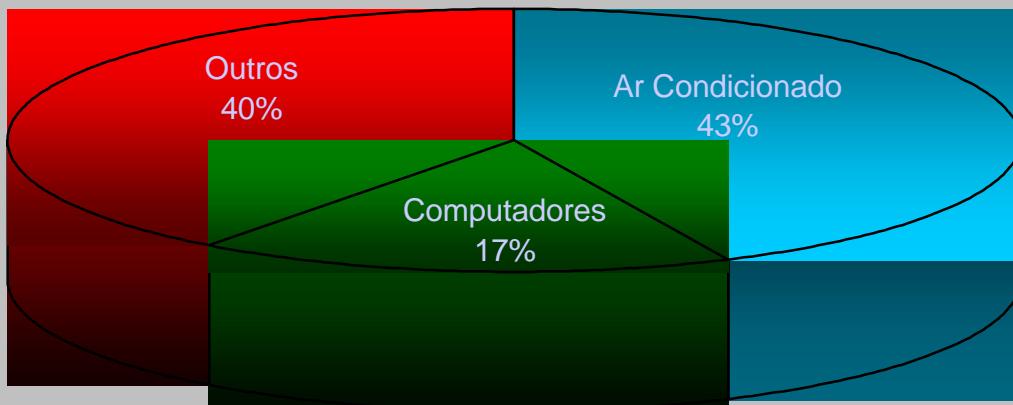


Figura 4 – Distribuição da Potência Média Utilizada no Resto do Ano

Pode-se concluir que os gastos no verão e no resto do ano são muito próximos, o que é facilmente explicado pelo fato do clima ser tropical, quente na maior parte do ano, valendo ressaltar ainda que as temperaturas médias em todas as estações do ano têm subido sensivelmente nos últimos anos em São Paulo.

Assim, pode-se dizer que não existe diferença na utilização dos equipamentos ao longo dos meses fora do inverno.

Já no inverno se consegue notar claramente uma utilização menor dos sistemas de ar condicionado. Enquanto a contribuição média destes sistemas na matriz energética foi de 40%, e a do verão em 44%, no inverno ela caiu para 28%. Para o caso do inverno pode-se acrescentar que a contribuição é substancial, sendo maior que a parcela gasta pelos computadores, e pouco maior que um quarto da energia gasta. Também é interessante ressaltar que mesmo no inverno os aparelhos funcionam de forma intensa, utilizando em torno de 50% da capacidade total dos aparelhos.

Não foi possível fazer uma análise mais profunda da tarifação que o Palácio está sujeito na conta de energia, pois para isso seriam necessárias medições muito mais apuradas do consumo dos equipamentos. Como essas medições são impraticáveis para este trabalho, o estudo aqui apresentado limitou-se a avaliar aproximações para o consumo de cada equipamento.

Assim sendo, a análise simplificada da contratação de energia pela distribuidora, em relação ao quanto é utilizado, demonstra que ela está correta. Ou seja, não se está pagando por energia que não se usa, e nem pagando muitos excessos. Assim, descarta-se a possibilidade de mudar a contratação como maneira de se economizar na conta de energia elétrica.

É bom lembrar que o estudo foi feito apenas no horário comercial, que é o período que a maioria dos equipamentos de climatização é ligada. Também foram desconsiderados os efeitos capacitivos dos aparelhos, mas mesmo assim com essas simplificações, a metodologia da análise traz resultados muito satisfatórios.

Assim, a única maneira de se obter redução de consumo energético, sem comprometer o conforto dos trabalhadores, é melhorando o rendimento. A conclusão que se chega por essa análise energética é que o ar condicionado é o principal fator onde se pode buscar uma redução, que causará impactos sensíveis. Isso justifica todo o projeto para a instalação de uma central de água gelada, um *chiller*, que em situações como essa costuma trazer enormes economias de energia. Também é bom ressaltar que a economia será sentida também nos

meses de inverno, já que o gráfico de consumo nessa estação também mostra um consumo relativamente alto de energia.

Não se pode deixar de dizer que se chegaria a uma economia de energia se fosse instalado uma central para suprir apenas as salas que já são refrigeradas. Como a idéia do projeto não é essa, e sim de climatizar todas as salas do prédio, sendo que hoje, mais ou menos metade delas não tem nenhum tipo de climatização, pode-se esperar um aumento de energia se fosse instalado a central de ar condicionado. Porém, este um aumento aconteceria aos poucos, conforme novos aparelhos tipo *split* sejam instalados. Com este projeto, objetiva-se melhorar a qualidade do ambiente de trabalho dos funcionários do Palácio com uso racional da energia, obtida com a instalação de um equipamento central.

Assim sendo, mesmo com um consumo maior de energia no curto prazo após a instalação da central *chiller*, esta é uma obra importante, pois melhora e muito a eficiência da energia gasta com climatização dos ambientes e traz melhora sensível no conforto térmico de uma grande parcela dos funcionários.

## Cálculo da Carga térmica

### 1. Método CLTD/CLF

O dimensionamento de um condicionador de ar é orientado para suportar a carga térmica máxima ocorrida na edificação. Para isso, devem ser consideradas as zonas térmicas que cada climatizador irá atender, as contribuições relativas de cada ganho de calor na carga térmica total e a probabilidade de ocorrência dessa carga máxima.

Para ajudar nesse cálculo, o uso de simulação computacional tem possibilitado o desenvolvimento de diversas metodologias para determinação da carga térmica de edificações. O Manual de Fundamentos da ASHRAE (ASHRAE, 1997) apresenta 4 metodologias para esse cálculo: Balanço Térmico, Fatores de Peso (TFM), CLTD/CLF e TETD/TA; sendo que o Balanço Térmico é o que

apresenta maior precisão. Porém, nenhum desses métodos consegue representar o processo completo e detalhado de transferência de calor, que resultaria em um modelo muito complexo e impraticável, mesmo com o avanço tecnológico atual. Os métodos existentes calculam a carga térmica em, pelo menos, 2 etapas. Na primeira, consideram-se os ganhos (fluxos) de calor entrando na zona. Em seguida, considera-se esse calor sendo retirado pelo sistema de climatização.

O método do Balanço Térmico é dividido em 4 processos principais: balanço térmico na superfície externa da parede (ou cobertura), condução de calor através da parede (ou cobertura), balanço térmico na superfície interna da parede (ou cobertura) e balanço térmico no ar interno.

O método CLTD/CLF (*Cooling Load Temperature Difference*) trabalha com valores tabelados para situações específicas e, sendo muito limitado, a ASHRAE decidiu abandonar a pesquisa e investir em métodos mais promissores. A falta de validação científica também obrigou a suspensão do desenvolvimento do método TETD/TA, que depende muito da experiência do usuário para sua aplicação bem sucedida. De acordo com esse método, a equação básica da transferência de calor através de uma superfície opaca é aplicada usando-se os valores de TETD (*Total Equivalent Temperature Difference*) no lugar da diferença entre a temperatura externa e interna. Os valores de TETD são tabelados para determinados componentes construtivos, determinada latitude, temperatura interna média, temperatura externa máxima e variação de temperatura externa. Segundo Hill e Furlong.

Por ser relativamente simples e apresentar resultados bem precisos, o método utilizado será o CLTD/CLF. Essa é a metodologia mais indicada para cálculos de carga térmica de resfriamento segundo a ASHRAE, assim tanto a metodologia como os dados tabelados foram obtidos no *Handbook of Fundamentals* (ASHRAE, 2001).

## **2. Qualidade do ar**

A qualidade do ar em um ambiente interno climatizado deve ser garantida para que existam condições de conforto apropriadas para saúde. As fontes de poluição podem ser internas ou externas, assim, essas partículas devem ser removidas ou diluídas. Nesse sentido a ventilação é um processo muito importante. Na maioria dos casos a ventilação é realizada para eliminar odores, irritações (alergias) e renovar o ar ambiente (evitar concentração de gás carbônico), ao invés de eliminar contaminantes nocivos à saúde.

Assim, será adotada uma taxa de troca de ar com o ambiente externo para proporcionar essa renovação do ar. A tabela (1) mostra valores recomendados para a ventilação em litros por segundo por pessoa. O caso em estudo seria um escritório de não fumantes.

Tipo de Ocupação	Número de pessoas por 100m <sup>2</sup> de área de piso	Fumantes	Não fumantes
Escritórios	7	10	2,5
Salas de reunião e espera	60	17,5	3,5
Vestíbulos	30	7,5	2,5

**Tabela 1 – Recomendações para o ar externo por pessoa em L/s de ventilação**

### **3. Condições de projeto**

As condições de projeto são todos os parâmetros, determinados pelo projetista, que serão adotados para se obter resultados satisfatórios para o projeto, a partir deles que os cálculos serão efetuados.

As condições para a determinação da carga de resfriamento são as de especificação mais difícil, exigindo a definição da temperatura de bulbo seco, da umidade e da intensidade de radiação solar. As condições limites para a carga de resfriamento estão relacionadas com os extremos da radiação solar, ao invés da temperatura de bulbo seco externa. Assim, seria necessário calcular cálculos preliminares para diferentes horas do dia, assim como para as diferentes estações do ano. Também são fatores relevantes, a localização geográfica do local, no caso São Paulo está a 24º de latitude sul, e a face para que o ambiente está voltado.

Como o equipamento é o mesmo sempre, ele deve ser capaz de resfriar o ambiente durante todo o tempo, não importando as condições externas. Assim, os cálculos serão feitos para a cidade de São Paulo, no verão de janeiro, durante as vinte e quatro horas do dia. As condições externas da cidade são: temperatura de bulbo seco é de aproximadamente de 32°C e a umidade relativa de 70% e absoluta de 0,022481. Para o ambiente interior, as condições pretendidas são: temperatura de bulbo seco de 24°C, umidade relativa de 50%, que em São Paulo gera uma umidade de 0,009876kg/kg de ar seco.

#### **4. Transmissão térmica (condução)**

A transmissão de calor através da estrutura pode ser obtida pela equação (1):

$$q = \frac{\Delta t}{R_{tot}^*} = \frac{A \cdot \Delta t}{R_{tot}} = U \cdot A \cdot (t_e - t_i) \quad (1)$$

onde: U = coeficiente global de troca de calor, W/m °C

A = área superficial, m<sup>2</sup>

t<sub>e</sub> – t<sub>i</sub> = diferença entre temperaturas externa e interna, °C

O coeficiente global de transferência de calor, U, depende das resistências térmicas, segundo as formulações de transferência de calor. Admitindo que a parede do Palácio tenha a composição de 20 mm de argamassa em cada lado do tijolo de 200 mm de espessura, e que o coeficiente de troca de calor, K, da argamassa é 1860 W/m °C e o do tijolo é 2080 W/m °C, pode-se calcular R segundo a equação (2):

$$1/U = R = \text{espessura} * K \quad (2)$$

Depois para determinar o U total da parede deve-se somar o R de convecção do ar externo, que é 1/U<sub>ext</sub>, sendo U<sub>ext</sub> aproximadamente 16,65W/m °C

aos R do tijolo e da argamassa. O inverso desse  $R_{tot}$  é o U da parede, que ficou em 2,58 W/m °C. Na classificação da ASHRAE a parede é do tipo D.

## 5. Cargas de ventilação e infiltração

A penetração do ar externo afeta tanto a temperatura do ar como sua umidade. É comum na prática fazer distinção entre esses dois efeitos. Assim, o efeito sob a temperatura denomina-se calor sensível, ao passo que aquele sob a umidade é o calor latente. Essa terminologia se aplica também às outras cargas, como por exemplo, a transmissão de calor através da estrutura e a insolação são cargas sensíveis, uma vez que elas afetam a temperatura, enquanto que cargas internas originárias da ocupação do recinto por pessoas apresentam tantos componentes tanto sensíveis como latentes.

Definir os valores de infiltração e ventilação, ou seja, a quantidade de ar que é realmente trocado em cada ambiente é uma tarefa muito difícil. Pela falta de instrumentação e tempo, a troca de ar considerada será o valor mínimo imposto pela norma ANSI/ASHRAE 62, que estabelece 10 l/s (36 m<sup>3</sup>/h pessoa) de ar de renovação por pessoa.

Os efeitos de infiltração serão desprezados, hipótese a qual é muito boa já que em salas climatizadas temos uma insuflação de ar, o que cria uma pressão positiva no ambiente em relação ao exterior. Assim, a perda de ar da sala para fora é muito maior que a infiltração, que passa a ser desprezível.

Sendo assim, será assumido que a troca de ar de cada sala com o meio externo depende apenas do número de pessoas que trabalham naquele local. O cálculo será feito a partir das equações abaixo:

$$CT_{renov \text{ sensível}} = \dot{m}_{ren} [c_p (T_{externa} - T_{interna})] \quad (3)$$

$$CT_{reov \text{ latente}} = \dot{m}_{ren} [h_{lv} (w_{externa} - w_{interna})] \quad (4)$$

Para a cidade de São Paulo, pode-se adotar  $c_p \text{ (ar)} = 4,18 \text{ kJ/kg} \text{ } ^\circ\text{C}$  e  $h_{lv} = 3,01 \text{ kJ/kg}$ . As outras incógnitas são condições de projeto.

## **6. Carga Resultante da Geração Interna de Calor**

As principais fontes de geração interna de calor são as luzes, os ocupantes e os equipamentos de operação interna. As cargas resultantes da geração interna de calor são muito significativas em edifícios comerciais. No caso do palácio, toda a iluminação é através de lâmpadas fluorescentes, e os equipamentos existentes dentro das salas são apenas computadores e seus acessórios.

É importante ressaltar, que para lâmpadas fluorescentes a energia dissipada no reator deve ser considerada, já que nesse caso, representa um gasto da mesma ordem de grandeza das lâmpadas. Normalmente a carga devido à iluminação é bem significativa, por isso, a estimativa da resultante dessa energia deve ser feita com cuidado, buscando uma boa precisão. A parcela de calor liberado pelas lâmpadas na forma de radiação não representa uma carga instantânea para o sistema de climatização. Inicialmente, essa energia é absorvida pelas paredes, piso e mobília do recinto, elevando a temperatura desses componentes a uma taxa que depende de sua massa. À medida que a temperatura superficial aumenta, o calor trocado por convecção com o ar ambiente também aumenta, passando a partir daí representar uma carga térmica para o ar condicionado. Resumindo, em virtude da massa dos componentes que absorvem a radiação das lâmpadas, ocorre um retardamento entre o instante de acionamento das luzes e a liberação de energia por elas dissipadas pelo sistema. Por causa desse atraso, a carga térmica persiste por mais um tempo mesmo depois de serem desligadas.

Assim, utiliza-se o FCR (ou CLF em inglês), que significa fator de carga térmica de refrigeração, para calcular a demanda das luzes para o sistema de

refrigeração em cada hora depois do acionamento das lâmpadas. O FCR é encontrado nas normas em forma de tabela. A tabela utilizada é a seguir:

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0,03	0,47	0,58	0,66	0,73	0,78	0,82	0,86	0,88	0,91	0,93

**Tabela 2 – FCR para iluminação**

Assim, a equação para determinar a carga térmica devido à iluminação é a seguinte:

$$q = n P_{ot} FCR \quad (5)$$

onde:  $n$  = número de lâmpadas

$P$  = potência das lâmpadas

FCR = fator de carga térmica de refrigeração

No caso dos equipamentos que dissipam energia, é necessário estimar suas potências e o período de utilização. Porém, como no Palácio só encontramos basicamente computadores e impressoras nas salas, esses equipamentos não têm parcela de calor latente, sendo calculado apenas a parcela sensível segundo a equação (6) e a tabela abaixo:

Hora	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
FCR	0,6	0,68	0,73	0,77	0,81	0,83	0,85	0,87	0,89	0,9	0,36

**Tabela 3 – FCR para equipamentos**

$$q = FCR P_{ot} \quad (6)$$

Já no cálculo da carga proveniente dos ocupantes a parcela liberada por radiação é significativa, portanto deve-se novamente utilizar o FCR. Outro ponto importante, é que deve ser considerada qual a atividade que é desenvolvida pelas pessoas no ambiente, sendo nesse caso, atividades leves ou o chamado trabalho de escritório. A tabela do FCR para pessoas é a mostrada a seguir. Logo abaixo está a equação para o cálculo da carga térmica sensível e latente causada pelas pessoas. Será adotado que a atividade desenvolvida faz com a pessoa libera

130W de calor para o ambiente, sendo aproximadamente 60% ganho sensível e 40% latente. Assim, será utilizado 75W para ganho sensível e 55W para latente.

Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
CLF *	0	0	0	0	0	0	0	0,53	0,62	0,69	0,74	0,77
Hora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
CLF *	0,8	0,83	0,85	0,87	0,89	0,42	0	0	0	0	0	0

**Tabela 4 – FCR para pessoas**

$$q = (n^{\circ} \text{ de pessoas}) * (75 * \text{FCR} + 55) \quad (7)$$

## **7. Carga Devido à Insolação Através de Superfícies Transparentes**

A transferência de calor resultante da insolação de uma superfície depende de suas características físicas. Existem três fenômenos que ocorrem quando um raio de luz incide em uma superfície transparente: uma parte da energia é absorvida, outra parte é refletida e a restante é transmitida para o ambiente da outra face da onde a luz bate. Esses três termos são frações do total incidido, assim, a soma deles é igual a um.

Sendo assim, para o cálculo da carga térmica devido às janelas, só interessa a parcela que é absorvida. A equação (8) mostra a energia solar que atravessa a superfície:

$$q_{sg} = A \cdot (\tau \cdot I_t + N \cdot \alpha \cdot I_t) = A \cdot I_t \cdot (\tau + N \cdot \alpha) \quad (8)$$

Em condições de regime permanente, é possível demonstrar que N é igual a  $U/h_e$ . A equação em termos de  $U$  e  $h_e$  fica:

$$q_{sg} = A \cdot I_t \cdot \left( \tau + \frac{U \cdot \alpha}{h_e} \right) \quad (9)$$

A expressão (9) dividida pela área, para uma folha de vidro claro, é denominada fator de ganho de calor por insolação, FGCI (ou SHGF em inglês). Os valores de FGCI variam de acordo com a orientação (norte, sudoeste, etc), com o

mês do ano e com a latitude do local. Para São Paulo, os valores de FGCI estão na tabela abaixo:

NE	NO	SO	SE	N	L	S	O
407	407	555	555	145	142	672	672

**Tabela 5 – FGCI para São Paulo mês de janeiro**

Um coeficiente de sombreamento, CS, deve ser utilizado para adequar os valores de FGCI para os diversos tipos de vidro, ou mesmo para incluir o efeito de dispositivos de sombreamento interno. Esse coeficiente pode ser calculado por fórmula ou por tabelas já com valores pré-calculados para diversos tipos de vidro, espessura e tipo de cortina. No caso dos vidros do palácio o CS adotado será de 0,95, de acordo com as normas da ASHRAE.

Assim, o cálculo da energia solar que passa pela superfície transparente é dado pela equação:

$$q_{sg} = (FGCI_{máx}) (CS) A \ FCR \quad (10)$$

Mais uma vez, a energia solar que penetra no recinto, não é uma carga térmica instantânea. Essa energia, assim como a radiação das luzes, é inicialmente absorvida pelas superfícies interiores, resultando em uma elevação da temperatura dessas superfícies a uma taxa que depende da capacidade térmica das paredes. E então, a transferência de calor para o ambiente é retardada, e novamente é necessário o uso do FCR para as diversas horas do dia. Os valores de FCR para janelas na cidade de São Paulo estão mostrados na tabela a seguir.

Hora	NE	NO	SO	SE	N	L	S	O
1	0,05	0,12	0,11	0,04	0,08	0,17	0,04	0,12
2	0,04	0,1	0,09	0,04	0,07	0,14	0,03	0,1
3	0,04	0,08	0,08	0,03	0,05	0,11	0,03	0,08
4	0,03	0,06	0,06	0,02	0,04	0,09	0,02	0,06
5	0,03	0,05	0,05	0,2	0,04	0,08	0,02	0,05
6	0,13	0,06	0,06	0,23	0,06	0,33	0,19	0,06
7	0,28	0,08	0,08	0,41	0,09	0,42	0,37	0,07
8	0,43	0,1	0,1	0,51	0,14	0,48	0,51	0,08
9	0,55	0,12	0,12	0,51	0,22	0,56	0,57	0,1
10	0,62	0,14	0,14	0,45	0,34	0,63	0,57	0,11
11	0,63	0,16	0,16	0,39	0,48	0,71	0,5	0,12
12	0,57	0,24	0,17	0,36	0,59	0,76	0,42	0,14
13	0,48	0,36	0,19	0,33	0,65	0,8	0,37	0,2
14	0,42	0,49	0,23	0,31	0,65	0,82	0,32	0,32
15	0,37	0,6	0,33	0,28	0,59	0,82	0,29	0,45
16	0,33	0,66	0,47	0,26	0,5	0,79	0,25	0,57
17	0,28	0,66	0,59	0,23	0,43	0,75	0,22	0,64
18	0,24	0,58	0,6	0,19	0,36	0,84	0,19	0,61
19	0,19	0,43	0,42	0,15	0,28	0,61	0,15	0,44
20	0,15	0,33	0,33	0,12	0,22	0,48	0,12	0,34
21	0,12	0,27	0,26	0,1	0,18	0,38	0,1	0,27
22	0,1	0,22	0,21	0,08	0,15	0,31	0,08	0,22
23	0,08	0,18	0,17	0,06	0,12	0,25	0,06	0,18
24	0,07	0,14	0,14	0,05	0,1	0,2	0,05	0,14

**Tabela 6 – FCR para radiação em vidros**

## **8. Cargas de Insolação em Superfícies Opacas**

Uma parte da energia solar é refletida e a restante absorvida. Da energia absorvida, uma parte é transmitida por convecção e outra por radiação para o meio exterior, e a restante é transmitida para o interior ou absorvida temporariamente, aumentando a energia interna da parede.

