

# **Introdução ao projeto de climatização**

**Prof. Jesué Graciliano da Silva**

# Apresentação

Este texto tem por objetivo apresentar um resumo da teoria envolvida no desenvolvimento de projetos de climatização de pequeno porte. Nele mostramos como deve ser realizada a estimativa de carga térmica, a definição do tipo de equipamento, a rede de dutos, a estimativa de carga térmica e a seleção de componentes.

Para realização de um projeto completo de climatização é importante a aplicação concreta dos conhecimentos aprendidos nas disciplinas de desenho técnico, transferência de calor, termodinâmica e mecânica dos fluidos e de sistemas de climatização.

Entendemos que o projetista de climatização deveria fazer parte de uma “equipe multidisciplinar”, envolvendo arquitetos, calculistas, especialista em acústicas, além de profissionais das áreas de elétrica, hidráulica e outras instalações. Assim poderia contribuir com o arquiteto dando sugestões sobre o melhor posicionamento do edifício, sobre sua forma e área envidraçada. Muitas vezes devem ser estudadas a melhor orientação para os breezes, a colocação de vidros duplos com película refletiva externa, e utilizadas luminárias de elevado rendimento, para reduzir a dissipação de calor. Essa troca de informações poderia levar à indicação de diferentes tipos de materiais para a alvenaria e envidraçamento. Já existem no mercado tijolos com melhor resposta térmica e vidros com maior capacidade de reflexão.

Bom estudo !

Prof. Jesué Graciliano da Silva

## **1- Introdução**

Para um projeto de climatização bem-sucedido, é fundamental a participação do projetista da área desde a concepção arquitetônica da edificação, atuando como integrante das equipes de projetos de estrutura, hidráulica e elétrica, dentre outras. Um projeto na área de climatização envolve uma série de etapas, que são:

- Estudo preliminar - Nesse momento, são estabelecidas as normas que serão levadas em consideração para definição do sistema a ser projetado.
- Bases de cálculo - Nessa etapa, são fixados os parâmetros adotados como base para o dimensionamento do sistema, tais como: condições de temperatura, pressão e umidade e taxas de ocupação, iluminação e ar exterior.
- Dimensionamento do sistema – essa etapa se refere à definição de todos os constituintes do sistema adotado, considerando-se as características das fases anteriores. Para tanto é preciso a realização da estimativa das cargas térmicas dos ambientes, bem como carga térmica total, levando-se em conta os critérios: simultaneidade, seleção dos equipamentos, local da casa de máquinas, projeto da rede de dutos, projeto da rede hidráulica, esquema elétrico e esquema de controles.
- Memorial descritivo- nessa fase é descrita objetivamente a solução adotada pelo sistema de condicionamento de ar. Este relato é realizado baseado na execução do projeto, uma vez que nele são encontradas informações gerais do sistema e tabelas de resumo de cálculos. Faz parte, ainda, deste tópico os parâmetros referentes ao contrato de aquisição.
- Parte gráfica- compreende o fornecimento de plantas, cortes e detalhamentos necessários à perfeita compreensão por parte do cliente. Essa parte gráfica é constituída, basicamente, de desenhos da casa de máquinas, localização de bases de equipamentos e suas características, rede de dutos, rede hidráulica, fluxogramas de controle e esquema geral de distribuição elétrica.

Ao se avaliar a qualidade de um projeto de sistema de ar condicionado, deve-se levar em consideração se o mesmo atende às necessidades solicitadas, se ele foi executado sob responsabilidade de engenheiro ou técnico com registro no Conselho Regional de Engenharia, Arquitetura e Agronomia (CREA) com experiência no ramo, se o equipamento especificado é de fabricação usual no país, se foram citadas e atendidas as normas técnicas pertinentes ao tipo de instalação projetada, se foi considerada a interface com outras instalações, tais como: pontos de forças (capacidade, tensão e frequência), pontos de água (vazões e/ou bitolas de tubulações), pontos de dreno (posição e demais características), peso dos equipamentos.

## **2- Aplicações do Projeto**

Para que um cálculo da carga térmica possa ser executado, é preciso, antes de tudo, definir ou estabelecer as aplicações e as condições de cálculo. Essas condições determinarão os valores das trocas térmicas que ocorrerão entre o meio a ser condicionado e o meio exterior.

Normalmente uma série grande de fatores influencia as condições a serem adotadas num determinado projeto. Podemos citar os seguintes fatores: aplicação de condicionamento a ser feito (conforto, industrial, etc); tipo de atividade; idade dos ocupantes; sexo; clima; época do ano; roupa; preço da instalação, etc. A Figura 1 ilustra as variáveis envolvidas em um projeto de climatização:

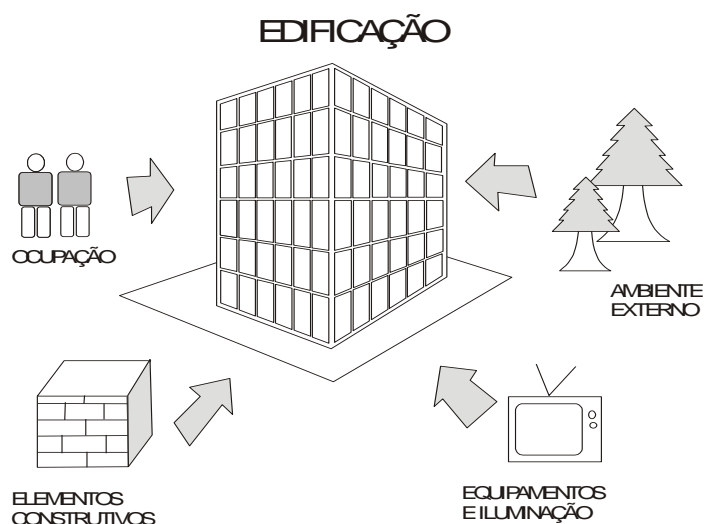


Figura 1- Fatores que influenciam a elaboração de um projeto de climatização

Portanto, cada projeto exige um estudo detalhado dessas condições, a fim de que a temperatura e umidade adotadas (ou seja, as variáveis normalmente controladas em um sistema de condicionamento de ar) sejam compatíveis com as necessidades exigidas. Para aplicações de uso normal, entretanto, os cálculos são feitos com bases em tabelas, que facilitam bastante o trabalho do projetista.

## **3- Condições de projeto**

Há diversas normas para climatização e refrigeração; cada uma delas é apropriada a um contexto específico. O projetista precisa estar atento para o fato de que, em algumas regiões do Brasil, pode acontecer de a carga térmica de inverno (aquecimento) ser superior à carga térmica de verão (resfriamento). Por isso, a carga térmica de inverno deve, também, ser estimada. Consulte a norma NBR 16.401 para mais informações.

Na Tabela 1, apresentamos as condições internas recomendadas na norma para diferentes ambientes.

Tabela 1- Condições internas de conforto para verão

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		TBS (°C)	UR (%)	TBS (°C)	UR (%)
Conforto	Residências, hotéis, escritórios, escolas e bancos	23 a 25	40 a 60	26,5	65
Lojas de curto tempo de ocupação	Barbearias, cabeleireiros, lojas e magazines e supermercados	24 a 26	40 a 60	27	65
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros, auditórios, templos, cinemas, bares lanchonetes, restaurantes, bibliotecas e estúdios TV	24 a 26	40 a 65	27	65

Conforme apresentado no item **dimensionamento do sistema**, é necessário realizar a estimativa da carga térmica do ambiente para realizar a seleção do equipamento de climatização. Nesse capítulo, serão desenvolvidos os conceitos necessários para estimativa da carga térmica e para organização do local da casa de máquinas e do esquema de controles.

#### **4-- Estimativa de carga térmica**

Carga térmica é a quantidade total de calor sensível e latente que deve ser retirada ou adicionada ao ambiente climatizado para que se mantenham as condições desejadas de temperatura e umidade relativa. Os ganhos de calor podem ser provenientes de fontes externas ao espaço condicionado e dele próprio.

Como ganhos externos, podemos citar os decorrentes da radiação solar direta e difusa através das janelas; radiação solar através das superfícies opacas (paredes); calor transmitido através do vidro das janelas e das paredes devido à transferência de temperatura entre o ar externo e ar interno; infiltração de ar quente do exterior. Esta infiltração engloba a infiltração ou ar de renovação.

Como ganhos internos, podemos citar os decorrentes da iluminação elétrica; ocupação (calor liberado pelas pessoas que ocupam o ambiente) e dissipação de potência em máquinas e equipamentos (computadores, motores elétricos ou cafeteiras, por exemplo)

Algumas fontes de calor contribuem com carga sensível e latente simultaneamente. As pessoas que ocupam o recinto contribuem com carga sensível devido a maior temperatura da pele em relação ao ar do espaço condicionado (convecção e radiação), e com carga latente devido à transpiração e à respiração. O ar de renovação também deve ser considerado na carga térmica, pois deverá passar pela serpentina de resfriamento e desumidificação da máquina trazendo calor sensível e latente que deve ser removido.

Os fatores a seguir, que influem direta ou indiretamente na quantidade de calor que um ambiente pode ganhar ou perder são chamados de "parcelas da carga térmica":

- **Transmissão**

No caso de paredes internas, vidros internos, bem como teto e piso entre andares, o cálculo de carga térmica por transmissão pode ser calculado por:

$$\dot{Q}_{SI} = A \cdot U \cdot (T_{NC} - T_s)$$

Onde  $\dot{Q}_{SI}$  é o ganho de calor de um recinto devido à transmissão entre ambientes internos, [W]; A é a área de troca de calor (área de parede ou vidro interno), em [m<sup>2</sup>]; U é o coeficiente global de transmissão de calor de superfícies [W/(m<sup>2</sup>.°C)]; T<sub>NC</sub> é a temperatura do ambiente vizinho não condicionado [°C]; considera-se que uma sala não condicionada estará 3°C abaixo das condições externas de projeto (T<sub>e</sub>). Portanto, para uma T<sub>e</sub> de 30°C, por exemplo, teremos uma T<sub>NC</sub> de 27 °C. Por fim, T<sub>s</sub> é a temperatura de bulbo seco do ambiente que se quer condicionar [°C].

Admite-se que, para pisos que se encontram diretamente sobre o solo, não existe perda ou ganho de calor. Da mesma maneira, quando os ambientes vizinhos encontram-se condicionados, a carga térmica através das paredes divisórias com esses ambientes é desprezada. Na tabela 11.3 pode-se observar alguns coeficientes globais de transferência de calor:

Tabela 2- Coeficientes globais de transferência de calor aproximados

Material	Coeficiente global de transferência de calor U [W/(m <sup>2</sup> .K)]
Parede de tijolo de 6 furos com reboco nas duas faces	2,50
Cobertura de telha de barro com laje de concreto de 10 cm e espaço de ar não ventilado	1,95
Parede de tijolo 6 furos com duas camadas de reboco e isolamento de 15cm de isopor	0,23

Observa-se que valores precisos devem ser calculados a partir de conhecimentos básicos de transferência de calor e das propriedades dos materiais específicos utilizados na construção. Atualmente, têm sido utilizados tijolos compostos mais leves e com propriedades térmicas que devem ser conhecidas para o projeto.