Simplificando equações com os termos de refletividade e absorvidade, chega-se à equação:

$$q_p = U_p A (t_{eq} - t_{int}) \quad (11)$$

A temperatura equivalente, denominada temperatura ar-sol, é igual à temperatura externa acrescida de um valor que leva em conta o efeito da radiação solar.

A utilização da temperatura ar-sol é um meio conveniente da avaliação da carga térmica de insolação em superfícies opacas. Em paredes opacas, o efeito do armazenamento térmico pode ser significativo, resultando daí uma estimativa exagerada do calor trocado quando se utiliza simplesmente a diferença de temperatura  $t_{eq} - t_i$ . A fim de incluir o efeito de armazenamento da estrutura, uma diferença de temperatura equivalente foi introduzida, a diferença de temperatura para carga de refrigeração, o chamado DTRC (ou CLTD em inglês), que leva em conta tanto o calor recebido por insolação quanto a capacidade térmica da parede.

Os valores de DTCR são encontrados em tabelas, considerando algumas condições, ou seja, ele é valido para temperatura interna de 25°C, externa máxima de 35°C, média de 29°C e variação diária de 12°C. Como normalmente essas condições não são encontradas nos projetos, é necessário corrigir o DTCR. A equação para essa correção fica:

$$DTCR_{cor} = DTCR + (25 - t_i) + (t_{media} - 29) \quad (12)$$

Com  $t_i$  sendo temperatura interna de bulbo seco de projeto e  $t_{media}$  a temperatura de bulbo seco externa média de projeto para o dia. A tabela dos valores de DTCR é mostrada a seguir:

Hora	NE	NO	SO	SE	N	L	S	O
1	11	15	14	9	11	8	11	17
2	10	14	12	8	10	7	10	15
3	9	12	11	7	8	7	8	13
4	7	10	9	6	7	6	7	12
5	6	9	8	5	6	5	6	10
6	5	8	7	5	5	4	5	9
7	5	6	6	4	4	3	5	7
8	5	5	5	4	4	3	5	6
9	5	4	4	6	3	3	7	5
10	7	4	4	8	3	3	10	5
11	10	4	4	10	4	4	13	5
12	12	5	4	11	5	4	15	5
13	14	5	5	12	7	5	17	6
14	16	7	6	13	9	6	18	6
15	17	9	7	13	11	6	18	8
16	18	12	8	13	13	7	18	10
17	18	15	10	14	15	8	18	13
18	18	18	12	14	16	9	18	17
19	17	20	15	14	16	10	17	20
20	17	21	17	13	16	11	17	22
21	16	21	18	13	15	11	16	23
22	15	20	17	12	14	10	15	22
23	14	19	16	11	13	10	14	21
24	12	17	15	10	12	9	12	19

**Tabela 7 – DTCR para condução em paredes**

Assim, a equação para determinar o fluxo de calor através da parede, considerando o armazenamento térmico fica a seguinte:

$$q_p = U \cdot A \cdot (DTCR) \quad (13)$$

Analogamente se calcula a condução através dos vidros. Para isso, as equações são as mesmas, e a tabela de DTCT é única para todas as orientações. A tabela está apresentada a seguir:

Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
CLTD	1	0	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	2	4	5
Hora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
CLTD	7	7	8	8	7	7	6	4	3	2	2	1

**Tabela 8 – DTCT para condução em vidros**

## **9. Carga Térmica na serpentina**

Com todos os passos anteriores, se calcula a carga térmica total requerida para cada ambiente. Agora, com essa informação, é necessário determinar a carga térmica na serpentina, ou seja, a potência que o equipamento de ar condicionado deve ter para transformar as condições ambientes nas ideais do projeto.

Primeiramente é necessário determinar a vazão que o ar será insuflado no ambiente. Isso é feito segundo a equação (14):

$$\text{Vazão} * (h_{\text{interna}} - h_{\text{insuflamento}}) = CT_{\text{total}} \quad (14)$$

Com essa vazão, determina-se a carga térmica total na serpentina com a equação (15), que leva em conta a entalpia da mistura, ou seja, das condições ambientes com as de projeto:

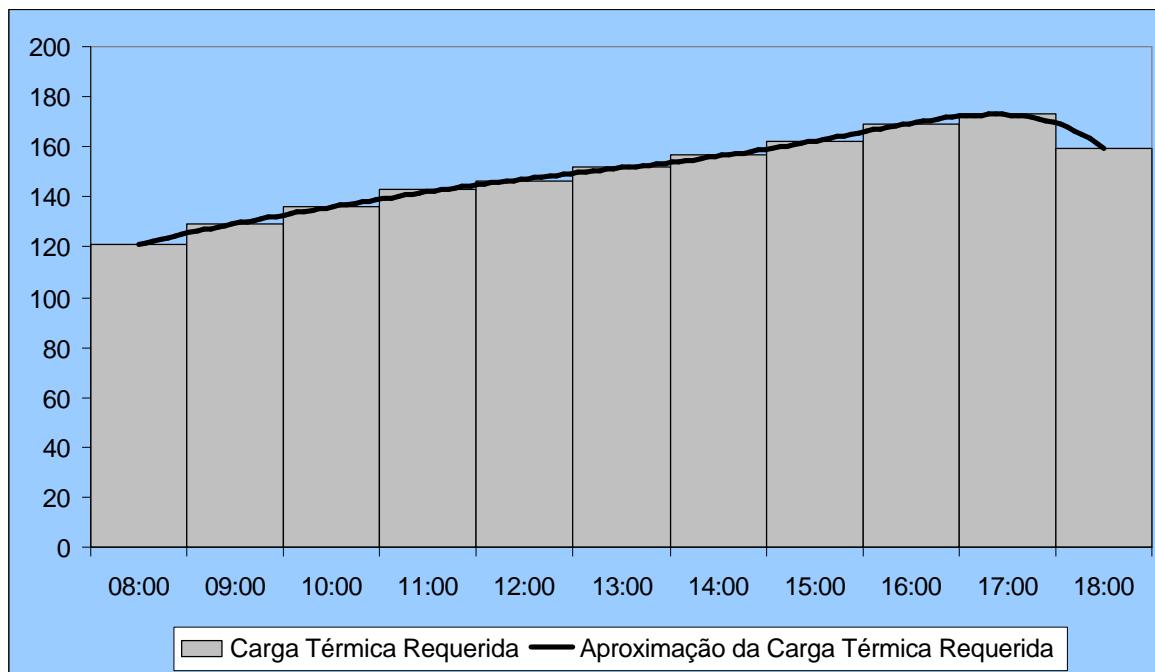
$$\text{Vazão} * (h_{\text{mistura}} - h_{\text{insuflamento}}) = CT_{\text{serpentina}} \quad (15)$$

## **10. Resultados do Cálculo da Carga Térmica**

De acordo com os passos descritos nos itens acima, a carga térmica total na serpentina foi calculada. Os resultados detalhados estão mostrados em tabela anexa, mas o total foi de aproximadamente 180 TR.

Assim, segundo o método de cálculo de carga térmica, foi determinado que o equipamento de ar condicionado a ser instalado deve ter uma capacidade de 180 TR. Esse valor é muito plausível, e existem inúmeros fabricantes de máquinas com essa potência.

A distribuição da carga térmica requerida ao longo do dia está apresentada na figura 5. Como a utilização do edifício acontece apenas no horário comercial, o estudo se restringe ao período das 08:00 às 18:00, considerando que fora desses horários o equipamento pode ser totalmente desligado.



**Figura 5 – Distribuição da Carga Térmica ao Longo do Dia em TR**

Hoje, o Palácio dos Bandeirantes tem ao todo mais de 250 TR em climatização, porém muito mal distribuídos e com menor eficiência. Só de comparar esses valores brutos já se percebe que a instalação de um sistema central trará enormes benefícios para o prédio.

## Alternativas de Projeto

Hoje, o Palácio possui mais de 250TR de equipamentos de ar condicionado instalado, porém devido à péssima distribuição e a um estado de conservação ruim, muitas salas do edifício estão sem nenhum sistema de climatização. Essas máquinas juntas gastam aproximadamente quase 300kWh por mês de energia, que corresponde a uma despesa de mais de R\$25.000,00.

Dado esse enorme potencial de redução de gastos com a conta de luz, fica evidente a necessidade da instalação de um sistema central de ar condicionado. Isso traria menor gasto operacional, com manutenção mais barata e menor demanda de energia, sem contar o fato de que condicionaria todo o edifício, e não apenas algumas áreas, como acontece hoje.

Para uma instalação desse porte, com aproximadamente 200TR e uma distribuição de seu uso bem regular, já que é um conjunto de escritórios que são utilizados no horário comercial, tendo uma demanda constante todo o dia, e com a possibilidade de ser desligado durante a noite, o ideal seria instalar uma central de água gelada, um *chiller*. Esse sistema é o mais indicado para grandes projetos com pequena variação da carga requerida durante o dia.

Porém, o trabalho também busca comparar os custos e benefícios de se utilizar outros sistemas de ar condicionado. A idéia principal é comparar a instalação de um *chiller* com a de um *self contained*, já que são os dois sistemas mais comuns no mercado brasileiro. Ao se utilizar *selfs*, necessita-se um menor investimento inicial, porém em grandes instalações, o menor custo operacional do *chiller* acaba o tornando mais vantajoso.

Além desses dois sistemas mais comuns, também foi estudado um novo equipamento, relativamente moderno no país, muito pouco utilizado, que é equipamento com o volume de refrigerante variável (VRV). Com um funcionamento similar ao do multi-*split* (uma condensadora que suporta inúmeras evaporadoras), ele aparece como uma novidade com grandes atrativos para ganhar espaço no mercado.

Assim, neste capítulo basicamente serão levantadas algumas alternativas de instalação a serem realizadas, discutindo suas vantagens e desvantagens, tendo seus custos comparados, para que seja possível indicar qual destas é a melhor alternativa, e em quanto tempo ela se paga.

Todas as alternativas partem de desinstalar os equipamentos de janela existentes hoje, sucatando todas as máquinas já obsoletas e instalando o novo sistema central que abrange todo o edifício. O custo da remoção desses aparelhos será descartado, supondo-se que ele se pague com a receita provinda da venda dos equipamentos removidos. Também será descartado o custo da mão de obra para a instalação do novo sistema, já que o Palácio possui um quadro de funcionários permanente capaz de realizar parte dessa obra, sem onerar ainda mais o Estado.

Sendo assim, o único custo a ser considerado será o dos equipamentos e seus acessórios, como dutos, grelhas, canos de cobre entre outros. Serão comparados os gastos com cada sistema nas diferentes alternativas propostas, e depois será escolhida a mais apropriada.

Todos os preços foram obtidos através de consultas informais a fornecedores e fabricantes. Para todos os itens, foi levantado apenas um único orçamento, ou seja, não houve uma análise de quem oferecia o melhor preço. Porém, como o intuito do trabalho é apenas estimar os custos de instalação de algumas alternativas para o sistema de climatização do Palácio dos Bandeirantes, esse fato não atrapalha a precisão dos resultados.

## ***Sistemas Atuais***

### ***Self Contained***

O *self* é um equipamento simples, projetado para ser um “aparelho de janela” de grande porte. Possui a condensadora e evaporadora em um único gabinete, necessitando de uma casa de máquinas e dutos para a distribuição do

ar nos ambientes. Pode ter condensação a ar acoplado, ar remoto ou a água, buscando maior eficiência dada as limitações de projeto.

Com uma eficiência menor que do *chiller* e do VRV, ele vem cada vez mais perdendo mercado para o *split* e agora para o VRV. Suas únicas vantagens são de ter um custo de instalação menor e uma manutenção mais simples e menos dispendiosa.



**Figura 6 – Foto de um Equipamento Self Contained**

### ***Chiller***

Um sistema central de ar condicionado muito mais complexo e eficiente do que os outros, sua maior eficiência só é compensada para grandes capacidades, dado seus altos custos inicial e de manutenção.

A central *chiller* resfria água até uma temperatura de aproximadamente 8°C, e essa água é distribuída pelo edifício até os *fancoils*. Estes a utilizam para resfriar o ar e insuflá-lo nos ambientes através de uma rede de dutos semelhante a do *self*.

Para este sistema existem várias opções visando diminuir o consumo de energia. Pode ter condensação à ar ou à água, um banco de gelo que evita gastos de energia nos horários onde a tarifação é maior, ou até mesmo diferentes tipos de compressores que aumentam sua eficiência em carga parcial.

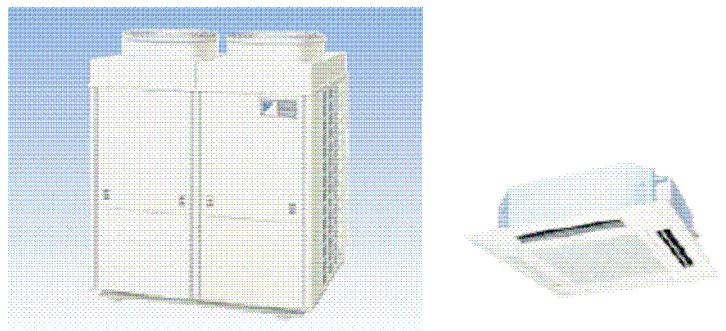


**Figura 7 – Foto de uma Central *Chiller* e um *Fancoil***

### **Volume de Refrigerante Variável (VRV)**

Sistema moderno, sendo uma evolução do *split*. Consiste em uma condensadora que resfria o fluido refrigerante, que será utilizados por várias evaporadoras para climatizar os ambientes. Sendo assim, não necessita de dutos para a distribuição de ar, tornando muito útil em edificações já construídas, já que necessita apenas de dois tubos delgados de refrigerante passando pelo prédio.

Hoje ainda possui um preço um pouco elevado, porém, por ser mais simples do que o *chiller*, e mais eficiente que o *self*, num futuro próximo pretende roubar uma fatia do mercado de seus dois concorrentes. Além disso, juntamente com o *split*, pode acabar transformando o *self* em um equipamento obsoleto e destinado à extinção.



**Figura 8 – Foto de uma Condesadora e uma Evaporadora VRV**

## **Opção 1 – Self Contained**

A primeira opção seria a mais simples e com menor gasto inicial, utilizando o sistema de *self contained*.

Os *self* são sistemas acoplados, ou seja, a unidade condensadora e evaporadora ficam juntas. Com capacidades normalmente até 30TR, acaba sendo necessária a instalação de várias máquinas na mesma obra. No caso do Palácio dos Bandeirantes, devido ao seu tamanho, seria melhor que as máquinas não ficassesem todas juntas, mas sim próximas dos ambientes que elas irão refrigerar.

Isso causa uma grande limitação para o projeto, o posicionamento dos equipamentos. Lembrando que são máquinas com dimensões significativas, geralmente com quase dois metros de altura e uma base retangular de mais ou menos um metro quadrado de área, dependendo é claro da capacidade e da marca do equipamento. Porém, além de seu tamanho, o *self* necessita de casa de máquinas, o que complica ainda mais o projeto, já que seria necessária a construção de várias casas de máquinas distribuídas pelo prédio.

Mas essa limitação do posicionamento das máquinas pode ser contornada. A edificação é antiga, sendo superdimensionada em todos os aspectos, fazendo com que não seja necessário se preocupar com peso das construções no edifício. No telhado o espaço é amplo para a colocação das casas de máquinas para os equipamentos do piso superior. Como o prédio é uma casa, dotada de um jardim muito amplo, não seria problema fazer as casas de máquinas dos andares inferiores no chão. No Palácio dos Bandeirantes, espaço nunca é uma limitação.

Assim, é bom apontar o fato de se ter que fazer diferentes casas de máquinas espalhadas pelo prédio como uma desvantagem da utilização de sistema *self contained*, mas não como uma restrição. Lembrando que essa é uma desvantagem considerável, já que serão necessárias quatorze máquinas desse tipo, ou seja, serão requeridas aproximadamente dez casas de máquinas cobertas e adaptadas a suportar um aparelho de ar condicionado. Lembrando que a construção das casas de máquinas necessárias em cada opção não está

contabilizada nos custos do projeto, porém o aspecto qualitativo é levado em conta.

Basicamente existem três tipos de *selfs*, variando apenas como é feita a condensação. O primeiro tipo é o mais simples, o de condensação a ar acoplado. Esse aparelho utiliza ar para a condensação, tudo em uma só unidade. O segundo tipo é o de condensação a ar remoto, que também utiliza ar, só que numa unidade diferente do equipamento. A vantagem do condensador a ar acoplado é que mais simples e mais barato, porém o com ar remoto pode obter uma eficiência ligeiramente maior.

Entre os dois tipos de condensação a ar as diferenças são pequenas, a ar acoplado é mais simples, compacto e com menor custo de instalação contra o a ar remoto com maior eficiência e custo de operação menor. Mas todas essas diferenças são sutis, muito pequenas ao se comparar com outros sistemas centrais de climatização.

O terceiro tipo de *self* existente é o com condensação a água. Esse sistema consegue uma eficiência maior que a dos outros modelos, porém com uma instalação e manutenção não tão simples quanto a dos condensadores a ar. Novamente temos um caso de investimento mais elevado com uma performance um pouco superior.

Como os três tipos de *selfs* são muito semelhantes, em todos os aspectos, se comparados com sistema *chiller* ou VRV, estudar alternativas entre um tipo ou outro de condensação fica sendo de menor importância. Assim, será escolhido um tipo de condensação, e com ele será projetada a instalação de um sistema *self*, sendo que se houverem mudanças em algumas das especificações do equipamento, a diferença dos custos seria mínima.

O foco principal do projeto de um novo sistema central de condicionamento de ar era utilizar uma central de água gelada, que deve ser a melhor opção para o edifício. Por isso, o tipo de *self* escolhido foi o de condensação a ar acoplado, que é o mais simples e barato, exatamente as vantagens que esse sistema tem sobre o *chiller*, sendo assim um ótimo parâmetro para comparar com o *chiller*.

Depois de escolhido o equipamento, o sistema *self* requer dutos para passar o ar da máquina até os ambientes. Essa rede de dutos deve ser cuidadosamente projetada, levando em conta perdas de carga, vazões mínimas em cada ponto de insuflação, estando de acordo com a carga térmica requerida pelo ambiente, e também o nível de ruído, já que estamos em um escritório, e com a climatização do ambiente busca-se maior conforto dos ocupantes das salas, mas com muito ruído, isso não seria alcançado.

Sempre que é necessário construir uma linha de dutos em um edifício já pronto, depara-se com inúmeras limitações de projeto. Mas nesse caso, elas são bem pequenas, facilmente contornáveis. O prédio é muito antigo, e no tempo que foi projetado, as edificações tinham um pé direito muito mais alto do que os de hoje em dia. Sendo assim, pode-se fazer um forro, rebaixando o teto em mais de cinqüenta centímetros, espaço mais que suficiente para os dutos, que não existe problema de as salas ficarem muito baixas.

Assim, pode-se projetar a linha de dutos sem restrições de tamanho, e todas as grelhas de insuflação podem ser do tipo cassette, que fica embutida no teto, dando uma aparência muito melhor para os ambientes.

As salas foram divididas em quatorze grupos, onde cada grupo utilizaria uma rede própria de dutos ligada a uma máquina. Os esquemas dos dutos se encontram no anexo 5. Abaixo temos as tabelas das salas que ficaram em cada grupo, com informações da carga térmica requerida pelo ambiente, a vazão necessária para suprir essa carga e a quantidade e modelos dos difusores a serem utilizados.

Assim, os *selfs* selecionados para cada caso são os seguintes:

<b>Desenho 1 - Self de 5TR</b>
<b>Desenho 2 - Self de 15TR</b>
<b>Desenho 3 - Self de 15TR</b>
<b>Desenho 4 - Self de 15TR</b>
<b>Desenho 5 - Self de 15TR</b>
<b>Desenho 6 - Self de 10TR</b>
<b>Desenho 7 - Self de 15TR</b>
<b>Desenho 8 - Self de 10TR</b>
<b>Desenho 9 - Self de 15TR</b>
<b>Desenho 10 - Self de 15TR</b>
<b>Desenho 11 - Self de 10TR</b>
<b>Desenho 12 - Self de 10TR</b>
<b>Desenho 13 - Self de 15TR</b>
<b>Desenho 14 - Self de 15TR</b>

**Tabela 9 – Lista dos *Selfs* Necessários**

Os equipamentos cotados foram os da marca Hitachi, uma gigante mundial no ramo de refrigeração e uma das marcas mais difundidas no país. A lista de preços é a seguinte:

#### ***Self Contained***

Código	Qty	Especificação	Preço Unit.	Preço Total
RP-514AVL	1	Potência de 5TR - Compressor Hermético Alternativo	R\$ 7.700,00	R\$ 7.700,00
RP-1014AVL	4	Potência de 10TR - Compressor Hermético Alternativo	R\$ 10.500,00	R\$ 42.000,00
RP-1516AV	9	Potência de 15TR - Compressor Hermético Alternativo	R\$ 15.900,00	R\$ 143.100,00
<b>Total <i>Self Contained</i></b>				<b>R\$ 192.800,00</b>

**Tabela 10 – Relação das máquinas *self contained***

Aos custos das máquinas devemos somar os custos dos difusores para insuflação do ar e da rede de dutos a serem instalados. O projeto dos dutos e dos dispositivos de perda de carga localizada é algo bem complexo, detalhado e único para cada rede. Assim, o dimensionamento dos dutos está explicitado também no anexo 4, cabendo aqui apenas o custo total da instalação. O custo dos difusores também é algo relevante, estando discriminado abaixo seus custos. Os difusores

são da marca Trox, a líder do país no segmento, o tipo escolhido foi as que ficam embutidas no teto, normalmente com quatro saídas, no formato quadrado.

**Difusores Marca Trox**

Código	Qtd	Especificação	Preço Unitário	Preço Total
ADE 425-2	7	Difusor Linear Quadrado	R\$ 262,95	R\$ 1.840,66
ADE 625-2	11	Difusor Linear Quadrado	R\$ 320,70	R\$ 3.527,72
ADE 825-2	4	Difusor Linear Quadrado	R\$ 446,59	R\$ 1.786,34
ADE 425-4	68	Difusor Linear Quadrado	R\$ 262,95	R\$ 17.880,70
ADE 525-4	48	Difusor Linear Quadrado	R\$ 301,14	R\$ 14.454,72
ADE 625-4	7	Difusor Linear Quadrado	R\$ 320,70	R\$ 2.244,91
ADE 825-4	25	Difusor Linear Quadrado	R\$ 547,23	R\$ 13.680,75
ADE 1025-4	14	Difusor Linear Quadrado	R\$ 625,14	R\$ 8.751,96
ADE 1225-4	68	Difusor Linear Quadrado	R\$ 702,20	R\$ 47.749,60
<b>Total Difusores</b>				<b>R\$ 111.917,36</b>

**Tabela 11 – Difusores de Insuflação**

Os dutos são obtidos através de chapas de metal, moldadas no formato e dimensões desejados. O material escolhido para se fazer os dutos foi obviamente alumínio, utilizando chapas de 22 mm e 24 mm de espessura, com dimensões de 2x1m. A chapa de 22 mm tem um custo em torno de R\$50,00 e a de 24 mm de R\$60,00.

O dimensionamento dos dutos foi feito pelo método da perda de carga constante. Considerando que a velocidade de ar nas tubulações próximas aos ambientes de trabalho não ultrapasse 7,5 m/s. Esse valor é recomendado pela ASHRAE para escritórios.

Após determinada a velocidade máxima na tubulação, determina-se a perda de carga unitária para o duto central, que liga as ramificações ao aparelho de ar condicionado. Depois, calcula-se o diâmetro que a próxima tubulação deve ter para se obter a mesma perda de carga em cada ramificação. No anexo 7, está apresentado um trecho da planilha utilizada para o dimensionamento dos dutos.

A tubulação dos dutos também está apresentada no anexo 4, mas foram utilizados aproximadamente 325m<sup>2</sup> de chapa, com pouco mais de 1 km de dutos por todo o edifício. O custo ficou estima em R\$13.000,00, porém esse número

pode ser arredondado para R\$20.000,00 devido a perdas que sempre ocorrem na instalação, e aos aparatoss para posteriormente se fazer o balanceamento da rede.

Sendo assim, o custo total da primeira opção fica em torno de R\$430.000,00, considerando apenas os custos dos equipamentos, desprezando a instalação e adequação do prédio quando necessário.

O total de potência instalada de *selfs contained* é de 180TR. Considerando que o COP desses equipamentos seja de 2,2 (segundo o fabricante), o consumo aproximado seria de 216kW. Considerando que hoje o consumo médio dos equipamentos de ar condicionado é de 280 kW, temos uma economia de quase 23% no consumo de energia elétrica. Isso representa em termos financeiros, cerca de R\$5.700,00 por mês a menos de gasto com conta de energia.

A manutenção de um equipamento *self contained* não é um grande problema. Com peças relativamente baratas e não existindo a necessidade de pessoal muito especializado para fazer a manutenção regular, pode-se dizer que nesse quesito o *self* leva vantagem, principalmente em relação ao *chiller*. O custo estimado para manutenção foi em torno de R\$24.000,00 por ano.

Para calcular o payback das alternativas, é preciso considerar a taxa de juros da economia para determinar o verdadeiro custo do capital investido ao longo do tempo. Para projeções de longo prazo, é mais aconselhável utilizar a taxa de juros real, e não a nominal, já que despreza os efeitos inflacionários, que se tornam relevantes em longos períodos.

Sendo assim, adotando uma taxa de juros real de 8% ao ano, levando em conta a economia de energia e os gastos com manutenção, o custo de investir R\$430.000,00 na instalação, se paga em aproximadamente 209 meses, quase 17 anos e meio.

Como segundo o fabricante a vida útil para o equipamento para operar em boas condições é de 15 anos, e após esse período seria necessário trocar as máquinas por outras novas, constata-se que essa alternativa não se paga apenas com a economia da conta de energia elétrica. Porém, é bom ressaltar que a instalação em questão é muito mais abrangente do que a atual, portanto mesmo

que necessite de um investimento sem retorno financeiro, ela é necessária do ponto de vista de conforto para os trabalhadores do local.

## ***Opção 2 – Chiller***

A segunda opção é a mais importante, visto que baseado em projetos anteriores semelhantes a esse, essa seria a melhor alternativa para ser instalada. O *chiller*, ou central de produção de água gelada, é um sistema muito mais complexo que o *self*, porém com uma eficiência muito maior.

Enquanto o *self* é uma unidade única, contendo a condensadora e a evaporadora, já expelindo o ar resfriado pronto para ser levado para os ambientes, o processo do *chiller* é bem diferente. A máquina do *chiller* em si, resfria água, até a temperatura de aproximadamente 7°C. Essa água gelada é distribuída por dutos ao longo do edifício. Ela chega até um outro equipamento que são os *fancoils*, que recebem essa água gelada, e com ela, através de uma serpentina, resfriam o ar que vai ser insuflado nos ambientes.

Ligado a um *chiller*, temos inúmeros *fancoils* de potências bem menores. As saídas dos *fancoils* podem ser dutadas, e a partir daqui, as linhas de dutos podem ser as mesmas do projeto do *self contained*, contanto que o *fancoil* tenha a mesma potência.

Sendo assim, dada a complexidade dos cálculos do dimensionamento e balanceamento dos dutos, o projeto da linha de distribuição de ar foi pensada para servir tanto *fancoils* como *selfs*. Então, a colocação dos difusores para insuflar o ar nas salas é exatamente a mesma utilizada na primeira opção com *selfs*. Dessa mesma forma as dimensões dos dutos e os dispositivos de perda de carga também são os mesmos da instalação com *self*, estando mostrada com maiores detalhes no anexo 4.

Como os custos dos dutos e das grelhas são os mesmos da segunda para a primeira opção, a diferença fica apenas na substituição dos aparelhos *selfs* por *fancoils* de mesma potência, e o adicional do *chiller* central. O custo da

distribuição da água gelada vai ser desprezado, embora não seja tão pequeno, é pouco significante perto dos gastos com equipamentos.

Como no prédio não se tem problema para construir uma casa de máquinas grande, a instalação de uma central *chiller* se torna viável e assim muito interessante. A laje superior é grande, espaçosa e agüenta com folga um equipamento desse porte, sendo assim, um ótimo lugar para se construir a casa de máquinas.

Essa é apenas uma das vantagens de se ter um *chiller* ao invés de vários *selfs*, tendo espaço para colocar a central de água gelada, ela é única, enquanto os *selfs* são vários e ficam distribuídos pelo prédio. Os *fancoils* podem ser considerados máquinas de pequenas, e possuem um nível de ruído inferior ao de um equipamento *self contained*. Por isso, podem ser colocados bem mais próximos dos ambientes que devem ser condicionados. Com dimensões bem mais compactas, é bem mais fácil distribuir os *fancoils* pela edificação, já que estes podem ser posicionados em praticamente qualquer lugar.

Por ser um equipamento muito mais complexo, e com muito mais sistemas que o *self*, um *chiller* requer uma manutenção mais rigorosa, e feita por pessoas mais capacitadas. Geralmente, para um sistema central de água gelada de grande porte, o ideal é se ter uma equipe de manutenção permanente no local. Como o Palácio já possui funcionários integrais para a função de manutenção, isso não seria problema algum. Porém, é bom ressaltar que hoje essa mão de obra não é especializada, portanto seria necessário capacitar esses funcionários através de treinamentos específicos.

Sendo assim, a manutenção pode ser apontada como uma desvantagem do *chiller* em relação ao *self contained* devido a dois fatores: maior custo e necessidade de se gastar mais tempo com pessoal especializado. Porém, são desvantagens relativamente pequenas para a sede do Governo do Estado.

Com maiores custos iniciais e de manutenção, sendo essa muito mais complexa e especializada, o sistema *chiller* ainda sim é extremamente mais vantajoso em grandes instalações, devido a sua eficiência ser muito elevada.

Enquanto os melhores *selfs* têm COP próximo a 3, *chillers* chegam facilmente a COP de 5.

Esse COP muito superior faz com que com a mesma potência nominal, equivalente a carga térmica requerida pela instalação, a energia gasta seja muito menor, cerca de 40% menor quando operados em carga máxima. Obviamente temos que somar a energia consumida pelos *fancoils*, mas mesmo assim, a economia é brutal.

Uma desvantagem do *chiller* é que por ser um equipamento único, se operado a carga parcial, ele pode perder um pouco da sua eficiência. A tecnologia desenvolveu novos tipos de compressores e moduladores de freqüência buscando melhor rendimento mesmo quando operado fora da potência máxima. Sendo assim, quando se tem uma demanda que varia muito nos diferentes períodos do dia, um sistema de água gelada pode não ser o mais aconselhável. Como esse não é o caso nesse projeto, já que as salas que serão condicionadas são as dos funcionários do Palácio dos Bandeirantes, e não a do governador e de seus assessores, o horário de trabalho é das oito da manhã às seis da tarde para todos os setores. Isso garante uma uniformidade muito grande quanto à demanda de carga térmica, fazendo do *chiller* um sistema muito apropriado para o edifício.

A colocação dos *fancoils* é mais simples do que a dos *selfs*, já que podem ser encaixados mais facilmente quase em qualquer lugar. Como a rede de dutos e os difusores serão os mesmos da primeira opção, serão necessários quatorze *fancoils* com as seguintes especificações.

### **Fancoil**

<i>Código</i>	<i>Qtd</i>	<i>Especificação</i>	<i>Preço Unitário</i>	<i>Preço Total</i>
TCA-CQ-05	1	Potência de 5TR - Modelo Horizontal	R\$ 3.150,00	R\$ 3.150,00
TCA-CQ-10	4	Potência de 10TR - Modelo Horizontal	R\$ 5.000,00	R\$ 20.000,00
TCA-CQ-15	9	Potência de 15TR - Modelo Horizontal	R\$ 6.300,00	R\$ 56.700,00
<b>Total Fancoil</b>				<b>R\$ 79.850,00</b>

**Tabela 12 – Relação dos Fancoils**

A somatória das potências dos *fancoils* fornece a potência que deve ter a central de água gelada, nesse caso de 180TR. Assim, a máquina selecionada é

também da marca Hitachi, com compressor parafuso, modelo mais difundido em *chillers* dessa capacidade hoje em dia, devido sua ótima eficiência tanto a carga máxima como quando em potência média. O modelo escolhido foi o Hitachi RCU180SAZ 4AP, com condensação a ar com potência nominal de 180TR. Seu preço é de R\$241.500,00.

Para se ter o custo para se instalar em sistema central de água gelada, deve-se somar o preço do *chiller* ao dos *fancoils* e da rede de distribuição (dutos e grelhas). A soma resulta em um investimento de aproximadamente R\$530.000,00.

A manutenção do *Chiller* é com certeza a mais cara de todas. Além de suas peças serem um pouco caras, dada sua complexidade e potência, é um equipamento único que supri toda a instalação. Sendo assim, a manutenção é delicada e requer pessoal especializado para realizá-la, normalmente exigindo uma equipe fixa no local. Como o Palácio já conta com inúmeros funcionários para manutenção, nesse caso esse custo seria amortizado, porém normalmente essa é uma fonte geradora de gastos muito relevantes.

Assim, pelo porte da instalação, estima-se um gasto mensal com a manutenção dessa alternativa em torno de R\$36.000,00 por ano. Como já foi mencionado, é um valor bem alto, mas que pode muito bem ser compensado por uma maior eficiência do equipamento.

Para se estimar o consumo de energia médio mensal, pode-se adotar um COP da instalação inteira do *chiller*, que segundo o fabricante pode ser considerado em torno de 3. O consumo fica em aproximadamente 158kW, resultando numa economia mensal de quase R\$11.000,00. Novamente, adotando uma taxa de juros real de 8% ao ano, o investimento se paga em 88 meses, ou pouco mais de 7 anos.

Esse tempo de 7 anos é muito bom para o retorno do capital investido, lembrando que esse equipamento tem vida útil de pelo menos 20 anos. Sendo assim, essa alternativa se paga apenas com a economia da conta de energia elétrica. Isso comprova a eficácia de se instalar uma central *chiller* no Palácio dos Bandeirantes.

Novamente é importante ressaltar que os gastos na instalação e eventuais adaptações na edificação que forem necessárias para a operação das máquinas estão sendo desprezados. E no caso do *chiller*, o custo da rede de água gelada da central até os *fancoils* também está sendo desprezado, mesmo sendo relevante, ainda é muito menor que o gasto com as máquinas.

### **Opção 3 – Volume de Refrigerante Variável (VRV)**

Visando deixar o trabalho o mais moderno possível, seria interessante discutir novas tecnologias, que já se encontram presentes no mercado. Nos últimos anos, os *splits* vêm ganhando cada vez mais uma parcela maior no mercado. Hoje, muitos ambientes onde poderia se instalar um sistema central, opta-se pela colocação de inúmeros *splits* distribuídos pelo prédio.

Essa tendência se confirma atualmente no Palácio dos Bandeirantes, onde ao invés de se projetar um sistema de climatização central, aparelhos de pequeno porte do tipo *split* vêm sendo instalados. Esse tipo de equipamento tem suas vantagens, como não precisar de um projeto propriamente dito, ter eficiência elevada, ter limitações de instalação mínimas, não destruir a estética da edificação, entre outras.

Porém, essa prática de se instalar *splits* sem conhecimento do sistema vem causando muitos problemas. Por exemplo, normalmente se lacra toda a ventilação do ambiente, esperando que apenas o ar condicionado seja capaz de climatizar o ambiente. Porém, ao fazer isso, acaba-se com a renovação de ar, fazendo este depois de um tempo ficar viciado. Além de não dispersar os poluentes, a concentração de gás carbônico no ambiente cresce até níveis muito elevados, causando sonolência nos ocupantes do recinto. Sendo assim, ao se instalar um *split*, é necessário projetar um sistema de ventilação que promova a troca do ar da sala com o meio exterior.

Outro problema que surge ao se instalar inúmeros aparelhos *split*, é que o custo da manutenção se torna muito elevado. Ao invés de se ter um sistema central, ou algumas máquinas *self contained*, existem centenas de *splits*. Com o

passar do tempo, o que seria manutenção de uma ou poucas máquinas, necessitando apenas trocar algumas peças, se torna uma operação muito maior, mais dispendiosa e necessitando de muito mais operários para realizá-la. Esse é um outro problema encontrado hoje no Palácio.

Sendo assim, não seria interessante propor uma alternativa a qual se pretende instalar inúmeros aparelhos *split* espalhados pelo edifício. Porém, os avanços tecnológicos vieram para resolver esses problemas e viabilizar um projeto de *splits* para grandes edificações.

Muito pouco conhecido no Brasil, porém já utilizado há algumas décadas no exterior, o sistema de volume de refrigerante variável é um sistema similar ao *split*, porém, ao invés de ter uma condensadora de baixa capacidade, ligada a no máximo quatro evaporadoras todas de pequeno porte, esse sistema conta com uma condensadora com uma potência bem maior, suprindo inúmeras evaporadoras, podendo ter até mais de 45 destas ligadas a uma única condensadora.

Esse sistema também não seria como o *chiller*, onde se tem uma central única, com potências mais próximas às dos *selfs* maiores, seriam necessárias algumas condensadoras no lugar dos *selfs* e inúmeras evaporadoras no lugar dos difusores.

A grande vantagem vem do fato de não se precisar construir a rede de dutos, o que barateia e facilita muito a instalação. Sem contar que isso geralmente é uma limitação de projeto em edifícios já prontos, além de ocupar um espaço considerável na edificação. No lugar dos dutos temos dois tubos de cobre, de certa forma delgados, que vão da condensadora até as evaporadoras. Passar esses canos pelo prédio é muito mais fácil que passar os dutos, exigindo modificações muito menores no edifício.

Uma vantagem sobre o *self contained* é que embora exista a necessidade de instalar várias máquinas, todas elas podem ficar numa mesma casa de máquinas. Enquanto os *selfs* ficam espalhados pelo prédio, criando um problema de posicionamento dos equipamentos, os VRVs podem ficar a enormes distâncias

das evaporadoras, tanto vertical como horizontalmente. Isso diminui ainda mais as restrições de projeto.

Já em relação ao *chiller*, a grande vantagem apontada pelos fabricantes é que como não possui uma central única e é uma tecnologia mais moderna, a eficiência com carga parcial é muito superior nos VRVs. Se algumas salas estão sendo utilizadas, apenas as condensadoras e evaporadoras respectivas estarão funcionando, enquanto a maioria dos equipamentos estará desligada. Já no *chiller*, mesmo se apenas um ambiente necessita climatização, a central de água gelada tem de estar ligada.

Os defensores do VRV dizem que o sistema dominará ambientes como escritórios, estabelecimentos comerciais e residenciais. Sendo assim, o futuro do *chiller* ficaria restrito a projetos que precisem de carga plena por todo o período de utilização, como em shoppings, auditórios, ambientes industriais, etc.

Com, supostamente, uma eficiência próxima a de um *chiller*, os sistemas VRV são inovadores, e por isso comparação entre esse sistema e os mais utilizados atualmente é muito válida. Como a utilização do equipamento de ar condicionado é quase constante ao longo do dia, essa alternativa ainda não é tão atrativa nesse caso, mesmo assim, os resultados são quase imprevisíveis.

Porém, é bom ressaltar que essa é uma tecnologia nova no país, por isso pouco se sabe sobre ela. Suas vantagens são apontadas apenas pelos fabricantes, e suas desvantagens são pouco conhecidas pela falta de experiência com o sistema. Algumas ressalvas já podem ser feitas. Primeiro que assim como com os *splits*, é necessário se projetar dispositivos que farão a renovação do ar ambiente com o meio externo, já que o sistema não promove troca de ar. Outro problema é que teremos centenas de metros de tubos de cobre passando pelo edifício. As junções desses tubos devem ser feitas através de soldas, criando um potencial problema sério de vazamentos. Lembrando que diferentemente da distribuição da água gelada, o vazamento seria de refrigerante, componente muito caro para ser desperdiçado. Sem contar que por ser algo novo, a manutenção é cara e com poucas pessoas especializadas.

O fabricante Daikin, através da engenheira Renata, se propôs a fornecer um projeto simplificado de uma instalação do novo sistema VRV II para o Palácio dos Bandeirantes.