### Exemplo de Aplicação

Estime a carga térmica que atravessa 30 metros quadrados de uma **parede não insolada**, construída com tijolos maciços de 21cm de espessura e reboco dos dois lados de 2cm de espessura cada. k reboco = 1,15 W/m°C e k tijolo = 0,85 W/m°C . Considere a temperatura externa de 32°C e a interna de 25°C. Considere também h<sub>e</sub> = 25W/m<sup>2</sup>°C e h<sub>i</sub> = 7W/m<sup>2</sup>°C,

conforme Figura 2.

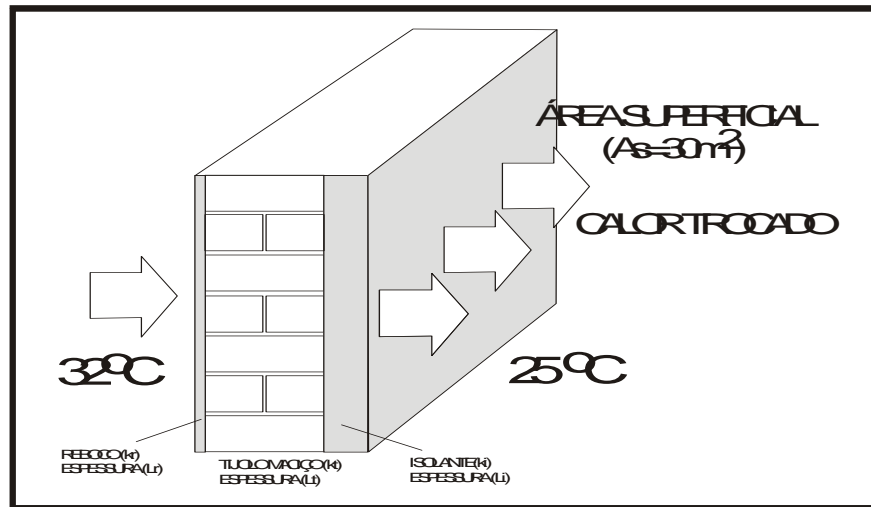


Figura 2– Ilustração do uso do coeficiente global de transferência de calor

Podemos fazer uma analogia com um circuito elétrico em série, conforme apresentado no Capítulo 2. Primeiro, é preciso calcular o coeficiente “U”:

$$U = \left[ \frac{1}{25} + \frac{0,02}{1,15} + \frac{0,21}{0,85} + \frac{0,02}{1,15} + \frac{1}{7} \right]^{-1} = 2,15 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Podemos aplicar esse valor de “U” na equação de Fourier modificada, obtendo:

$$\dot{Q} = 2,15 \cdot 30 \cdot (32 - 25) \Rightarrow \dot{Q} = 451,5 W$$

Tabela 3- Valores aproximados de coeficiente global de transferência de calor (U)

Tipos de Janela de vidro	Coeficiente “U” [(kcal/h)/m <sup>2</sup> .°C]	Coeficiente “U” W/(m <sup>2</sup> .°C)
Janela de vidro comum (simples)	5,18	6.00
Janela de vidro duplo	3,13	3.63
Janela de vidro triplo	1,66	1.93

- **Insolação através de superfícies transparentes**

Uma das maiores parcelas externas de carga térmica vem do sol, que penetra no ambiente através das superfícies transparentes e das superfícies opacas.

No caso das superfícies transparentes, o calor é quase instantaneamente absorvido pelo ambiente. A energia solar radiante que passa através do vidro atinge objetos dentro do recinto,

tais como assoalhos, paredes e móveis. A energia solar aquece esses objetos acima da temperatura do recinto e esse calor armazenado é então liberado para o ambiente por convecção. Esse processo retarda a liberação de energia solar para o recinto.

No caso das superfícies opacas (paredes, telhados, tetos, lajes, etc.), o calor é conduzido para dentro do recinto por "condução" térmica. Decorre, no entanto, um prazo entre a insolação e o seu efeito no ambiente condicionado, dependendo do tipo de construção. Isso significa que o calor pode penetrar mesmo após o sol ter se posto.

A quantidade de radiação solar que incide sobre uma superfície depende: da natureza da superfície; da orientação geográfica; da vizinhança (prédios, áreas com massa de água nas proximidades, áreas com muitos vidros, bosques, etc); da cor da superfície; da latitude; da época do ano e da hora do dia. O efeito do Sol batendo sobre as paredes é muito semelhante ao que acontece com tetos. Porém, um outro fator que está envolvido é a orientação geográfica da parede. Na Figura 3, mostra-se o efeito do calor solar em função da orientação da abertura.

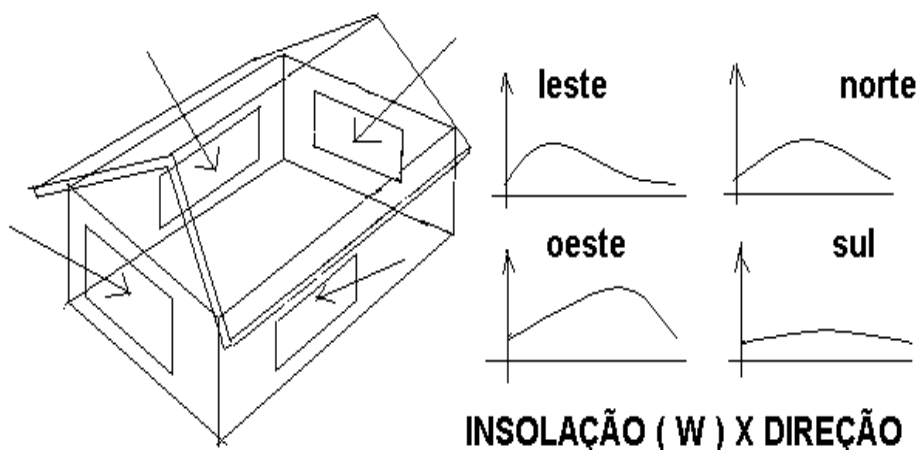


Figura 3- Ilustração qualitativa da insolação *versus* orientação solar da parede.