O projeto é realmente mais simples que o do *chiller* ou mesmo do *self*, devido à falta da rede de dutos. Basicamente deve-se selecionar as evaporadoras adequadas para cada ambiente, e depois calcular os diâmetros dos tubos e o tamanho dos refnets (dispositivos que unem uma bifurcação dos dutos) que serão colocados desde a condensadora até as evaporadoras.

O projeto detalhado das linhas de distribuição está no anexo 6. Já o consolidado dos equipamentos e acessórios requeridos está apresentado na tabela a seguir.

### Condensadoras

Código	Quantidade	Especificação
RXY16MYL	1	16HP - 56000kcal (140%) - PF 18kW / 220V / 3 / 60Hz
RXY26MYL	1	26HP - 86800kcal (134%) - PF 28,7kW / 220V / 3 / 60Hz
RXY28MYL	2	28HP - 92700/95200kcal (132/136%) - PF 30,3kW / 220V / 3 / 60Hz
RXY40MYL	1	40HP - 131700kcal (131%) - PF 44,9kW / 220V / 3 / 60Hz
RXY48MYL	1	48HP - 159900kcal (133%) - PF 46,7kW / 220V / 3 / 60Hz

### Evaporadoras

Código	Quantidade	Especificação
FXA20LVE	44	A20 - Hi Wall
FXA25LVE	11	A25 - Hi Wall
FXA32LVE	2	A32 - Hi Wall
FXA63LVE	1	A63 - Hi Wall
FXK25LVE	1	K25 - Cassete de canto
FXF25LVE	25	F25 - Cassete com 4 saídas
FXF32LVE	21	F32 - Cassete com 4 saídas
FXF40LVE	34	F40 - Cassete com 4 saídas
FXF63LVE	28	F63 - Cassete com 4 saídas
FXF80LVE	5	F80 - Cassete com 4 saídas

### Refnet

Código	Quantidade	Especificação (em 10 <sup>2</sup> kcal)
KHRJ26K11T	34	<100
KHRJ26K18T	29	100<x<160
KHRJ26K37T	44	160<x<330
KHRJ26K40TP	37	330<x<640
KHRJ26K75TP	17	640<x<900
KHRJ26K76TP	7	>900

### **Piping**

<i>Código (mm)</i>	<i>Quantidade</i>	<i>Especificação</i>
φ 6,4	313	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante
φ 9,5	320	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante
φ 12,7	548	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante
φ 15,9	425	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante
φ 19,1	291	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante
φ 22,2	63	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante
φ 25,4	235	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante
φ 34,9	266	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante
φ 41,3	65	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante
φ 54,1	63	Metragem de Tubo de Cobre Revestido de Isolante

<b>Total Equipamentos</b>	<b>R\$ 1.165.506,06</b>
---------------------------	-------------------------

**Tabela 13 – Lista dos equipamentos da Daikin**

O orçamento total fornecido pela Daikin foi de US\$544.629,00, que pela cotação do dólar no dia 30/10/2006 que era de 2,20R\$/US\$, fica em R\$1.166.300,00. Segundo o fabricante o COP do equipamento é de 2,9. Esse COP dado pela Daikin parece um pouco alto, talvez um equipamento novo consiga tal eficiência, porém como não é possível chegar a um outro valor, será adotado COP de 2,9 mesmo.

A manutenção dos equipamentos VRV tende a ser a mais econômica. Porém, por ser uma tecnologia moderna e com peças importadas e ainda vendidas em pequena escala. Esses fatores fazem com que as peças de reposição fiquem muito caras, o que com que o custo de manutenção não seja tão baixo.

O custo de manutenção estimado foi de aproximadamente de R\$28.8000,00 por ano. Porém, grande parte desse valor é devido ao alto preço das peças, sendo assim, a tendência é com o passar dos anos esse valor caia brutalmente, tornando a alternativa ainda mais interessante.

Sendo assim, o total gasto com a instalação do sistema VRV é de aproximadamente R\$1.200.000,00, já que todo o equipamento está incluso neste preço. O consumo médio mensal fica em torno de 145kW, representando uma economia de R\$12.000,00 por mês. Considerando uma taxa de juros de 8% ao

ano, juntamente com o custo da manutenção, essa alternativa se paga em 222 meses, ou 18 anos e meio.

Como a vida útil dos equipamentos é em torno de 12 anos, esse projeto não se paga apenas com a economia da energia gasta. Porém, é bom lembrar que atualmente muitos ambientes não possuem nenhuma climatização, e que os custos de manutenção de hoje não estão sendo contabilizados, o que aumentaria a economia. Isso prova que mesmo a alternativa não se pagando apenas com a economia de energia, ela é viável, porém pode não ser a melhor opção.

## Resultados

Segundo os cálculos feitos, a melhor opção acabou sendo a de se instalar uma central de água gelada *chiller*, que foi a única que consegue pagar os custos de implantação, apenas com a economia da redução do consumo de energia. Abaixo está apresentada uma tabela que melhor compara as alternativas:

Opção 1	Self	Opção 2	Chiller	Opção 3	VRV
Dutos	R\$ 20,000.00	Dutos	R\$ 20,000.00	Máquinário	R\$ 1,166,300.00
Difusores	R\$ 110,000.00	Difusores	R\$ 110,000.00		
Máquinas	R\$ 300,000.00	Fancoils	R\$ 150,000.00		
		Chiller	R\$ 250,000.00		
Total	R\$ 430,000.00		R\$ 530,000.00		R\$ 1,166,300.00
Capacidade	180 TR		180 TR		160 TR
Capacidade	633.6 Kw		633.6 Kw		563.2 Kw
COP	2.2		3		2.9
Tempo em carga máxima	75%			Taxa de juros	8% ao ano
Consumo	216 kW		158.40 kW		145.6551724 kW
Antigo	280 kW		280 kW		280 kW
Economia	-22.86%		-43.43%		-47.98%
Em reais	-R\$ 5,714.29		-R\$ 10,857.14		-R\$ 11,995.07
Manutenção	R\$ 2,000.00		R\$ 3,000.00		R\$ 2,200.00
Retorno do investimento	209 meses		88 meses		222 meses
Retorno do investimento	17.4 anos		7.3 anos		18.5 anos
Vida útil	15 anos		20 anos		12 anos
VP (20 anos)	R\$ 533,222.83		-R\$ 1,977,923.09		R\$ 2,049,446.65

**Tabela 14 – Comparativo entre alternativas**

Como era de se esperar a opção de se instalar *selfs contained* foi a de menor custo de instalação. Porém, o gasto com o sistema VRV ficou um pouco acima do esperado. Isso porque é uma tecnologia nova no país, um produto importado e vendido em pequena escala. Assim, o custo do *chiller* fica mais caro do que o do *self*, porém, bem mais barato do que o VRV.

Para avaliar a economia gerada por cada um, o primeiro passo é a determinação do COP. Todos os valores são dados do fabricante, porém é bom ressaltar que esse é o COP quando o equipamento está novo e em perfeitas condições. Com o passar do tempo, o equipamento vai perdendo eficiência, e isso se reflete como uma queda no COP. Uma tecnologia é mais sensível do que outra, o que distorce os resultados com o passar dos anos. Sendo assim, os cálculos são feitos considerando COP constante ao longo da utilização, e seu valor é o dado do fabricante.

Como foram dados pelos fabricantes, alguns COP ficaram um pouco acima do comum, mas nada que indique informação falsa. O *self* tem um COP de 2,2, enquanto o *chiller* tem 3 e o VRV, ficou com 2,9. Considerando que o equipamento fica 75% do tempo em potência máxima, pode-se calcular o gasto de energia de cada sistema.

Obviamente o *self* será o que mais gasta, em torno de 216kW, apresentando uma economia quando comparado ao sistema atual que gasta 280kW de quase 23%. Já o *chiller* consome menos de 160kW, resultando numa economia de 43%. Para o VRV, mesmo ele tendo um COP um pouco inferior do que o do *chiller*, como a potência total instalada foi um pouco menor, sua economia é a maior de todas, consumindo apenas 145kW, uma redução de 48kW no gasto com energia.

Pela análise energética, concluiu-se que o gasto em dinheiro com os aparelhos de ar condicionado atualmente ficam em torno de R\$25.000,00. Como o Palácio dos Bandeirantes tem uma tarifação de energia diferenciada, ou seja, não paga apenas a energia utilizada, mas também por demanda no pico, demanda contratada entre outros fatores. Por isso, uma redução no consumo do ar condicionado não significa diretamente uma diminuição do preço da conta de

energia. Porém, apenas para fins comparativos, será adotado como gasto de R\$25.000,00 com ar condicionado, e a diminuição será do percentual economizado em cima desse valor.

Assim, a menor economia de todas fica com o *self*, cerca de R\$5.700,00, contra R\$10.800,00 do *chiller* e quase R\$12.000,00 do VRV. Esses valores mostram o quanto seria economizado na diminuição da conta de energia, ao se sucatar todos os equipamentos de ar condicionado existentes hoje, e se instalar o sistema proposto.

Para uma melhor análise do retorno que cada alternativa traria, é importante contabilizar os gastos com manutenção. Como essa é uma informação que não pode muito ser calculada, foi feito um levantamento do custo de manutenção por TR para cada equipamento. Chegou-se a valores de R\$24.000,00 por ano para *self*, R\$36.000,00 para *chiller* e R\$26.400,00 para o VRV.

Da economia de energia que cada sistema promoverá, foi descontado o gasto com a manutenção. Assim, está sendo suposto que este é um custo não existente hoje, e que surgirá com a implementação do novo sistema. É bom salientar que hoje o gasto com manutenção é altíssimo, maior mesmo que o gasto previsto com um sistema central *chiller*. Porém, como isso faz parte das contas do Palácio, não foi possível ter acesso a esse valor, portanto não será contabilizada a economia gerada pela desativação dos equipamentos atuais. Mas é bom ressaltar que esse é um gasto bem relevante, que faria as opções mais viáveis, e que se pagariam em muito menos tempo.

Considerando uma taxa de juros real de 8% ao ano, ou seja, 0,64% ao mês, como custo de se emprestar o montante necessário para a instalação do novo sistema, foram feitos os cálculos de quanto tempo o investimento se pagaria, considerando a economia gerada pela redução da conta de energia.

A pior alternativa pelos cálculos ficou com o VRV, com pay-back de 222 meses, 18 anos e meio. Esse período elevado se deu por causa do elevado custo do equipamento, que juntamente com a alta taxa de juros existente no país fez a alternativa não ser viável, mesmo a economia mensal sendo a maior de todas.

Bem próximo do retorno do VRV, está o *self contained*, que se paga em 209 meses, pouco menos de 17 anos e meio. Com certeza essa não é uma boa alternativa, tanto que é um sistema quase obsoleto nos dias de hoje, porém é um ótimo parâmetro para analisar os ganhos de uma tecnologia nova como VRV ou mesmo uma já consolidada como *chiller*.

O melhor retorno do capital, e única opção viável que se paga considerando a vida útil dos equipamentos, foi a instalação de uma central de água gelada *chiller*. A alternativa se paga em apenas 88 meses, pouco mais de 7 anos, tempo muito menor do que o seu tempo de vida, pelo menos vinte anos.

O valor VP, representa o valor presente de se instalar cada opção no período de 20 anos. Ou seja, considerando a taxa de juros da economia, com esse valor se determina exatamente quanto cada alternativa custará ao todo no final do período. O resultado foi que o *self* nos próximos 20 anos custará pouco mais de R\$500.000,00, enquanto o VRV custará mais de R\$2.000.000,00, e comprovando a eficiência do *chiller*, com essa opção, tem-se uma economia de quase R\$2.000.000,00 para os próximos 20 anos.

No final a melhor alternativa foi exatamente a que se esperava com base em instalações já existentes. O *chiller* tem um custo inicial bem menor do que o VRV, e um custo operacional levemente superior. Já comparando com o sistema com *self*, o custo inicial com o sistema central fica um pouco maior, mas também o custo operacional é menor. Dessa forma, o sistema com *chiller* torna-se mais atrativo do ponto de vista econômico para esta edificação.

## Conclusão

A primeira proposta do trabalho era fazer uma análise energética do Palácio dos Bandeirantes, a sede do Governo do Estado de São Paulo, para se poder determinar o potencial de economia existente em se instalar um sistema central de climatização. Com as contas de energia e a relação dos equipamentos existentes pode-se chegar ao percentual e o valor gasto pelo ar condicionado hoje.

Além do caráter quantitativo, também foram feitas observações qualitativas quanto ao sistema atual. É importante ressaltar que hoje, os equipamentos não suprem a carência de todo o edifício, mas sim de um restrito número de pessoas, o que causa desconforto a muitos trabalhadores e desigualdade entre muitos deles, já que alguns possuem ar condicionado na sala e outros não.

Sendo assim, mais importante do que o retorno financeiro, a instalação de um sistema de climatização que atenda ao prédio todo, trará uma melhoria sensível na qualidade do ambiente de trabalho. É bom ressaltar que o clima da cidade de São Paulo mudou muito nas últimas décadas, e cada vez mais se chega à conclusão que ar condicionado não é um supérfluo em escritório, mas sim uma necessidade.

Esses fatores comprovam a viabilidade do projeto, assim como certa urgência para que seja colocado em prática. O sistema mais adequado foi considerado o *chiller*, que mostrou um retorno de capital em aproximadamente 7 anos.

Para implementá-lo, o investimento seria de pouco mais de meio milhão de Reais, valor totalmente plausível para ser levantado como empréstimo pelo Governo do Estado. Por isso, o valor do investimento torna essa proposta totalmente viável. Com a economia da energia gasta, é possível pagar o empréstimo feito para a instalação.

A taxa de juros utilizada nos cálculos foi de 8% ao ano. Hoje, a taxa básica de juros da economia está na casa dos 13% nominalmente e 10% no valor real. As explicações para o valor adotado são que primeiro, a taxa escolhida foi a real, pois considerando que a energia subirá de acordo com a inflação, ou seja, em projeções de longo prazo, os efeitos inflacionários não podem ser desprezados, e ao utilizar-se a taxa de juros real esse problema é eliminado. O segundo fator é que a taxa de juros apresenta uma forte tendência de queda, devendo chegar ao valor de 8% ao ano em menos de um ano, sendo assim, esse seria o valor mais plausível.

Um ponto muito importante a ser discutido é que hoje a energia ainda é relativamente muito barata no Brasil. Por isso, o custo operacional ainda tem

menor peso que o custo inicial. Porém isso vem mudando rapidamente de uns anos pra cá. Depois do “apagão”, que passado ele resultou num aumento significativo no custo da energia, para os próximos anos as previsões são as piores para o setor.

Com um investimento insuficiente na produção de energia, e medidas que foram tomadas resultaram em problemas futuros, não se descarta a possibilidade de um novo “apagão” em poucos anos. Outro aspecto importante a ser considerado está relacionado ao aumento das tarifas de energia cada vez mais freqüente.

Sendo assim, a perspectiva é que a instalação se pague em bem menos tempo do que o previsto, e se for considerado que esse gasto deixou de crescer fortemente. Isso fica como um aviso para todas as áreas, cada vez mais substituir equipamentos antigos por mais modernos com economia de energia é interessante e lucrativo.

A necessidade e a viabilidade econômica do projeto estão mais do que comprovada, agora faltam os aspectos técnicos. Primeiramente, uma vantagem do edifício é quase nenhuma restrição à instalação de qualquer tipo de sistema de climatização. Com Lages superdimensionadas, espaço amplo no telhado para casa de máquinas, e pé direito bem elevado para a instalação de dutos, todos os elementos necessários para a operação de um *chiller* o prédio oferece.

Esse é um aspecto que o VRV leva grande vantagem, que é contornar melhor as restrições de edifícios já construídos, porém neste caso não existe grande problema de se instalar os dutos de ar, água gelada e posicionar tanto os *fancoils* como a central *chiller*.

Sendo assim, a proposta é mesmo de se instalar uma central *chiller* para o Palácio dos Bendeirantes, com investimento inicial de R\$530.000,00, investimento que se paga em cerca de 7 anos, e é previsto um gasto anual com manutenção em torno de R\$35.000,00. O equipamento (central de água gelada e *fancoils*) tem vida útil em torno de 20 anos, tempo que pode ser superado se a operação e a manutenção forem bem feitas.

Com tudo isso, a proposta do trabalho foi atendida, já que a matriz energética do edifício foi calculada, e posteriormente foram analisadas alternativas para o projeto de um sistema de climatização central que atendesse a todo o prédio, e então foi escolhida a melhor opção para ser instalada. Todos os custos foram estimados, e concluiu-se que a opção mais adequada é a utilização de um *chiller* para o local.

## Referências Bibliográficas

- ASHRAE (2001). Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York.
- Stoecker, W. F.; Jones, J.W. Refrigeração e ar condicionado. Ed. McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.
- Mariani, A. L. Notas de aula PME 2515 – Ar condicionado e ventilação, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.

## **ANEXO 1**

### **Equipamentos de Ar Condicionado Operando**

Sala	Potência (BTU/h)	Potência Consumida	Marca	Estado
------	------------------	--------------------	-------	--------

(kW)				
Sala	Potência (BTU/h)	Potência Consumida	Marca	Estado
1	30,000	3.2593	Springer	Regular
2	30,000	3.2593	Springer	Regular
4	24,000	2.0406	Split	Bom
4	24,000	2.0406	Split	Bom
4	24,000	2.0406	Split	Bom
6	21,000	2.2815	Springer	Regular
10	18,000	1.9556	Consul	Regular
10	18,000	1.5304	Split	Bom
10	18,000	1.5304	Split	Bom
13	30,000	3.2593	Springer	Regular
21	21,000	2.2815	Springer	Regular
30	30,000	3.2593	Consul	Ruim
31	30,000	3.2593	Consul	Ruim
32	21,000	2.2815	Springer	Regular
33	30,000	3.2593	Springer	Regular
33	18,000	1.9556	Consul	Regular
34	21,000	2.2815	Springer	Regular
53	18,000	1.9556	Springer	Regular
57	21,000	2.2815	Springer	Ruim
57	21,000	2.2815	Springer	Ruim
57	21,000	2.2815	Springer	Ruim
58	18,000	1.9556	Springer	Regular
73	21,000	2.2815	Springer	Regular
74	21,000	2.2815	Springer	Regular
74	7,000	0.7605	Consul	Regular
74	21,000	2.2815	Consul	Regular
77	30,000	3.2593	Springer	Regular
78	30,000	3.2593	Consul	Regular
78	30,000	3.2593	Consul	Regular
83	30,000	3.2593	Consul	Regular
83	21,000	2.2815	Springer	Regular
83	21,000	2.2815	Springer	Regular
90	24,000	2.0406	Split	Bom
90	24,000	2.0406	Split	Bom
90	24,000	2.0406	Split	Bom
90	24,000	2.0406	Split	Bom
90	24,000	2.0406	Split	Bom
90	24,000	2.0406	Split	Bom
90	24,000	2.0406	Split	Bom
90	24,000	2.0406	Split	Bom

(kW)				
Sala	Potência (BTU/h)	Potência Consumida	Marca	Estado
90	24,000	2.0406	Split	Bom
101	18,000	1.5304	Split	Bom
101	18,000	1.5304	Split	Bom
103	60,000	5.1014	Split	Bom
103	60,000	5.1014	Split	Bom
113	21,000	2.2815	Consul	Regular
113	21,000	2.2815	Consul	Regular
113	21,000	2.2815	Springer	Regular
114	24,000	2.0406	Split	Bom
115	21,000	2.2815	Springer	Regular
116	24,000	2.0406	Split	Bom
117	21,000	2.2815	Consul	Regular
118	18,000	1.9556	Springer	Regular
119	18,000	1.9556	Springer	Regular
119	15,000	1.6296	Consul	Regular
119	18,000	1.9556	Consul	Regular
119	18,000	1.9556	Consul	Regular
120	30,000	3.2593	Springer	Regular
120	18,000	1.9556	Springer	Regular
120	30,000	3.2593	Springer	Regular
120	18,000	1.9556	Consul	Regular
120	21,000	2.2815	Springer	Regular
125	21,000	2.2815	Springer	Regular
126	21,000	2.2815	Consul	Regular
127	21,000	2.2815	Springer	Regular
128	21,000	2.2815	Consul	Regular
134	21,000	2.2815	Consul	Regular
134	30,000	3.2593	Springer	Regular
135	21,000	2.2815	Springer	Regular
138	21,000	2.2815	Consul	Ruim
138	21,000	2.2815	Consul	Ruim
139	18,000	1.9556	Consul	Ruim
144	21,000	2.2815	Springer	Ruim
145	21,000	2.2815	Consul	Regular
145	21,000	2.2815	Consul	Regular
145	21,000	2.2815	Springer	Regular
145	21,000	2.2815	Springer	Regular
146	21,000	2.2815	Consul	Regular
146	18,000	1.9556	Springer	Regular
146	21,000	2.2815	Springer	Regular
146	18,000	1.9556	Springer	Regular
147	21,000	2.2815	Springer	Regular

(kW)				
Sala	Potência (BTU/h)	Potência Consumida (kW)	Marca	Estado
149	21,000	2.2815	Springer	Regular
150	15,000	1.6296	Consul	Regular
152	21,000	2.2815	Springer	Regular
152	21,000	2.2815	Springer	Regular
156	30,000	3.2593	Consul	Regular
156	21,000	2.2815	Springer	Regular
156	21,000	2.2815	Springer	Regular
159	18,000	1.9556	Consul	Regular
159	24,000	2.0406	Split	Bom
159	24,000	2.0406	Split	Bom
160	24,000	2.0406	Split	Bom
161	18,000	1.5304	Split	Bom
164	18,000	1.9556	Consul	Ruim
164	24,000	2.0406	Split	Bom
167	24,000	2.0406	Split	Bom
167	18,000	1.5304	Split	Bom
170	24,000	2.0406	Split	Bom
170	24,000	2.0406	Split	Bom
171	18,000	1.5304	Split	Bom
171	18,000	1.5304	Split	Bom
172	18,000	1.5304	Split	Bom
173	18,000	1.5304	Split	Bom
200	60,000	5.1014	Split	Bom
200	60,000	5.1014	Split	Bom
200	60,000	5.1014	Split	Bom
200	60,000	5.1014	Split	Bom
201	24,000	2.0406	Split	Bom
202	24,000	2.0406	Split	Bom
203	24,000	2.0406	Split	Bom
204	24,000	2.0406	Split	Bom
207	24,000	2.0406	Split	Bom
209	7,000	0.5952	Split	Bom
209	7,000	0.5952	Split	Bom
212	24,000	2.0406	Split	Bom
212	24,000	2.0406	Split	Bom
212	21,000	2.2815	Consul	Regular
213	24,000	2.0406	Split	Bom
214	24,000	2.0406	Split	Bom
218	21,000	2.2815	Springer	Regular
218	18,000	1.5304	Split	Bom
218	24,000	2.0406	Split	Bom

220	21,000	2.2815	Consul	Ruim
221	21,000	2.2815	Consul	Ruim
221	30,000	3.2593	Springer	Ruim
222	21,000	2.2815	Consul	Regular
223	21,000	2.2815	Springer	Regular
224	21,000	2.2815	Springer	Regular
226	21,000	2.2815	Consul	Regular
227	21,000	2.2815	Springer	Ruim
228	18,000	1.9556	Consul	Ruim
230	21,000	2.2815	Springer	Regular
231	18,000	1.9556	Springer	Regular
231	21,000	2.2815	Springer	Regular
237	18,000	1.9556	Springer	Ruim
237	21,000	2.2815	Springer	Ruim
237	15,000	1.2754	Split	Bom
246	24,000	2.0406	Split	Bom
248	24,000	2.0406	Split	Bom
251	24,000	2.0406	Split	Bom
251	24,000	2.0406	Split	Bom
254	24,000	2.0406	Split	Bom
258	24,000	2.0406	Split	Bom
260	18,000	1.5304	Split	Bom
14i	18,000	1.9556	Springer	Regular
38i	30,000	3.2593	Springer	Regular
Biblioteca	21,000	2.2815	Springer	Regular
Biblioteca	21,000	2.2815	Springer	Regular
GRU	21,000	2.2815	Springer	Regular
Portão 2	21,000	2.2815	Springer	Regular
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
ROG	24,000	2.0406	Split	Bom
Almoxarifado	24,000	2.0406	Split	Bom
Almoxarifado	18,000	1.5304	Split	Bom
Almoxarifado	18,000	1.5304	Split	Bom
Almoxarifado	18,000	1.5304	Split	Bom
Almoxarifado	18,000	1.5304	Split	Bom
Almoxarifado	18,000	1.9556	Consul	Regular
Almoxarifado	30,000	3.2593	Consul	Regular

## **ANEXO 2**

### **Carga Térmica dos Ambientes**

Sala	Área	Janela	Face	Parede	Face	Luzes	Computadores	Pessoas	Carga Térmica
6	59.43	1.45	S	3.37	S	5	1	1	0.8
7	42.3	3.8	S	6	S	4	2	4	1.9
8	26.3	2.35	S	3.73	S	3	1	1	0.9
9	37.37	2.35	S	5.3	S	3	4	4	1.6
10	57.85	4.7	S	8.58	S	5	4	4	2.0
14	73.83	6.45	SO	1,7+3,62	SO+NE	8	10	10	3.1
15	73.35	6.45	SO	10.63	SO	8	9	9	3.0
16	42.63	2.9	NE	6.91	NE				0.5
16	20.49	1.45	SO	2.97	SO	3	4	4	1.1
17	23.18	2.5	SO	3.36	SO	3	3	3	1.1
18	25.94	2.5	SO	3,76+6,9	SO+NO	3	4	4	1.5
20	34.22	4	NE	4,96+6,9	NE+NO	3	6	6	1.8
21	20.7	1.45	NE	3	NE	3	4	4	1.0
22	26.36	1.45	NE	3.82	NE	4	6	6	1.4
23	40.64	3.2	NE	5.89	NE	4	6	6	1.6
27	21.5	2	NE	3.14	NE	3	2	2	0.7
30	52.69	2.15	N	4.93	N	5	5	5	1.3
31	29.45	2.15	N	5.06	N	3	3	3	0.9
32	25.2	2.9	N	4.36	N	3	3	3	0.9
33	61.95	4	N	5.43	N	6	5	5	1.4
34	43.93	1.92	N	2.95	N	5	1	1	0.5
36	23.59	1.47	N	3.87	N	3	1	1	0.4
40	29.8					3	1	1	0.3
45	28.1					2	1	1	0.2
49	34.4	1.52	S	3.04	S	3	2	2	0.9
52	23.59	1,35+3	N+L	2,8+8,49	N+L	3	1	1	0.4
53	7.2	2.5	N	3,63+1,94	N+O	1	1	1	0.4
57	96.72	6,3+4,95+6,3	SO+NO+NE	8,63+8,06+8,63	SO+NO+NE	6	8	7	4.0
58	12.66	1.7	N	2.44	N	1	1	1	0.3
59	7.94	1.5	NO	2.7	NO	1	1	1	0.5
60	12.65	1.7	O	2.44	O	1	1	1	0.2
61	94.4	6,3+4,95+6,3	SO+NO+NE	8,63+7,05+8,63	SO+NO+NE	7	4	5	3.6
62	14	1.25	NO	2.74	NO	1	1	1	0.4
63	28.93	3.75	NO	6.28	NO	1		1	0.6
64	96.44	6,3+4,95+7,86	SO+NO+NE	8,63+8,05+14,87	SO+NO+NE	6	5	5	3.9
65	15.49	2.2	NE	2.95	NE	1	2	2	0.7
66	12.39	1.56	NE	2.36	NE	1	1	1	0.4
67	77.69	6,3+4,95+6,3	SO+SE+NE	8,64+8,05+11,02	SO+SE+NE	4	6	6	3.8
68	14	1.25	SE	2.74	SE	2	1	1	0.4
69	13.63	2.5	SE	3.25	SE	1	1	1	0.5
70	108.55	6,3+6,2+6,3	SO+SE+NE	8,64+11,24+8,64	SO+SE+NE	7	8	8	4.4
71	14.84	1.25	SE	2.9	SE	1	2	2	0.6
73	14.89	1.25	SE	2.91	SE	1	1	1	0.4
74	96.79	6,3+4,95+6,3	SO+SE+NE	7,96+8,08+8,64	SO+SE+NE	8	8	8	4.2
76	11.68	2.5	SE	3.25	SE	1	1	1	0.5
77	13.7	1.25	SE	2.68	SE	1	1	1	0.4
78	96.51	6,3+4,95+6,3	SO+SE+NE	7,98+7,05+8,64	SO+SE+NE	8	6	4	3.5
79	12.63	1.5	SE	2.08	SE	1	1	1	0.4
80	95.49	6,28+3,5	S+L	11.82	S	8		10	3.5
81	35.54	1.5	S	3.12	S	3	2	2	0.9

Sala	Area	Janela	Face	Parede	Face	Luzes	Computadores	Pessoas	Carga Térmica
83	99.08		6.28	S	11.02	S	9	1	10
84	16.84		1.52	S	2.85	S	1	1	0.7
86	59.92						6		6
88	103.01						12	6	6
89	23.61						4	3	3
90	67.35						6		6
100	51.98						4	2	0.5
101	48.32		2.89	S	7.14	S	4	2	2
102	43.17		3.15	S	5.06	S	4	4	2
103	121.23		8	O	19,29+8,75	O+S	14		10
104	30.8						3	1	1
105	6.96						1	1	0.2
106	24.28						2	1	1
107	13.55						1	1	0.2
111	207.5	9.6	O	18.44	O	18		10	1.9
112	75.86	2.75	SO	4.88	SO	8	4	5	1.6
113	74.13	5.25	S	10.66	S	8	4	4	2.6
114	32.14	2.35	S	5.39	S	3	4	4	1.6
115	43	3.8	S	5.77	S	4	4	5	2.0
116	28.9	2.35	S	3.36	S	3	3	3	1.2
117	17.73	1.45	S	4,77+5,49	S+O	3	2	2	1.1
118	77.3	6.45	SO	11,24+5,06	SO+SE	8	7	7	2.8
119	60.36	6.45	SO	10.43	SO	7	4	5	2.2
120	70.31	6.45	SO	10,22+6,88	SO+NO	8	5	5	2.4
121	21.83	1.55	NO	2.97	NO	2	6	5	1.3
122	74.91	2.5	NE	7.94	NE	8	6	6	1.8
123	22.28	2	NE	3.43	NE	2	1	1	0.5
124	28.49	2.3	NE	2.94	NE	3	2	2	0.7
125	50.87	2.15	N	3.58	N	6	4	4	1.1
126	57.87	5.05	N	11.07	N	6	4	4	1.4
127	81.12	6.5	N	12,59+5,8	N+O	8	9	10	2.6
128	13.08						1	1	0.2
128	13.08						1	2	0.4
129	43.36	3	N	7.2	N	3	3	3	0.9
134	57.41	3.85	N	8.75	N	4	6	6	1.6
135	24.68	1,35+3	N+L	4,7+8,49	N+L	3	1	1	0.5
136	10.12	3	SO	5,48+3,82	SO+NO	1	1	1	0.9
137	15.19	2	NO	2.77	NO	1	1	1	0.5
138	96.72	6,3+4,95+6,3	SO+NO+NE	8,63+8,06+8,63	SO+NO+NE	8	4	5	3.6
139	12.85	1.7	N	2.44	N	1	1	1	0.3
140	6.49	1.5	NO	2.7	NO	1	1	1	0.5
141	12.85	1.7	O	3.21	O	1	1	1	0.2
142	96.44	6,3+4,95+6,3	SO+NO+NE	8,56+8,05+8,63	SO+NO+NE	8	8	6	3.7
143	48.11	5	NO	8.88	NO	4	4	5	1.8
144	57.17						5	4	5
147	32.29	3.75	SE	5.69	SE	4	2	2	1.0
148	13.8	1.25	SE	3.19	SE	1	1	1	0.4
149	96.51	6,3+4,95+6,3	SO+SE+NE	8,64+8,05+8,64	SO+SE+NE	8	5	5	3.7
150	14.84	1.25	SE	3.53	SE	1	1	1	0.4
151	14.84	1.25	SE	3.54	SE	1	1	1	0.4
152	96.78	6,3+4,95+6,3	SO+SE+NE	8,64+8,08+8,64	SO+SE+NE	9		5	3.5
153	15.24	1.25	SE	3.24	SE	1	1	1	0.4
154	11.68	2.5	SE	2.5	SE	1	1	1	0.5
155	13.7	1.25	SE	3.24	SE	1	1	1	0.4

Sala	Area	Janela	Face	Parede	Face	Luzes	Computadores	Pessoas	Carga Térmica
156	96.37	6,3+4,95+8,64	SO+SE+NE	8,97+8,08+8,64	SO+SE+NE	8	8	8	4.2
157	49.55	3,14+3,5	S+L	6.73	S	5	6	6	2.3
158	44.14	3.14	S	6.64	S	5	5	5	2.1
159	34.86	1.5	S	1.5	S	4	7	7	1.7
160	106.46	6.28	S	13.48	S	11		15	4.7
161	108.06	5+1,9	NO+SE	9,82+1,9	NO+SE	9		15	3.3
162	56.22	3	S	5.81	S	5	6	6	2.2
163	93.59	7.5	N	18.69	N	9	8	8	2.5
164	6.55					1			0.0
166	34.32					3	2	2	0.5
167	30.09					2	4	4	0.8
169	33.14	3.3	L	6,91+6,6	L+N	2	4	4	1.0
170	58.49	3,2+4,8	S+L	6,955+9,5	S+L	5	4	4	1.9
171	45.04	3.2	S	6.62	S	5	4	4	1.9
172	17.59	1.4	S	7.66	S	2	1	1	1.2
173	25.2	1.4	S	4.08	S	3	1	1	0.8
174	31.09					3	2	2	0.5
175	309.7	7.25	S	18.75	S	50		50	10.9
200	308.85	7.27	S	18.68	S	50		50	10.9
201	43.72	2.89	S	6.94	S	4	6	6	2.2
202	23.88	3,2+1,6	S+O	6.52	S	2	2	2	1.4
203	47.83	3.14	S	6.29	S	5	3	3	1.7
204	37.13	3.2	O	5.6	O	4	2	2	0.5
205	45.77					5	4	5	1.0
206	32.01					3	3	2	0.5
207	30.5	1.6	O	4.6	O	3	3	3	0.6
212	37.77	1.54	O	4.64	O	3	3	3	0.6
213	30.41	3.08	O	6.92	O	3	3	3	0.6
214	23.4	1.54	O	2	O	3	2	2	0.5
215	36.47	1.54	O	4.48	O	3	3	3	0.6
218	45.03					4	3	3	0.7
218	36.68					3	1	1	0.3
219	10.87					1	1	1	0.2
220	56.08	2.9	S	6.43	S	5	6	6	2.2
221	37.37	3.25	S	5.21	S	3	2	2	1.3
222	34.76	2.35	S	5.54	S	3	2	2	1.3
223	26.65	2.35	S	3.32	S	3	3	3	1.2
224	26.44	2.35	S	4.84	S	3	3	3	1.4
225	8.91	1.45	S	2.7	S	1	1	1	0.7
226	71.69	4.3	N	8.97	N	8	6	6	1.7
227	8.99	1.55	N	2.81	N	1	1	1	0.3
228	24.69	1.6	N	5.68	N	2	2	2	0.6
230	41.36	1.3	O	1.4	O	5	5	5	1.1
231	33.63	1.95	N	2.95	N	4	5	5	1.2
232	25.15					2	3	3	0.6
237	17.94					1	1	1	0.2
239	25.15					2	1	1	0.2
240	19.51					2	1	1	0.2
241	31.61					2	3	3	0.6
248	28.4	3,3+1,88	L+N	7+4,06	L+N	3	3	3	0.8
251	47.59	3,13+3,25	S+L	7,17+6,67	S+L	5	5	5	2.1
252	5.81	1.58	L	3.63	S	1			0.4
255	19.84	1.6	S	2.97	S	2	2	2	0.9
258	39.35	2.8	S	7	S	4	5	5	2.0
261	6.85					1		1	0.2

## **ANEXO 3**

### **Difusores Utilizados**

**Desenho 1**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
86	0,99	424	1	1225-4
88	1,47	630	2+1	425-4+625-4
89	0,67	287	1	852-4
90	0,99	424	1	1225-4
<b>Total</b>	<b>4,13</b>	<b>1765</b>		

**Desenho 2**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
57	4,02	1715	3	1225-4
58	0,34	145	1	425-4
59	0,46	198	1	425-4
60	0,21	91	1	425-4
61	3,56	1520	3	1225-4
63	0,64	273	1	625-4
64	3,92	1674	3	1225-4
65	0,66	280	1	525-4
66	0,41	174	1	425-4
<b>Total</b>	<b>14,22</b>	<b>6071</b>		

**Desenho 3**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
67	3,81	1628	3	1225-4
68	0,43	185	1	525-4
69	0,53	226	1	525-4
70	4,42	1888	3	1225-4
71	0,59	250	1	525-4
73	0,41	175	1	425-4
74	4,20	1792	3	1225-4
<b>Total</b>	<b>14,39</b>	<b>6144</b>		

**Desenho 4**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
52	0,40	172	1	425-4
76	0,53	226	1	525-4
77	0,40	171	1	425-4
78	3,54	1510	3	1225-4
80	3,53	1508	3	1225-4
81	0,93	399	1	1025-4
83	3,46	1475	3	1225-4
84	0,66	283	1	625-4
<b>Total</b>	<b>13,46</b>	<b>5746</b>		

**Desenho 5**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
14	3,09	1321	3	1025-4
15	3,02	1291	3	1025-4
16	1,09	467	1	1225-4
17	1,06	452	1	1225-4
18	1,47	628	1	1225-4
20	1,80	767	2	1025-4
21	1,01	433	2	625-4
22	1,44	613	2	825-4
23	1,62	692	2	825-4
27	0,69	297	1	825-4
<b>Total</b>	<b>16,30</b>			

**Desenho 6**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
7	1,87	798	2	1025-4
8	0,91	388	1	825-4
9	1,60	684	2	825-4
10	1,99	849	2	1225-4
30	1,28	547	1	1225-4
31	0,86	366	1	1025-4
32	0,86	368	1	1025-4
33	1,39	593	2	825-4
34	0,49	210	2	425-4
<b>Total</b>	<b>11,25</b>			

**Desenho 7**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
147	0,98	418	2	525-4
148	0,42	179	1	525-4
149	3,67	1568	3	1225-4
150	0,43	183	1	525-4
151	0,43	184	1	525-4
152	3,46	1479	3	1225-4
155	0,42	179	1	525-4
156	4,22	1804	3	1225-4
<b>Total</b>	<b>14,04</b>			

**Desenho 8**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
138	3,61	1540	3	1225-4
139	0,34	145	1	425-4

140	0,46	199	1	425-4
141	0,21	91	1	425-2
142	3,72	1589	3	425-4
143	1,81	773	2	1225-4
<b>Total</b>	<b>10,16</b>	<b>4337</b>		

**Desenho 9**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
134	1,60	682	2	825-4
135	0,46	196	1	525-4
157	2,26	964	2	1225-4
158	2,07	883	2	1225-4
159	1,72	732	2	825-4
160	4,71	2011	4	1225-4
162	2,15	919	2	1225-4
<b>Total</b>	<b>14,96</b>	<b>6386</b>		

**Desenho 10**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
114	1,61	688	2	825-4
115	1,98	846	4	525-4
116	1,23	527	2	625-4
117	1,08	463	2	525-4
118	2,84	1212	6	525-4
119	2,21	945	6	425-4
120	2,43	1036	6	425-4
121	1,28	547	3	425-4
<b>Total</b>	<b>14,67</b>	<b>6264</b>		

**Desenho 11**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
113	2,61	1116	3	825-4
125	1,09	467	2	525-4
126	1,41	600	3	525-4
127	2,60	1111	4	825-4
128	0,39	168	1	425-2
129	0,95	405	1	1025-4
<b>Total</b>	<b>9,05</b>	<b>3867</b>		

**Desenho 12**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
201	2,22	946	4	525-4
202	1,42	608	2	825-4
203	1,67	714	4	525-4

204	0,49	210	1	425-4
205	1,02	435	2	525-4
206	0,51	217	2	425-4
207	0,64	273	1	525-4
212	0,64	273	2	425-4
213	0,64	273	2	425-4
214	0,46	196	1	425-4
215	0,64	273	2	425-4
<b>Total</b>	<b>10,35</b>	<b>4419</b>		

**Desenho 13**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
200	10,91	4658	9	1225-4
248	0,82	350	2	425-4
251	2,12	904	4	525-4
255	0,90	383	2	425-4
258	2,03	867	4	525-4
<b>Total</b>	<b>16,77</b>	<b>7162</b>		

**Desenho 14**

Sala	Carga Térmica (TR)	Vazão (m³/h)	Quantidade	Modelo
218	0,28	119	1	425-4
220	2,20	940	3++5	425-2+425-4
221	1,34	570	4	425-4
222	1,26	539	3	425-4
223	1,23	526	3	425-4
224	1,38	588	3	425-4
225	0,67	284	2	425-4
226	1,75	746	7	625-2
228	0,64	275	2	425-4
230	1,07	456	4	625-2
231	1,18	506	4	825-2
232	0,61	260	2	425-2
<b>Total</b>	<b>13,60</b>	<b>5808</b>		