Pela ilustração e pelas tabelas observamos que as janelas voltadas para o sul, assim como qualquer outro vidro que fique na sombra durante todo o dia, recebem energia solar que é refletida pela atmosfera. Naturalmente, este calor será bem menor quando comparado com a luz solar direta.

O conhecimento destas informações é importante na tomada de decisão quanto ao projeto ou na seleção do equipamento. Quando não for possível alterar a posição das janelas, pode-se recorrer a outros métodos para reduzir a carga solar. Por exemplo, citam-se os dispositivos de sombreamento tais como *breeses*, toldos externos, persianas externas horizontais ou verticais, defletores tipo quebra-sol, persianas ou venezianas internas, cortinas, etc.



O calor solar também pode ser reduzido utilizando-se tipos especiais de vidro ao invés dos tipos comuns. Vidros duplos permitem uma redução da carga solar de 10% a 20%, e para vidros coloridos a redução pode chegar a 65%, dependendo da cor utilizada.

O ganho térmico, devido à insolação em uma superfície transparente (vidros), é dado pela expressão:

$$\dot{Q}_{ST} = A \cdot FGCI_{max} \cdot FCR \cdot CS$$

Onde  $\dot{Q}_{ST}$  é ganho de calor de um recinto provocado por superfície transparente, em W; A é a área da superfície transparente, em m<sup>2</sup>;  $FGCI_{max}$  é o fator de ganho de calor por insolação máximo, em W/m<sup>2</sup>. O FGCI é tabelado em função da latitude, da orientação da superfície, da data e da hora do cálculo,  $C_S$  é o coeficiente de sombreamento adimensional e FCR é o fator de carga de resfriamento (retardo da insolação). Observa-se que para os vidros também se deve somar a carga térmica por transmissão.

A seguir, apresenta-se um resumo de alguns dados de insolação adaptados do ASHRAE Handbook of Fundamentals. Observamos, ainda, que os valores de,  $FGCI_{max}$  são dependentes da latitude, da orientação solar e do mês do ano. Por esse motivo há muita imprecisão na utilização dos mesmos. Os projetistas devem consultar informações de estações solarimétricas de sua região ou fazer a transposição de informações medidas no hemisfério norte, fazendo a conveniente correção em termos das estações do ano. Nas Tabelas 11.5 a 11.7 tem se valores de FGCI máximo para algumas latitudes brasileiras.

Tabela 4 - Fator de Ganho de Calor por Insolação – FGCI máximo (W/m<sup>2</sup>) Latitude: -23,5° ( sul )

Mês	Horizontal	S	SO SE	O L	NO NE	N
Jan	993	157	635	764	471	165
Fev	955	132	534	762	580	265
Mar	863	113	392	720	668	434
Abr	726	92	234	636	712	571
Mai	610	78	126	555	713	637
Jun	558	72	87	515	705	655
Jul	597	75	119	549	708	634
Ago	710	86	233	633	703	558
Set	844	104	392	714	655	416
Out	938	122	532	757	570	251
Nov	984	149	630	761	471	160
Dez	997	199	665	756	425	154

Tabela 5- Fator de Ganho de Calor por Insolação – FGCI máximo (W/m<sup>2</sup>) Latitude: -32,0° ( sul )

Mês/orientação	Horizontal	S/sombra	SE/SO	L/O	NE/NO	N
Junho	500	69	69	510	775	795
Julho e maio	555	75	90	550	785	775
Agosto e abril	685	85	205	645	780	700
Setembro e março	780	100	330	695	700	545
Outubro e fevereiro	845	115	450	700	580	355

Novembro e janeiro	865	120	530	685	480	230
Dezembro	870	140	555	675	440	190

Tabela 6- Fator de Ganho de Calor por Insolação – FGCI máximo (W/m<sup>2</sup>) Latitude : -28° (sul )

Mês/orientação	Horizontal	S/sombra	SE/SO	L/O	NE/NO	N
Dezembro	876	161	561	671	403	154
Janeiro	870	129	536	677	441	180
Fevereiro	857	120	470	693	542	287

Os valores de FCR devem ser consultados em literatura específica para cada tipo de construção, uma vez que seu valor vai depender da estrutura da edificação como um todo. Para fins de simplificação, se o projetista desejar estimar a carga térmica simplificada para um determinado momento, pode-se considerar FCR = 1,00 na equação anterior.

Nesse caso, a carga térmica total que penetra pela janela pode ser calculada pela equação a seguir, onde já há a soma do calor que entra por condução direta pela janela e pela insolação direta.

$$Q = A. [U. (T_e - T_i) + FGCI. CS]$$

Tabela 7 - Coeficiente de sombreamento dos vidros

Fator de Correção (CS) em função do tipo de vidro	
Tipo de vidro	Fator "CS"
Comum de 4mm	1,00
Comum de 6mm	0,94
60% de reflexão	0,80
30% de reflexão	0,62
Duplo	0,90

Como exemplo, é possível estimar qual a carga térmica que ingressa pela manhã por uma janela de vidro comum de 4 mm de espessura e área de 20m<sup>2</sup>, localizada na face leste de um prédio localizado na latitude 27 graus sul, para o mês de janeiro (Figura 4). A temperatura externa é de 32°C e a interna é de 25 °C. Considere o FGCI como sendo 667W/m<sup>2</sup> e CS = 1,00 para vidro comum. Considere "U" vidro como sendo 5,8 W/m<sup>2</sup>°C.