## **ANEXO 4**

### **Consolidado dos Dutos**

8A		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.33

8B		
B	Qtd	3
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.22

8C		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.17

C	Qtd	6
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.22

C	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.52

C	Qtd	1
	Tamanho (m)	8
	D (m)	0.51

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.28

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.50

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	13
	D (m)	0.14

E	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.47

E	Qtd	1
	Tamanho (m)	11
	D (m)	0.47

E	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.21

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.20

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.14

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.49

G	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.14

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.16

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.47

H	Qtd	1
	Tamanho (m)	16
	D (m)	0.45

H	Qtd	1
	Tamanho (m)	6
	D (m)	0.45

H	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.45

I	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.17

I	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.35

I	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.19

J	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.32

J	Qtd	5
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.23

J	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.43

K	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.21

K	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.30

K	Qtd	3
---	-----	---

L	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.27

L	Qtd	1
	Tamanho (m)	8
	D (m)	0.36

L	Qtd	1
---	-----	---

M	Qtd	1
	Tamanho (m)	11
	D (m)	0.36

M	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.16

M	Qtd	1
---	-----	---

N	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.11

N	Qtd	1
	Tamanho (m)	8
	D (m)	0.34

O	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.15

O	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.14

O	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.19

P	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.13

P	Qtd	5
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.22

P	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.32

Q	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.33

Q	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.28

Q	Qtd	4
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.21

R	Qtd	6
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.22

R	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.27

S	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.29

S	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.14

<b>8D</b>		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	7
	D (m)	0.23

<b>11A</b>		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.41

<b>11B</b>		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	12
	D (m)	0.35

C	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.14

C	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.19

C	Qtd	2
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.11

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.21

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.36

D	Qtd	2
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.17

E	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.15

E	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.16

E	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.29

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	9
	D (m)	0.17

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.33

F	Qtd	2
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.18

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.21

G	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.18

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.26

H	Qtd	2
	Tamanho (m)	4

H	Qtd	1
	Tamanho (m)	5

H	Qtd	1
	Tamanho (m)	8

	D (m)	0.12
--	-------	------

	D (m)	0.27
--	-------	------

	D (m)	0.21
--	-------	------

I	Qtd	1
	Tamanho (m)	15
	D (m)	0.17

I	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.19

I	Qtd	1
	Tamanho (m)	7
	D (m)	0.38

J	Qtd	1
	Tamanho (m)	11
	D (m)	0.17

J	Qtd	2
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.19

K	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.46

K	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.36

L	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.23

L	Qtd	1
	Tamanho (m)	7
	D (m)	0.34

M	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.43

M	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.19

N	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.21

N	Qtd	2
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.18

O	Qtd	1
	Tamanho (m)	8
	D (m)	0.41

O	Qtd	5
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.19

P	Qtd	3
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.20

P	Qtd	1
	Tamanho (m)	6
	D (m)	0.28

Q	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.37

R	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.34

S	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.31

T	Qtd	6
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.20

U	Qtd	1
	Tamanho (m)	3

	D (m)	0.26
--	-------	------

V	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.15

12A		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.34

C	Qtd	5
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.22

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.29

E	Qtd	1
	Tamanho (m)	12
	D (m)	0.42

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.13

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.31

H	Qtd	5
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.21

I	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.27

J	Qtd	1
	Tamanho (m)	16
	D (m)	0.38

K	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.14

L	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.32

M	Qtd	5

12B		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.31

C	Qtd	4
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.20

12C		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	14.5
	D (m)	0.26

C	Qtd	2
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.18

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.15

E	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.52

F	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.20

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	10
	D (m)	0.48

H	Qtd	4
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.21

I	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.39

J	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.19

K	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.34

L	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.20

M	Qtd	1

	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.21

	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.24

	Tamanho (m)	6
	D (m)	0.27

N	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.28

N	Qtd	4
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.18

N	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.21

O	Qtd	1
	Tamanho (m)	6
	D (m)	0.22

<b>15A</b>		
B	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.18

<b>15B</b>		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.18

<b>17A</b>		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	6
	D (m)	0.19

C	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.52

C	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.13

C	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.14

D	Qtd	4
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.15

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.21

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.57

E	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.50

E	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.21

E	Qtd	4
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.16

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.49

F	Qtd	4
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.16

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.56

G	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.17

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.36

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	3.5
	D (m)	0.54

H	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.47

H	Qtd	1
	Tamanho (m)	9
	D (m)	0.34

H	Qtd	2
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.15

I	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.16

I	Qtd	3
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.18

I	Qtd	1
	Tamanho (m)	8
	D (m)	0.53

J	Qtd	1
	Tamanho (m)	12
	D (m)	0.45

J	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.32

J	Qtd	4
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.16

K	Qtd	6
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.15

K	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.29

K	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.51

L	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.43

L	Qtd	3
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.14

L	Qtd	1
	Tamanho (m)	9
	D (m)	0.49

M	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.41

M	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.24

M	Qtd	2
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.38

N	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.39

N	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.22

N	Qtd	2
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.33

O	Qtd	6
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.14

O	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.19

O	Qtd	11
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.22

P	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.37

P	Qtd	3
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.15

P	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.28

Q	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.35

R	Qtd	1
	Tamanho (m)	6
	D (m)	0.32

S	Qtd	6
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.14

T	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.30

U	Qtd	1
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.26

V	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.22

W	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.17

<b>17B</b>		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.16

<b>18A</b>		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	14
	D (m)	0.37

<b>18B</b>		
B	Qtd	1
	Tamanho (m)	15
	D (m)	0.43

C	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.12

C	Qtd	2
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.13

C	Qtd	2
	Tamanho (m)	1.5
	D (m)	0.13

D	Qtd	1
	Tamanho (m)	9
	D (m)	0.45

D	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.16

D	Qtd	2
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.32

E	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.14

E	Qtd	6
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.13

E	Qtd	6
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.13

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.16

F	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.33

F	Qtd	2
	Tamanho (m)	6
	D (m)	0.30

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.43

G	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.31

G	Qtd	4
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.13

H	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.16

H	Qtd	2
	Tamanho (m)	0.5
	D (m)	0.24

H	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.14

I	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.12

I	Qtd	4
	Tamanho (m)	0.5
	D (m)	0.12

I	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.14

J	Qtd	1
	Tamanho (m)	6
	D (m)	0.41

J	Qtd	2
	Tamanho (m)	0.5
	D (m)	0.13

J	Qtd	3
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.15

K	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.22

K	Qtd	9
	Tamanho (m)	0.5
	D (m)	0.12

K	Qtd	2
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.13

L	Qtd	2
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.11

L	Qtd	2
	Tamanho (m)	2.5
	D (m)	0.23

L	Qtd	2
	Tamanho (m)	7
	D (m)	0.28

M	Qtd	1
	Tamanho (m)	6
	D (m)	0.19

M	Qtd	2
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.15

M	Qtd	2
	Tamanho (m)	7
	D (m)	0.24

N	Qtd	2
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.15

N	Qtd	2
	Tamanho (m)	9.5
	D (m)	0.21

O	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.16

P	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.37

Q	Qtd	1
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.22

R	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.17

S	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.15

T	Qtd	1
	Tamanho (m)	5
	D (m)	0.32

U	Qtd	4
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.14

V	Qtd	1
	Tamanho (m)	2
	D (m)	0.29

W	Qtd	1
	Tamanho (m)	4
	D (m)	0.26

X	Qtd	4
	Tamanho (m)	1
	D (m)	0.15

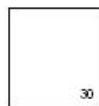
Y	Qtd	1
	Tamanho (m)	3
	D (m)	0.20

## **ANEXO 5**

**Plantas para os Sistemas *Self e Chiller***

# Plantas do Sistema de Dutos

Legenda:



- Número da sala



- Tubulação dos dutos

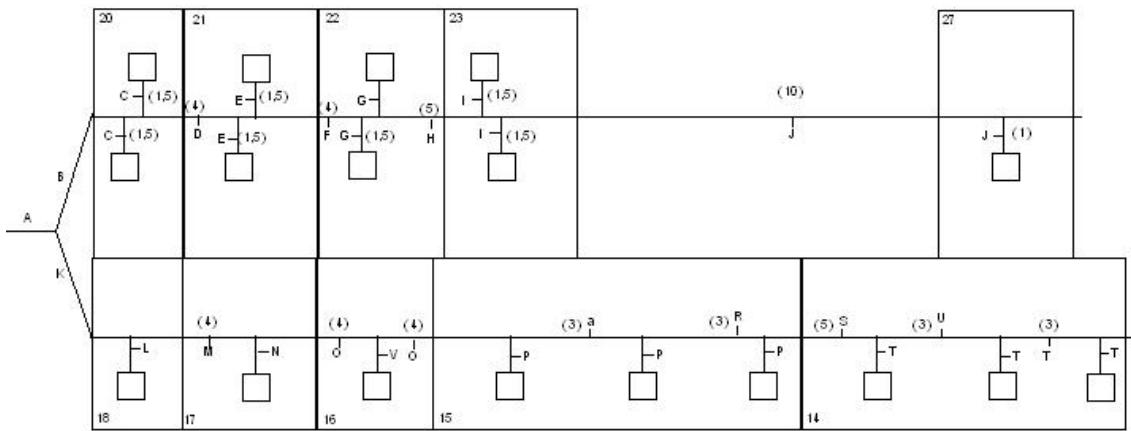
(4)

- Metragem da ramificação

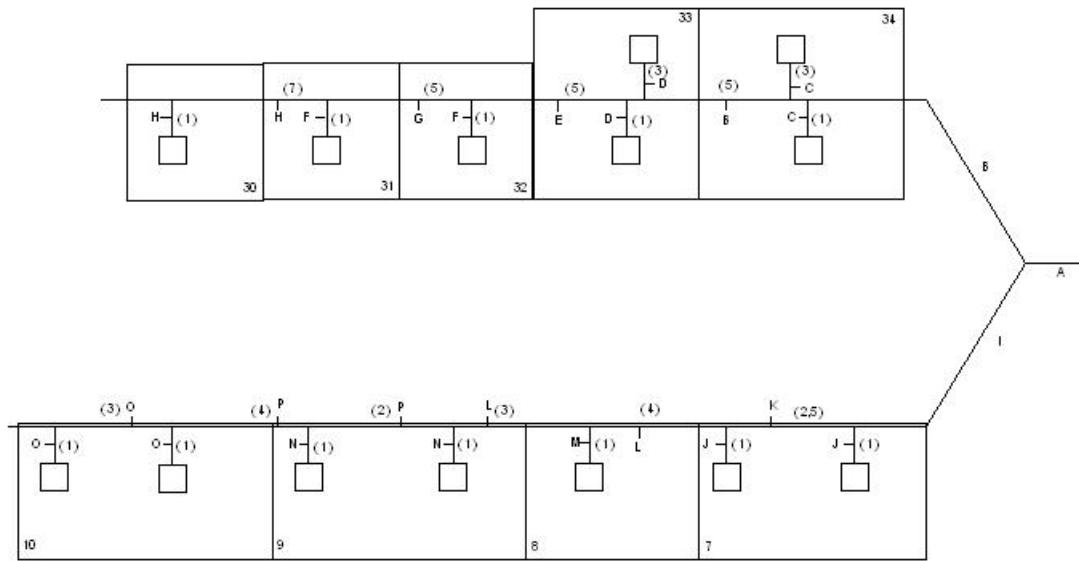


- Símbolo para diâmetro do duto

Figura A  
Folha nº 11

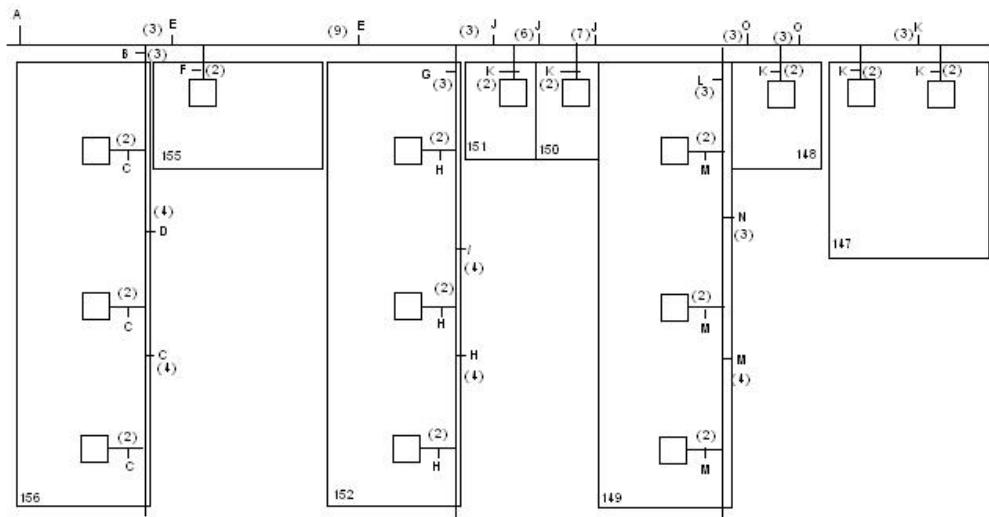


**Figura B**  
**Folha nº 11**



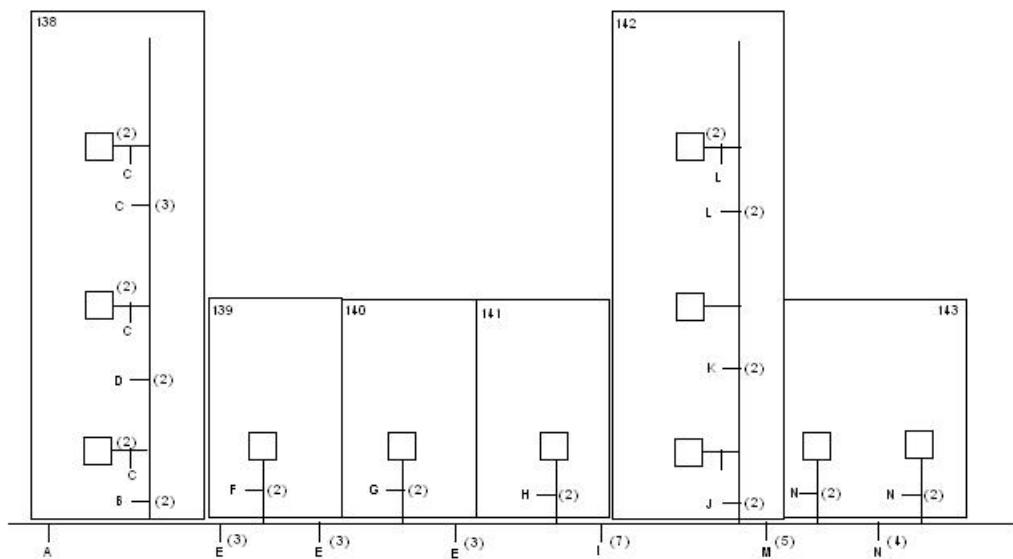
**Folha nº 12**

**Figura A**



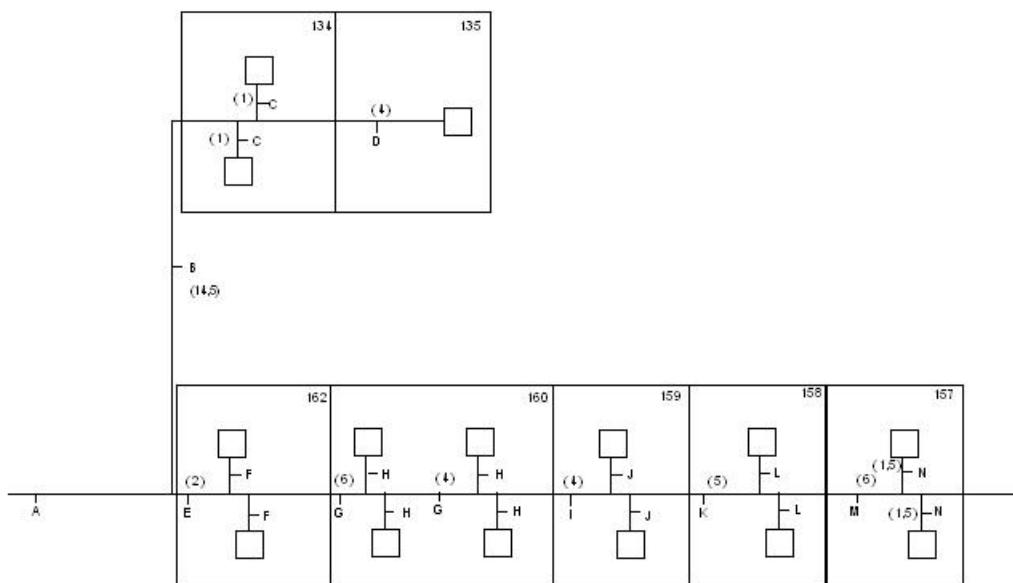
**Folha nº 12**

**Figura B**



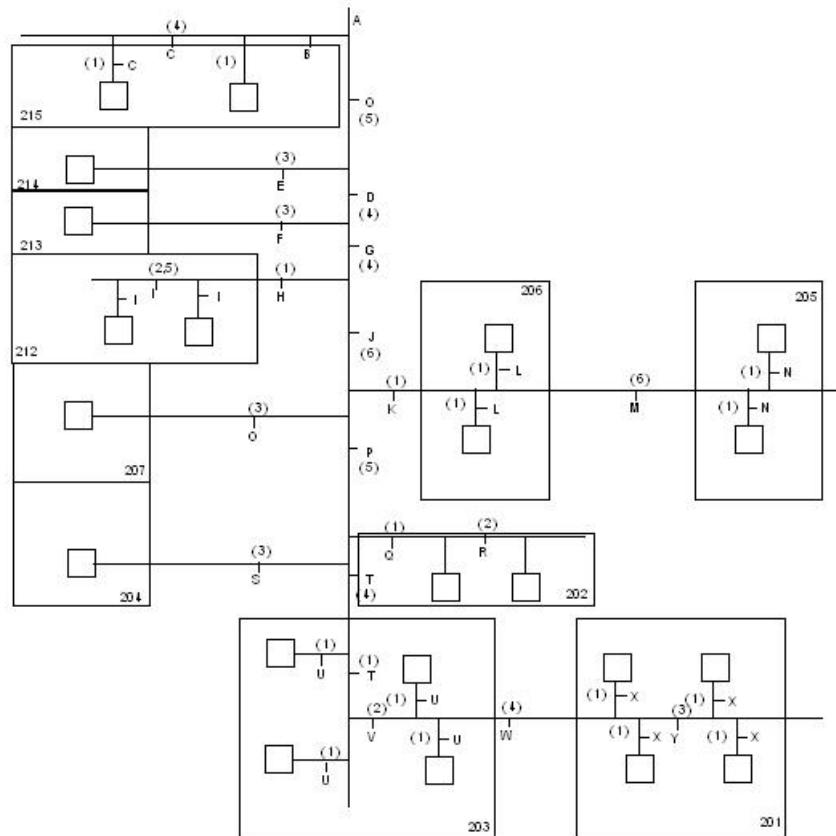
**Folha nº 12**

**Figura C**



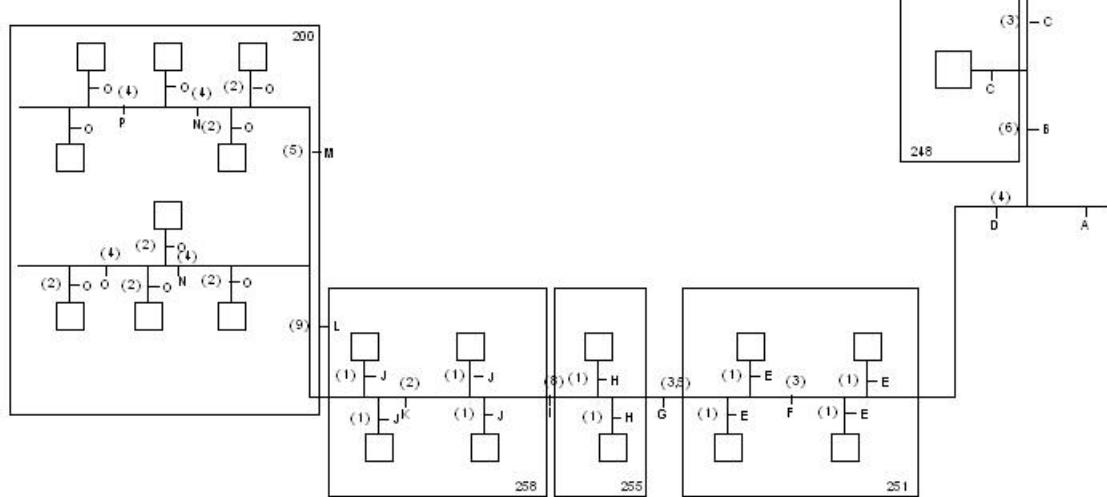
Folha nº 17

Figura B



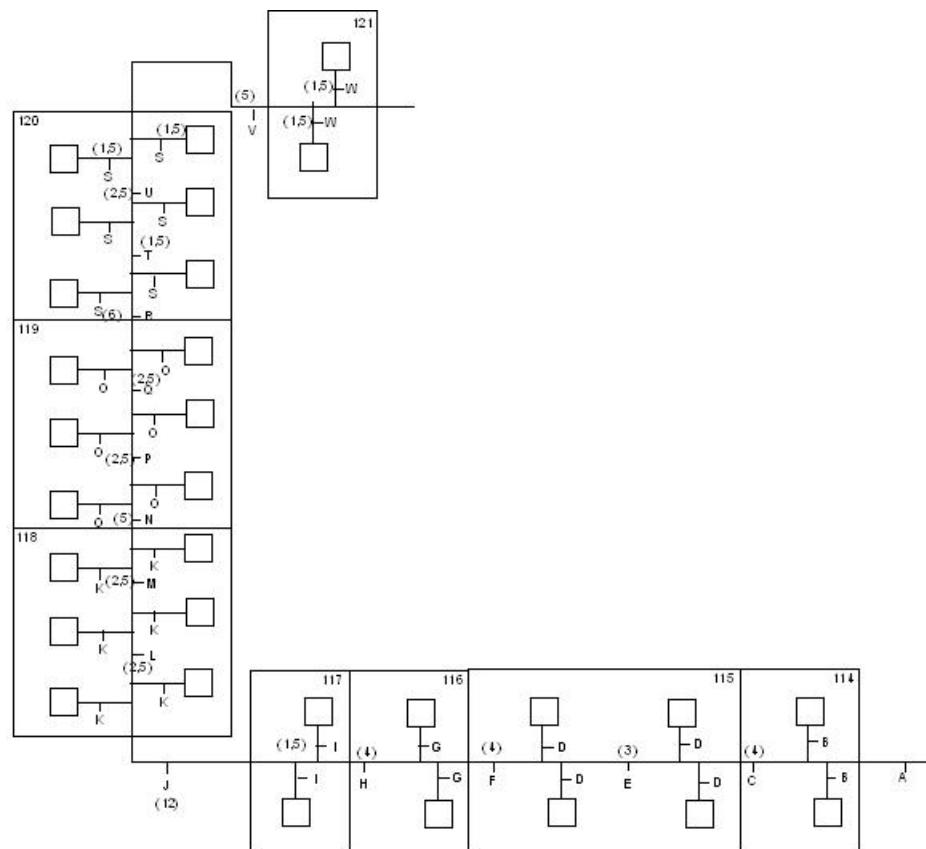
Folha nº 17

Figura A



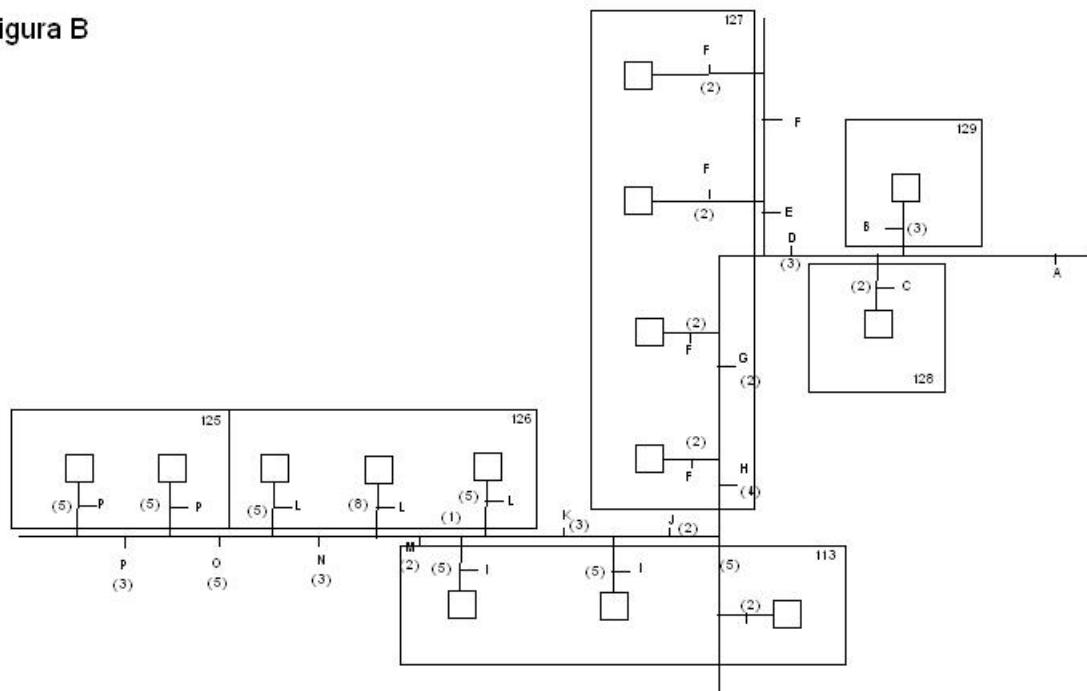
Folha nº 15

Figura A



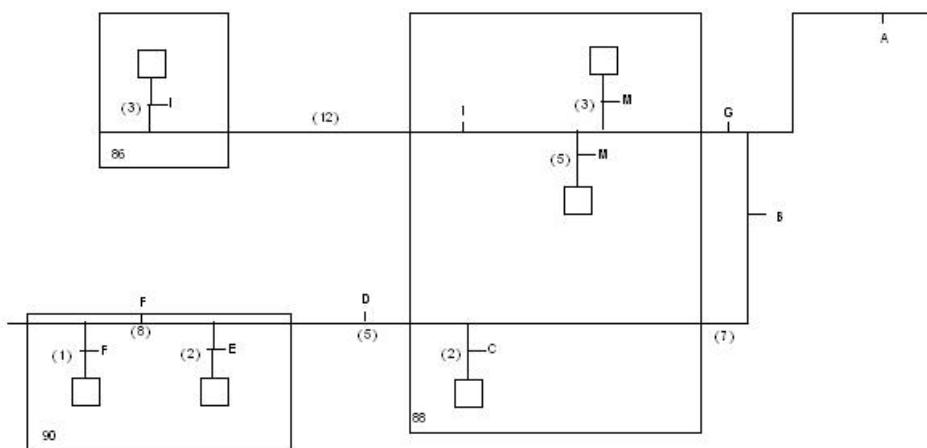
Folha nº 15

Figura B



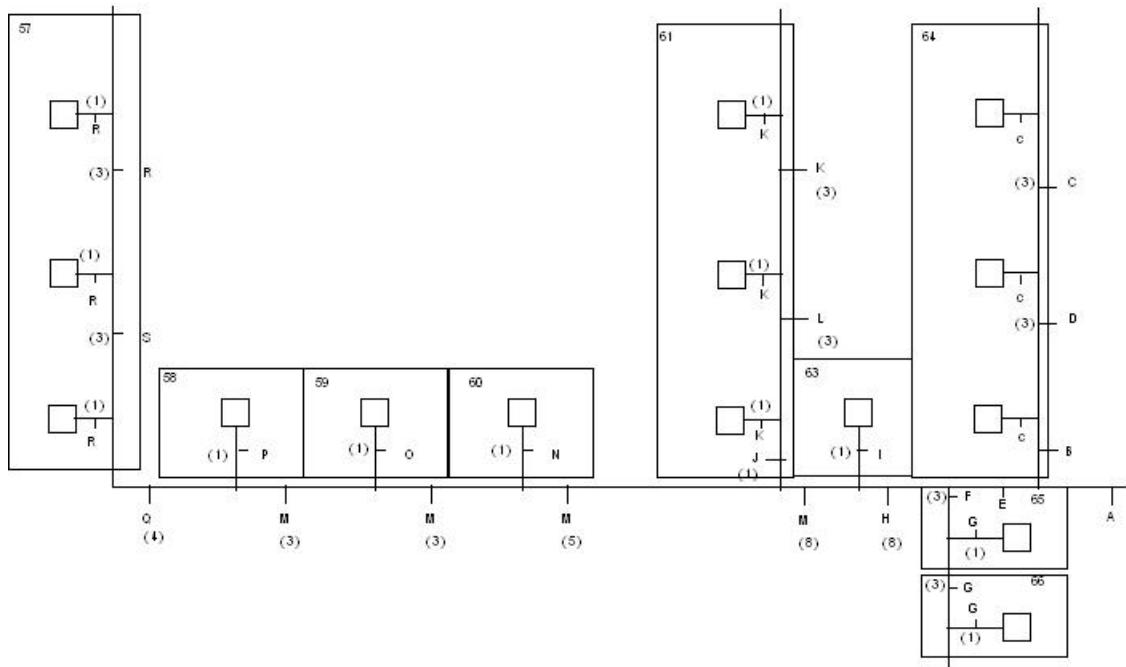
Folha nº 9

Figura D



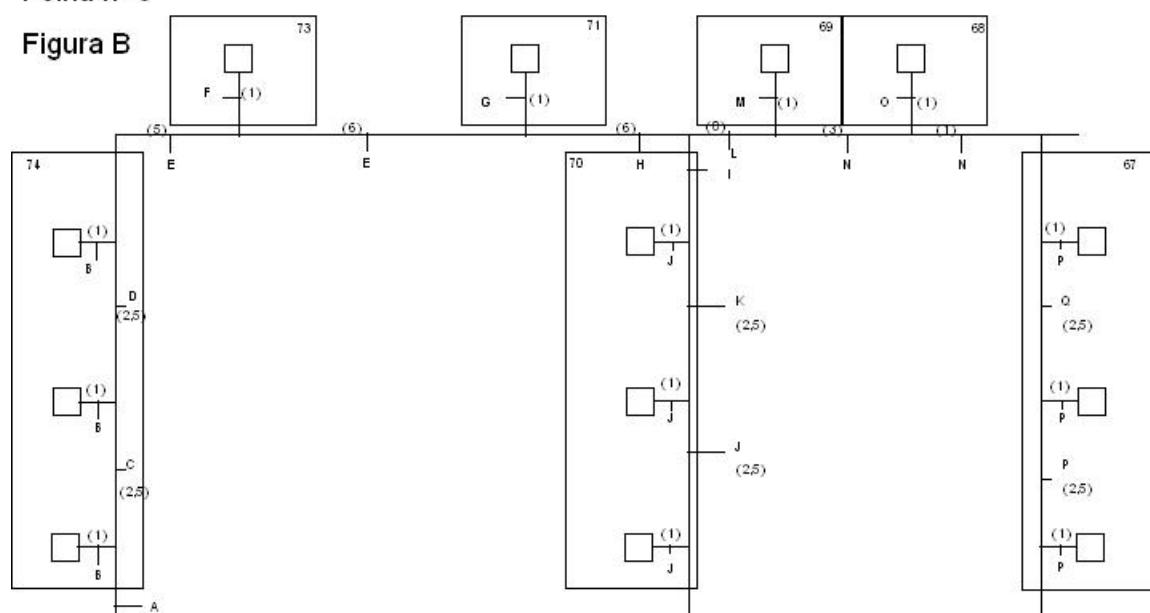
Folha nº 9

Figura A



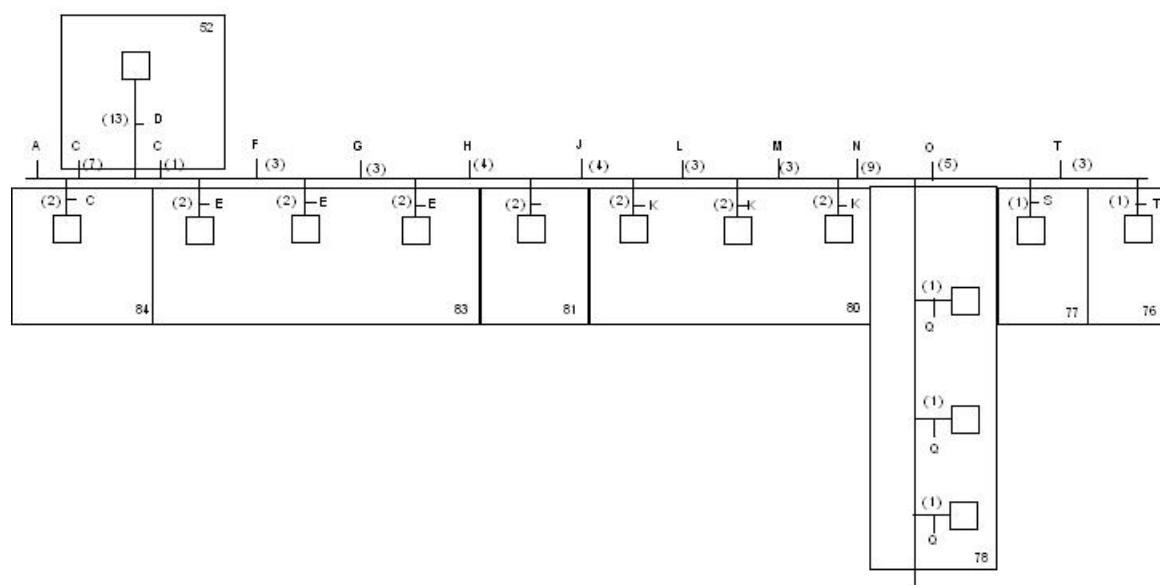
Folha nº 9

Figura B



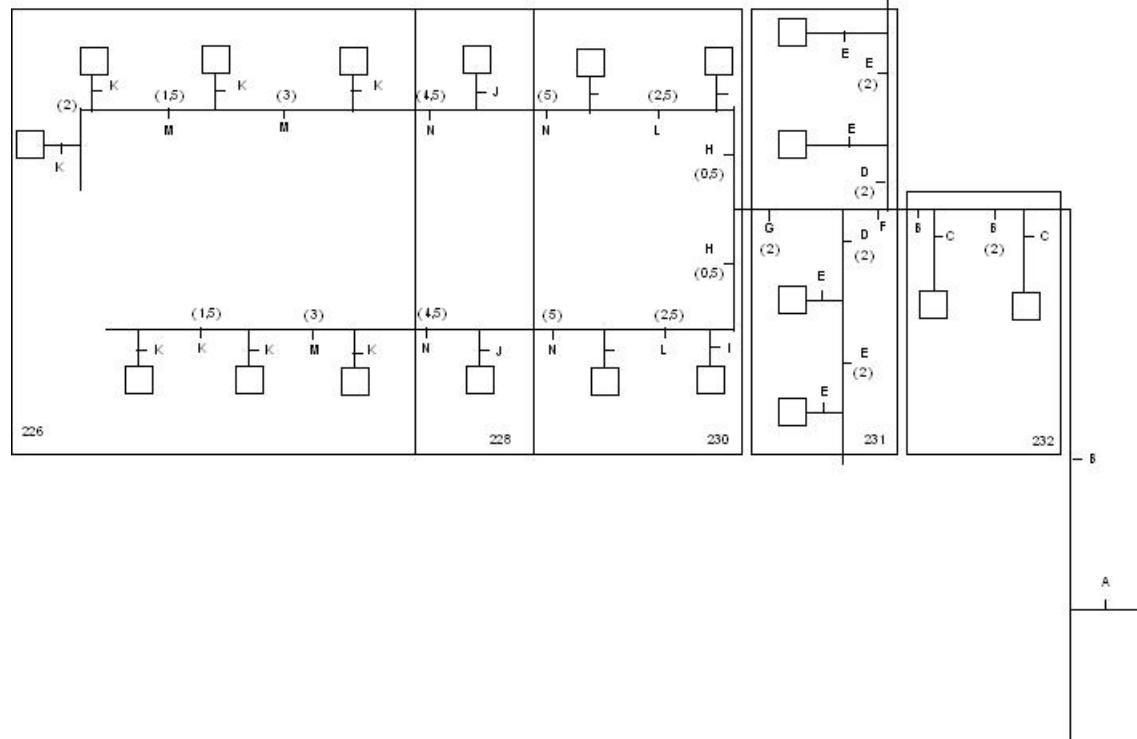
Folha nº 9

Figura C



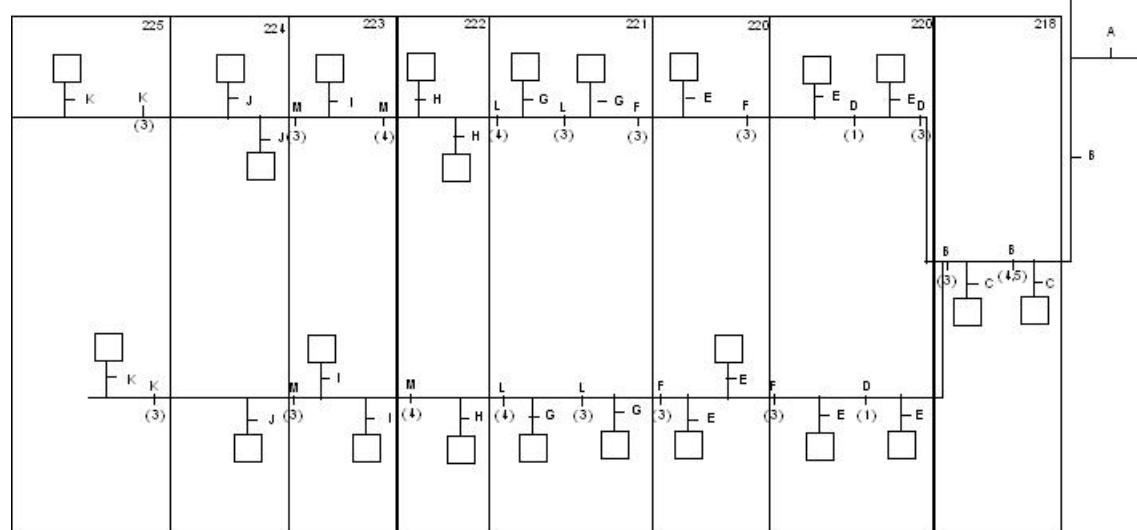
Folha nº 18

Figura A



Folha nº 18

Figura B



## **ANEXO 6**

### **Platas do Sistema VRV**

## Plantas do Sistema VRV

### Legenda:

231 - Número da sala

364 - Refnet

F40 - Modelo da evaporadora

1 - Condensadora

Φ 1 - Tubulação de diâmetro

Φ 2 - Tubulação de diâmetro

Φ 3 - Tubulação de diâmetro

Φ 4 - Tubulação de diâmetro

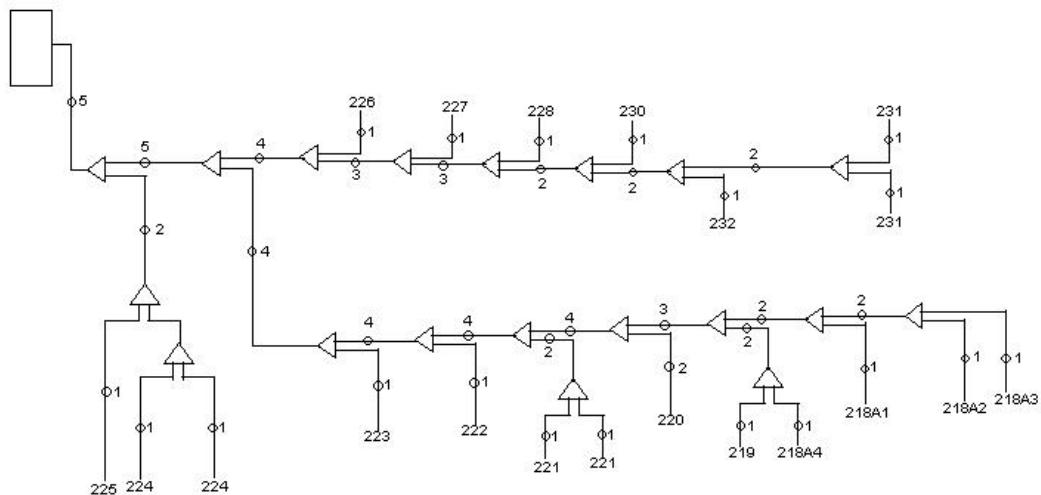
Φ 5 - Tubulação de diâmetro

Φ 6 - Tubulação de diâmetro

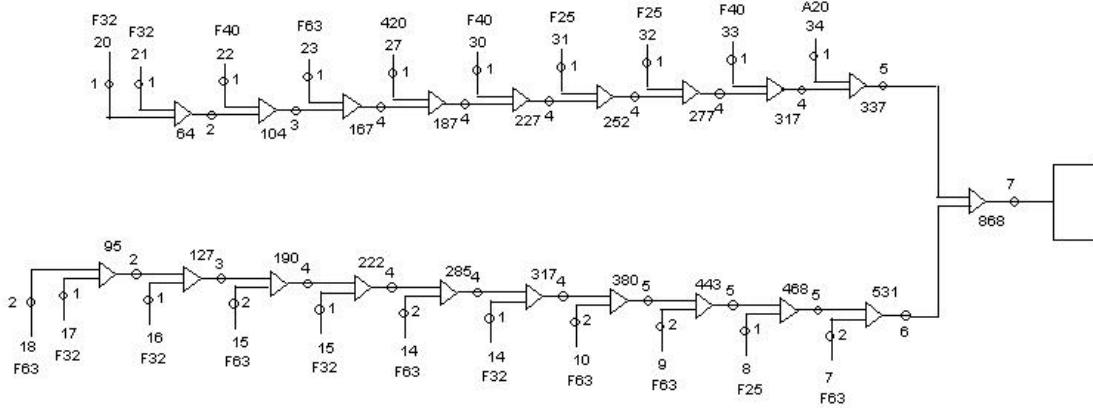
Φ 7 - Tubulação de diâmetro

Φ 8 - Tubulação de diâmetro

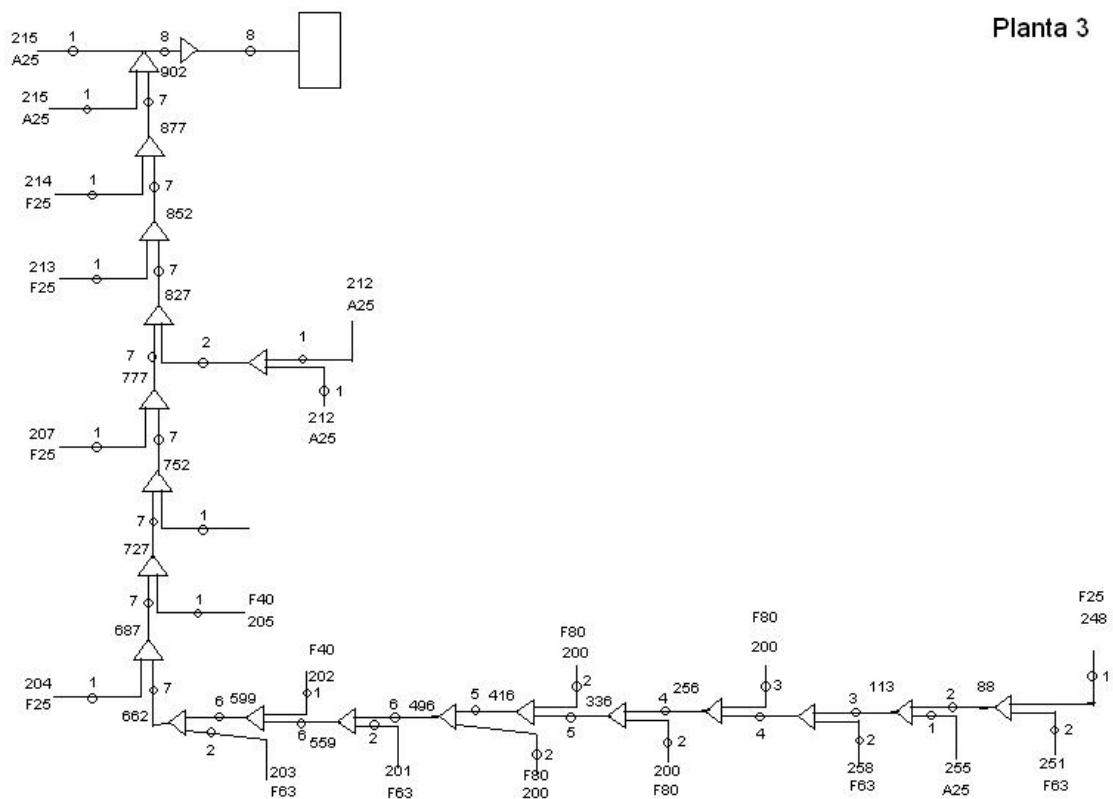
## Planta 1

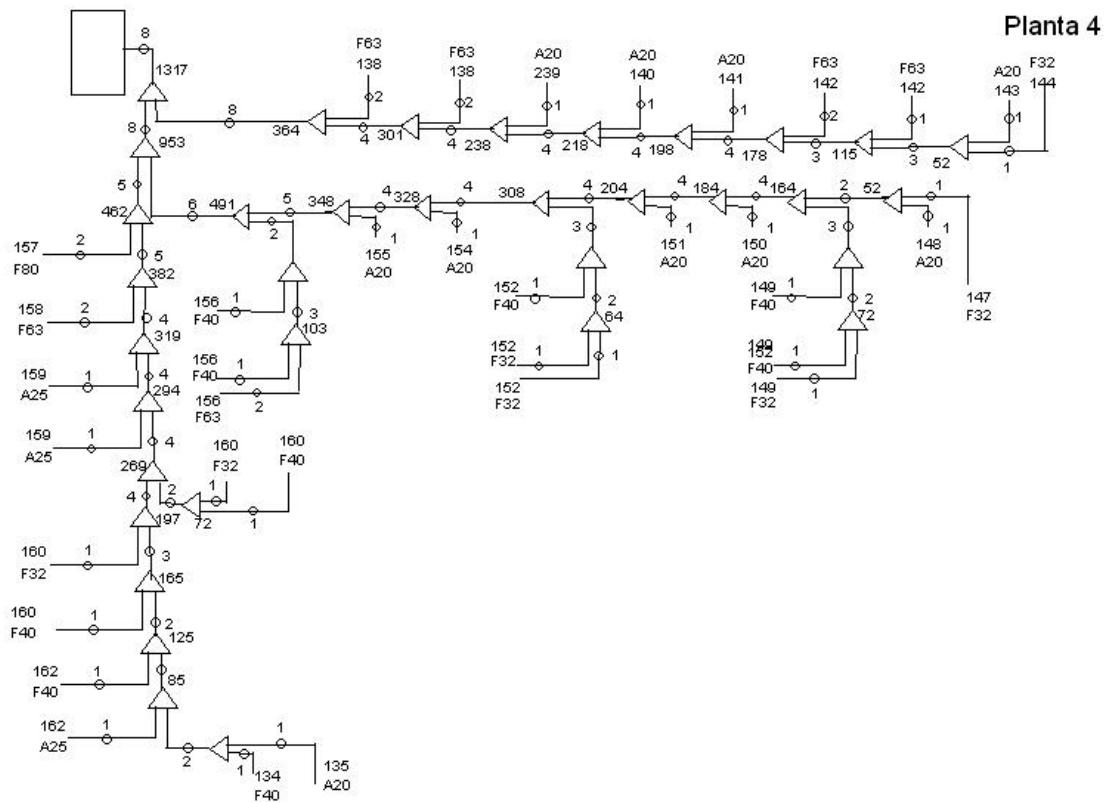


Planta 2

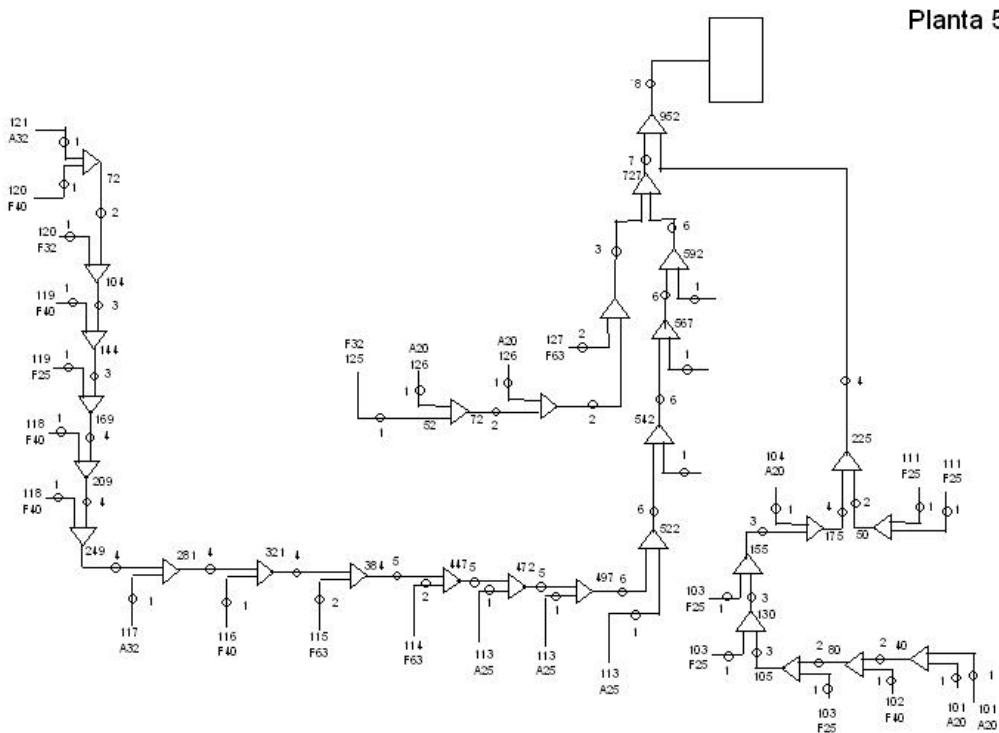


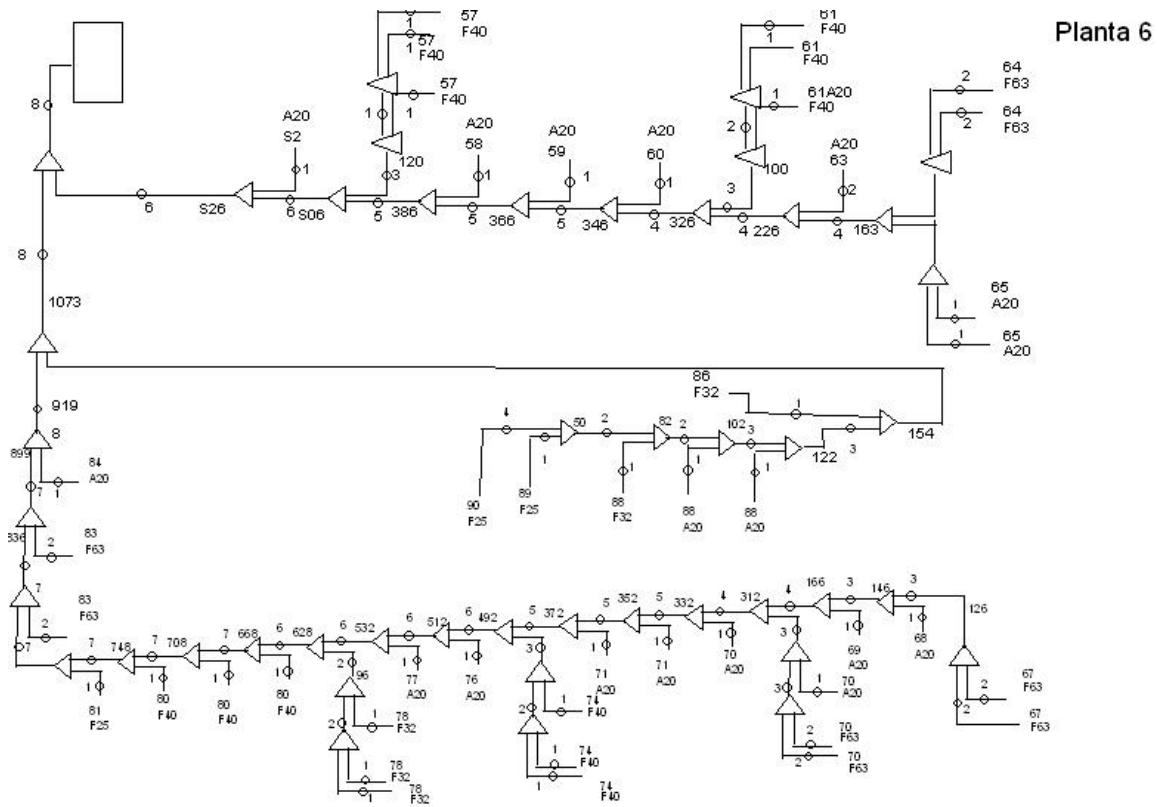
Planta 3





## Planta 5





## ANEXO 7

# Planilha do Cálculo do Dimensionamento dos Dutos

rho padrão 1.204kg/m<sup>3</sup> Salas m\_ponto\_s

Velocidade máxima próximo ao ventilador	7.5m/s		57	1715
G	9.03kg/m <sup>2</sup> s		58	145
m_ponto_total	6068m <sup>3</sup> /h		59	197
S	2.029kg/s		60	91
Diametro	0.225m <sup>2</sup>		61	1519
rho_trecho	0.534929m	A	63	273
ni	1.067 kg/m <sup>3</sup>		64	1674
mi	1.51E-05m <sup>2</sup> /s		65	280
N_Reynolds	1.61E-05kg/ms		66	174
Rugosidade	3.00E+05			
f	1.50E-04			
delta_p_unit	1.65E-02			
	1.179173Pa			
Velocidade máxima próximo ao ventilador	5.437562m/s			
G	6.546825kg/m <sup>2</sup> s			
m_ponto_total	1674m <sup>3</sup> /h			
S	0.560kg/s			
Diametro	0.086m <sup>2</sup>			
N_Reynolds	0.329974m	B	Qtd	1
f	1.34E+05		Tamanho (m)	1
delta_p_unit	1.94E-02		D (m)	0.3299738
	1.179083Pa			
Velocidade máxima próximo ao ventilador	4.124676m/s			
G	4.96611kg/m <sup>2</sup> s			
m_ponto_total	558m <sup>3</sup> /h			
S	0.187kg/s			
Diametro	0.038m <sup>2</sup>			
N_Reynolds	0.218739m	C	Qtd	6
f	6.74E+04		Tamanho (m)	1
delta_p_unit	2.23E-02		D (m)	0.2187389
	1.179109Pa			
Velocidade máxima próximo ao ventilador	4.911447m/s			
G	5.913383kg/m <sup>2</sup> s			
m_ponto_total	1116m <sup>3</sup> /h			
S	0.373kg/s			
Diametro	0.063m <sup>2</sup>			
N_Reynolds	0.283486m	D	Qtd	1
f	1.04E+05		Tamanho (m)	3
delta_p_unit	2.04E-02		D (m)	0.2834857
	1.179115Pa			
Velocidade máxima próximo ao ventilador	6.92063m/s			
G	8.332438kg/m <sup>2</sup> s			
m_ponto_total	4394m <sup>3</sup> /h			
S	1.470kg/s			
Diametro	0.176m <sup>2</sup>			
N_Reynolds	0.473872m	E	Qtd	1
	2.45E+05		Tamanho (m)	2

f	1.72E-02	D (m)	0.473872
delta_p_unit	1.179045Pa		
Velocidade máxima próximo ao ventilador	3.915113m/s		
G	4.713796kg/m <sup>2</sup> s		
m_ponto_total	454m <sup>3</sup> /h		
S	0.152kg/s		
Diametro	0.032m <sup>2</sup>		
N_Reynolds	0.202516m	F	Qtd 1
f	5.93E+04		Tamanho (m) 3
delta_p_unit	2.29E-02		D (m) 0.2025161
	1.178966Pa		
Velocidade máxima próximo ao ventilador	3.071357m/s		