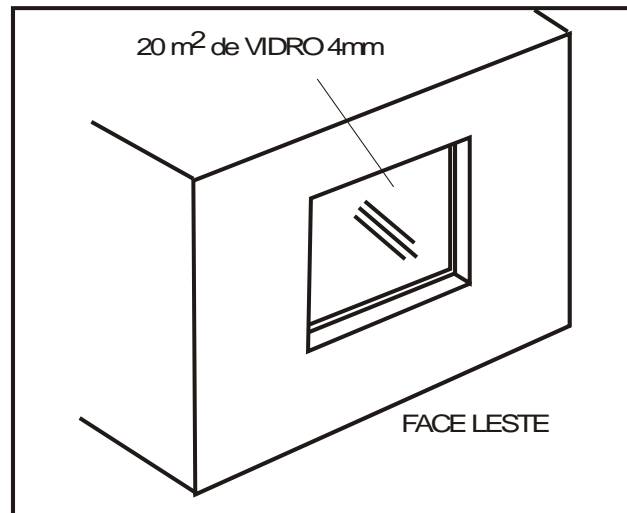


Figura 4- Ilustração do problema apresentado

Aplicando-se a equação, tem-se:

$$Q = 20 \cdot [5,8 \cdot (32 - 25) + (667 \cdot 1)] = 14152 \text{ W}$$

- **Insolação sobre superfícies opacas**

O ganho térmico devido à transmissão em superfícies opacas (paredes e telhados expostos ao sol) é calculado para a hora de maior fluxo térmico. Esse ganho é devido à absorção de calor pela superfície externa e pela diferença de temperatura entre o lado externo e interno.

Pode-se estimar essa parcela por meio da expressão :

$$Q_{total} = U \cdot A \cdot \left[ \frac{(0,2 \times FGCI)}{25} + T_e - T_i \right]$$

Onde  $\dot{Q}_{total}$  é o ganho de calor por uma superfície opaca com insolação, [W]; “A” é a área da superfície opaca (parede ou telhado) com insolação, em m<sup>2</sup>; “U” é o coeficiente global de transmissão de calor de superfícies [W/m<sup>2</sup>.°C]; FGCI é o valor da insolação sobre a superfície; Te é a temperatura do ar externo e Ti a temperatura do ar interno [°C]. Para formulação dessa equação adotamos as superfícies com cores claras.

**Exemplo de Aplicação:**

Estime a carga térmica sobre superfícies opacas insoladas a seguir: Considere que um telhado de 100 metros quadrados é composto por uma camada de telhas cerâmicas de 1,5cm de espessura (e1), uma camada de laje de concreto de 12cm (e2), um espaço de ar de 50cm e uma camada de

gesso de 2cm de espessura (e3). Qual é a carga térmica que ingressa no ambiente? Considera-se a insolação FGCI sobre o telhado como sendo  $870 \text{ W/m}^2$  para a cidade de Florianópolis, no mês de janeiro. Considera-se  $T_e - T_i = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ . Considera-se, também, a resistência térmica do ar sobre o telhado como sendo  $R_e = 0,04 \text{ m}^2\text{C/W}$ ; a resistência do ar confinado como sendo  $R_c = 0,21 \text{ m}^2\text{C/W}$  e a resistência térmica do ar sob o gesso como sendo  $R_i = 0,17 \text{ m}^2\text{C/W}$ .

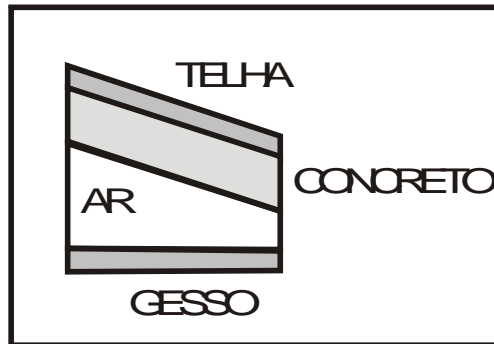


Figura 5- Ilustração do problema apresentado

Para resolver a questão, é preciso calcular o coeficiente “U” e aplicar na equação.

$$U = \left[ 0,04 + \frac{0,015}{0,85} + \frac{0,12}{1,75} + \frac{0,12}{1,75} + 0,21 + \frac{0,02}{0,35} + 0,17 \right]^{-1} = 1,775 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$Q_{total} = 1,775 \cdot 100 \cdot \left[ \frac{(0,2 \times 870)}{25} + 32 - 25 \right] = 2477,9 \text{ W}$$

- **Infiltração e ar de renovação**

Outra fonte de carga térmica é o ar exterior, que supre normalmente a renovação de ar do ambiente. Essa quantidade de ar depende da finalidade do recinto, do número de pessoas, da atividade que exercem dentro do ambiente e da quantidade de fumantes. Outra forma de admissão de ar externo no ambiente é através da infiltração do mesmo através de portas e janelas. Essa quantidade de calor depende da velocidade do ar, do tamanho das frestas nas portas e janelas e da frequência com que são abertas.

Qualquer que seja o caminho pelo qual o ar penetre, ele deve ser obrigatoriamente resfriado e desumidificado para condicionar o recinto. Ver a Portaria 3.523/98, do Ministério da Saúde para calcular a taxa de renovação do ar.

A fórmula para a vazão volumétrica total de insuflamento é:

$$\bar{Q} = n \cdot \bar{Q}_{PESSOAS}$$

Onde:  $\bar{Q}$  é a vazão total de ar de insuflamento [m<sup>3</sup>/h]; n é o número de ocupantes do recinto e  $\bar{Q}_{PESSOAS}$  é a vazão de ar por pessoa [m<sup>3</sup>/h].

Para se calcular a carga térmica devido ao ar externo, é preciso que se conheçam as condições de TBS e TBU do ar no final e no início do processo. Pode se, também, utilizar a equação a seguir, onde m é o fluxo de massa de ar de renovação, hx é o valor da entalpia obtida a partir de um triângulo traçado na carta psicrométrica, a partir da ligação da condição inicial do ar de renovação e a condição final após o resfriamento e a desumidificação. Essa parcela de carga térmica é dividida em duas partes, uma sensível e uma latente:

$$Q_{sens} = m.(hx - h2)$$

$$Q_{lat} = m.(h1 - hx)$$

Como exemplo, é possível estimar, com uma carta psicrométrica, qual a carga térmica latente e sensível decorrente de uma vazão de ar de renovação, de 900m<sup>3</sup>/h a 32°C e 60% (condição 1) de umidade relativa, que deve ser resfriado até a temperatura de 25°C e 50% de umidade relativa (condição 2).

Na carta psicrométrica pode-se obter a entalpia do ar externo (1) como sendo 79kJ/kg, a do ar resfriado (2) como sendo 51kJ/kg e a entalpia de um ponto intermediário “x”, que forma um triângulo retângulo, como sendo 58kJ/kg. O procedimento é ilustrado na Figura 6:

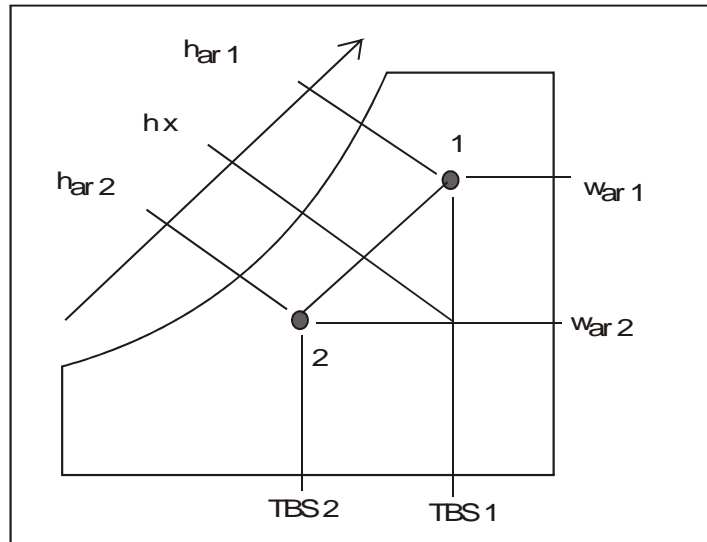


Figura 6 – Ilustração do cálculo da carga térmica devido a renovação

O fluxo de massa de ar externo de renovação é calculado através do produto da vazão pela densidade do ar. Para solução do problema, considera-se a densidade do ar de entrada, obtida diretamente pela carta psicrométrica.

$$\dot{m} = \frac{\text{vazão em } m^3 / h}{3600} \cdot \text{densidade ar}$$

$$\dot{m} = \frac{900}{3600} \cdot 1,129 = 0,282 \text{ kg/s}$$

A carga térmica sensível e a carga térmica latente são calculadas da forma:

$$Q_{sens} = 0,282 \cdot (58 - 51) = 1,97 \text{ kW}$$

$$Q_{lat} = 0,282 \cdot (79 - 58) = 5,9 \text{ kW}$$

Dessa forma, tem-se que a carga térmica decorrente do ar externo é de 7,87kW.

- **Ocupação**

As fontes externas de calor variam com as condições atmosféricas. Já as fontes internas não sofrem variação. Uma das maiores fontes de calor interno é constituída por pessoas. Um exemplo é em auditórios, teatros e cinemas, onde a carga térmica devido à ocupação pode ser predominante.

As pessoas liberam calor para o ambiente, tanto na forma sensível como na forma latente. Esta quantidade dependerá do grau de atividade das pessoas e pelas condições do recinto. Na NBR 16.401 há a estimativa de calor latente e sensível liberada por cada pessoa é apresentada.

Para determinação desta parcela de carga térmica é preciso que se faça uma estimativa do número de pessoas que ocupam o ambiente em cada horário do dia. Embora difícil de ser obtida, essa quantidade é fundamental, de tal modo que, sem ela, uma estimativa de carga pode ter pouco valor. É preciso que nesse cálculo seja considerado também o tempo de permanência no ambiente climatizado. Como exemplos podem ser citados restaurantes, lojas e cinemas que tem ocupação variável. Quando o cliente não fornecer essa informação, deve-se seguir valores orientativos fornecidos pela Na NBR 16.401. Por exemplo, para escritórios, podemos utilizar uma área de 8m<sup>2</sup> por pessoa, já para um teatro, esse valor é da ordem de 0,75m<sup>2</sup> por pessoa.

Tabela 8- Valores para ocupação de alguns recintos

Local	Taxa de ocupação [m <sup>2</sup> /pessoa]
Bancos - recintos privados	7,00
Bancos - recintos públicos	4,00
Lojas com pouco movimento	5,00
Lojas com muito movimento (térreo)	2,50
Escritórios em geral	6,00
Restaurantes	1,40
Museus e bibliotecas	5,50
Auditórios, salas de conferências	0,75
Teatros, cinemas	0,75

Tabela 9- Calor liberado por pessoa [kcal/h], de acordo com a atividade e a temperatura de projeto, conforme NBR 16.401

Local	Metabolismo médio *	Temperatura de bulbo seco [°C]									
		28		27		26		24		21	
		S	L	S	L	S	L	S	L	S	L
Teatro, escola primária	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Escola secundária	100	45	55	48	52	54	56	60	40	68	32
Escritórios, hotéis, residências, lojas, universidades, supermercados	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
Farmácias, drogarias, bancos	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
Restaurante (**)	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
fábrica, trabalho leve	202	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97

Onde: S = calor sensível [kcal/h]; L = calor latente [kcal/h] (\*) "metabolismo médio" corresponde a um grupo composto de adultos e crianças de ambos os sexos, em proporções estabelecidas. Estes valores são obtidos à base das seguintes hipóteses: metabolismo mulher adulta = 0,85 x metabolismo homem adulto; metabolismo criança = 0,75 x metabolismo homem adulto; (\*\*) esses valores compreendem 14 kcal/h (50% calor sensível e 50% calor latente) por ocupante, para levar em conta o calor despreendido pelos pratos.