G	3.697913kg/m <sup>2</sup> s		
m_ponto_total	174m <sup>3</sup> /h		
S	0.058kg/s		
Diametro	0.016m <sup>2</sup>		
N_Reynolds	0.141551m	G	Qtd 3
f	3.25E+04		Tamanho (m) 2
delta_p_unit	2.61E-02		D (m) 0.1415511
	1.179969Pa		
Velocidade máxima próximo ao ventilador	6.735033m/s		
G	8.108979kg/m <sup>2</sup> s		
m_ponto_total	3940m <sup>3</sup> /h		
S	1.318kg/s		
Diametro	0.163m <sup>2</sup>		
N_Reynolds	0.454865m	H	Qtd 1
f	2.29E+05		Tamanho (m) 16
delta_p_unit	1.74E-02		D (m) 0.4548645
	1.179046Pa		
Velocidade máxima próximo ao ventilador	3.442545m/s		
G	4.144825kg/m <sup>2</sup> s		
m_ponto_total	273m <sup>3</sup> /h		
S	0.091kg/s		
Diametro	0.022m <sup>2</sup>		
N_Reynolds	0.167473m	I	Qtd 1
f	4.31E+04		Tamanho (m) 1
delta_p_unit	2.45E-02		D (m) 0.1674732
	1.179275Pa		
Velocidade máxima próximo ao ventilador	5.306562m/s		
G	6.389101kg/m <sup>2</sup> s		
m_ponto_total	1519m <sup>3</sup> /h		
S	0.508kg/s		
Diametro	0.080m <sup>2</sup>		
N_Reynolds	0.318182m	J	Qtd 1
f	1.26E+05		Tamanho (m) 1
delta_p_unit	1.96E-02		D (m) 0.3181823
	1.179046Pa		

delta_p_unit	1.179019Pa						
Velocidade máxima próximo ao ventilador	4.024781m/s						
G	4.845837kg/m <sup>2</sup> s						
m_ponto_total	506.3333m <sup>3</sup> /h						
S	0.169kg/s						
Diametro	0.035m <sup>2</sup>						
N_Reynolds	0.210936m	K	Qtd	3			
f	6.34E+04		Tamanho (m)	2			
delta_p_unit	2.26E-02		D (m)	0.2109361			
	1.179153Pa						
Velocidade máxima próximo ao ventilador	4.794254m/s						
G	5.772282kg/m <sup>2</sup> s						
m_ponto_total	1012.667m <sup>3</sup> /h						
S	0.339kg/s						
Diametro	0.059m <sup>2</sup>	L	Qtd	1			
N_Reynolds	0.273323m		Tamanho (m)	3			
f	9.79E+04		D (m)	0.2733232			
delta_p_unit	2.07E-02						
	1.179925Pa						
Velocidade máxima próximo ao ventilador	5.78683m/s						
G	6.967343kg/m <sup>2</sup> s						
m_ponto_total	2148m <sup>3</sup> /h						
S	0.718kg/s						
Diametro	0.103m <sup>2</sup>	M	Qtd	1			
N_Reynolds	0.362327m		Tamanho (m)	11			
f	1.57E+05		D (m)	0.3623269			
delta_p_unit	1.88E-02						
	1.178498Pa						
Velocidade máxima próximo ao ventilador	2.603651m/s						
G	3.134796kg/m <sup>2</sup> s						
m_ponto_total	91m <sup>3</sup> /h						
S	0.030kg/s						
Diametro	0.010m <sup>2</sup>	N	Qtd	1			
N_Reynolds	0.111182m		Tamanho (m)	1			
f	2.16E+04		D (m)	0.1111816			
delta_p_unit	2.85E-02						
	1.179528Pa						
Velocidade máxima próximo ao ventilador	3.169317m/s						
G	3.815858kg/m <sup>2</sup> s						
m_ponto_total	197m <sup>3</sup> /h						
S	0.066kg/s						
Diametro	0.017m <sup>2</sup>	O	Qtd	1			
N_Reynolds	0.14827m		Tamanho (m)	1			
f	3.51E+04		D (m)	0.1482703			
delta_p_unit	2.56E-02						
	1.179544Pa						

Velocidade máxima próximo ao ventilador	2.932114	m/s				
G	3.530265	kg/m <sup>2</sup> s				
m_ponto_total	145	m <sup>3</sup> /h				
S	0.048	kg/s				
Diametro	0.132251	m	P	Qtd	1	
N_Reynolds	2.90E+04			Tamanho (m)	1	
f	2.67E-02			D (m)	0.1322505	
delta_p_unit	1.179877	Pa				
Velocidade máxima próximo ao ventilador	5.470611	m/s				
G	6.586616	kg/m <sup>2</sup> s				
m_ponto_total	1715	m <sup>3</sup> /h				
S	0.574	kg/s				
Diametro	0.33298	m	Q	Qtd	1	
N_Reynolds	1.36E+05			Tamanho (m)	4	
f	1.93E-02			D (m)	0.3329798	
delta_p_unit	1.179065	Pa				
Velocidade máxima próximo ao ventilador	4.15052	m/s				
G	4.997227	kg/m <sup>2</sup> s				
m_ponto_total	571.6667	m <sup>3</sup> /h				
S	0.191	kg/s				
Diametro	0.220711	m	R	Qtd	6	
N_Reynolds	6.85E+04			Tamanho (m)	1	
f	2.22E-02			D (m)	0.220711	
delta_p_unit	1.179516	Pa				
Velocidade máxima próximo ao ventilador	4.941766	m/s				
G	5.949887	kg/m <sup>2</sup> s				
m_ponto_total	1143.333	m <sup>3</sup> /h				
S	0.382	kg/s				
Diametro	0.286055	m	S	Qtd	1	
N_Reynolds	1.06E+05			Tamanho (m)	3	
f	2.03E-02			D (m)	0.2860547	
delta_p_unit	1.17933	Pa				