## • Iluminação

O calor liberado por lâmpadas incandescentes ou fluorescentes não é afetado pela temperatura do ambiente climatizado. Depende apenas da potência da lâmpada. As potências totais das lâmpadas incandescentes são bastante próximas dos valores nominais indicados na lâmpada. Entretanto as lâmpadas fluorescentes requerem energia extra para o reator. Para prever a carga a cada hora do dia, é necessário conhecer o tempo de utilização das lâmpadas.

Dessa forma, a iluminação local, quer seja feita por lâmpadas incandescentes ou fluorescentes, produz um ganho de calor sensível no recinto. Esse ganho é calculado como sendo igual a potência das lâmpadas no caso de incandescentes. Já no caso das fluorescentes, devemos multiplicar à potência de iluminação pelo fator de 1,25, pois, em média, o reator libera 25% a mais de calor do que o calor gerado pelas lâmpadas. Há situações em que o reator fica fora do ambiente, logo, este valor pode ser suprimido.

Para recintos onde não se dispõe de dados gerais da carga elétrica devido à iluminação, ou para recintos que estão sendo projetados, deve-se utilizar os valores em  $W/m^2$  recomendados pela NBR 16.401. Em geral, escritórios necessitam de uma iluminação de  $40W/m^2$ ; já teatros 15, residências 30 e auditórios (platéia)  $30W/m^2$ .



- **Máquinas e motores elétricos**

O calor liberado por motores, máquinas e eletrodomésticos é, também, até certo ponto independente da temperatura do recinto. Existem tabelas que prevêm a dissipação média de calor de equipamentos mais comuns. Para motores elétricos, os valores de potência nominal indicada nos equipamentos não refletem a carga real. Os motores têm rendimento variável com a potência: podem estar operando com sobrecarga ou com carga parcial.

Uma possível fonte de informação do consumo de energia, para cada período do dia, é a "Concessionária de energia elétrica" local. Ela pode fornecer ou obter informações do consumo de energia para cada período do dia. Isso pode ser particularmente importante em recintos com grande número de motores operando.

Uma vez apresentadas as parcelas que compõem a carga térmica de uma instalação de ar condicionado, pode-se calcular a carga térmica total, necessária para se definir a capacidade do equipamento. Para tanto, basta somar o valor de todas as parcelas (sensíveis e latentes).

A carga térmica sensível total será dada pelas somas do calor de um recinto provocado por superfície transparente, ganho de calor de um recinto provocado por superfície opaca com insolação (divisórias externas), ganho de calor de um recinto devido à transmissão entre ambientes (divisórias internas), ganho de calor sensível de um recinto devido à sua ocupação, ganho de calor sensível de um recinto devido à sua iluminação, ganho de calor sensível de um recinto gerado por motores elétricos, ganho de calor sensível de um recinto gerado por fontes diversas e ganho de calor sensível devido ao ar externo.

A carga térmica latente total será dada pelo ganho de calor latente de um recinto devido à sua ocupação, ganho de calor latente de um recinto gerado por fontes diversas e ganho de calor latente devido ao ar externo.

## **5- Efeito da armazenagem**

O efeito de armazenagem pode ser muito importante quando da estimativa de uma carga térmica de resfriamento. Em geral, o equipamento de ar condicionado é selecionado para suportar a carga em condições de pico. Sem dúvida, esta alternativa é a mais comum. Porém, o equipamento possui excesso de capacidade para as outras horas que não sejam de carga de pico. Talvez seja possível usar menos equipamento acumulando o excesso de capacidade de resfriamento durante as horas de carga leve, para, então, usá-la durante o pico. Isso é o que se entende por efeito de armazenagem.

Cada edificação possui possibilidade de armazenagem, tal como nas paredes, assoalhos, móveis, e, até, em mercadorias nas prateleiras (supermercados), ou mesmo nas roupas

penduradas nos cabides (lojas). Quando a carga de resfriamento ou o ganho de calor for menor que a capacidade de resfriamento do equipamento, o excesso fica armazenado pelo resfriamento das paredes, pisos e outros materiais interiores. Quando ocorrer o pico de carga, a estrutura e os materiais frios absorvem parte da carga e somam ao equipamento um efeito de resfriamento.

Quais os fatores a considerar para a armazenagem? É indispensável que o equipamento fique em operação durante tempo suficiente para pré-resfriar o material de armazenagem. A carga durante o tempo de pré-resfriamento deve, obrigatoriamente, ser suficientemente abaixo da capacidade do equipamento, para permitir a esse que execute o pré-resfriamento..

## **6- Zoneamento**

O zoneamento do ambiente a ser climatizado é interessante quando o espaço a ser condicionado está dividido em recintos separados; quando o ambiente possui várias situações ou espaços que não são afetados pela mudança das condições exteriores ou quando existem grandes variações na carga interna.

Observe a Figura 7. Esta planta de escritório pode ser dividida em quatro sub-divisões chamadas *zonas*. A zona Leste, a zona Norte, a zona Oeste e a zona combinada Sul com áreas interiores (sem insolação). Os espaços em cada zona devem possuir características similares de carga a fim de que possamos estar aptos a manter condições de conforto uniformes.

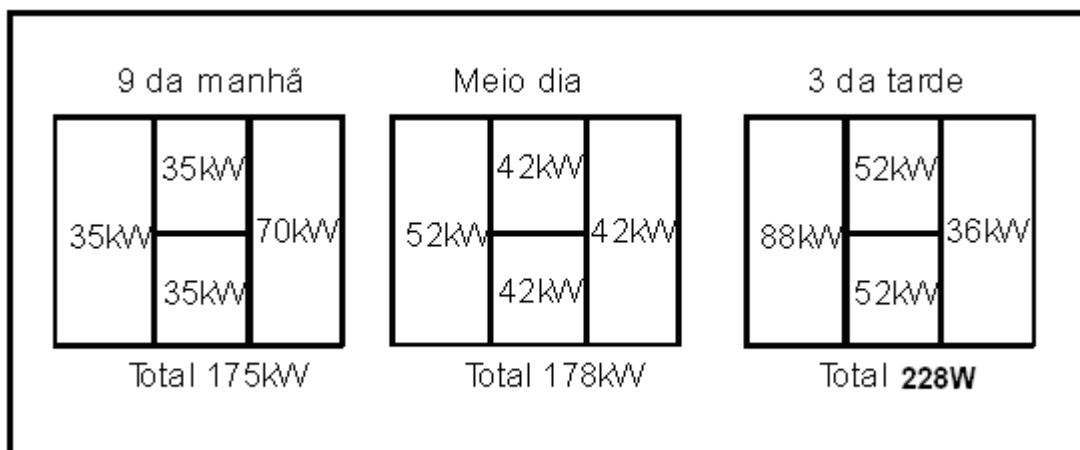


Figura 7- Efeito do zoneamento.

Caso seja feita uma estimativa de carga térmica para as 9 horas da manhã, a carga térmica encontrada seria de 70kW na zona Leste e 35 kW nas demais. Ao meio dia, a carga total é de cerca de 178kW. Às 15 horas, a carga total é de 228kW. A capacidade instalada vai depender do tipo de sistema. Caso seja escolhido um sistema de ar condicionado central, esse deve estar

habilitado para mudar o resfriamento, de zona para zona, conforme as necessidades. Então, 228kW é tudo que necessitamos. Caso sejam instalados equipamentos separados para cada zona, esses devem atender ao valor máximo de cada zona, perfazendo um total de 262 kW.

Cada tipo de sistema tem suas vantagens e a melhor escolha deve ser feita para cada trabalho específico.

## **7- Aquecimento**

O aquecimento constitui-se na reposição do calor perdido por uma estrutura. Assim, a carga de aquecimento é constituída de dois componentes. O primeiro é o calor conduzido (pelo fenômeno de condução) e o segundo, o calor necessário para aquecimento do ar de infiltração através de portas e janelas, e de renovação (insuflamento).

O calor conduzido pode escapar através do teto e telhado, paredes e vidros. É calculado da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_{AQ} = A \cdot U \cdot (T_i - T_e)$$

As estimativas de vazão de ar devido à infiltração e insuflamento, bem como o cálculo da carga térmica sensível e latente, são feitos exatamente da maneira apresentada anteriormente.

A estimativa precisa da carga térmica de forma instantânea é complexa para ser realizada manualmente, pois as condições externas e internas do ambiente variam ao longo do tempo. Atualmente, é possível encontrar diversos programas computacionais que permitem calcular a carga térmica hora a hora. Cada região do Brasil tem um nível de insolação diferente e isto interfere fortemente nos cálculos. Normalmente, são utilizadas planilhas simplificadas que oferecem um resultado aproximado para o cálculo de carga térmica. Geralmente, estas tabelas são construídas para atender às condições de temperaturas mais elevadas do ano.

O projetista deve procurar desenvolver uma planilha eletrônica confiável para sua região, seguindo as equações apresentadas e inserindo os fatores.

Para uso das planilhas, primeiramente é preciso que se realize um detalhado levantamento do local a ser climatizado. Isso significa que é preciso obter as medidas das paredes, do pé-direito (altura do chão até o teto), as espessuras das paredes, o tipo de vidro, a orientação solar, o número de lâmpadas, o número de ocupantes do ambiente, a área das janelas etc. No exemplo a seguir, ilustra-se o uso de uma planilha – construída para a região da Grande Florianópolis, na qual a temperatura de verão NBR 16.401 é de 32°C e a umidade relativa é de 60%.

### Exemplo de aplicação:

Considere a região sul – Florianópolis – Latitude 27 graus. Estime qual a carga térmica do escritório ilustrado na Figura 8, que tem dimensões de 8 m de comprimento na face leste, 4 m de largura e pé-direito de 3m. O ambiente é ocupado por 10 pessoas, há 1.500W em potência de equipamentos instalados, 2.000W de iluminação fluorescente e janela com cortina interna de 6m por 2m na face leste. O escritório fica localizado entre dois andares de um prédio climatizado. Considere uma taxa de renovação de ar de 17 metros cúbicos de ar por hora por pessoa. A face norte, sul e oeste são localizadas entre ambientes também climatizados, logo a área delas não é considerada nos cálculos. As paredes são leves (15 cm).

SOLUÇÃO: Inicialmente, deve-se fazer um esboço do ambiente e depois preencher a tabela de acordo com as áreas das janelas, paredes, entre outras informações. Multiplica-se as áreas e informações pelos fatores disponíveis nas colunas 3 e 5, obtendo os valores das parcelas de carga térmica (kcal/h) na quarta e na sexta coluna. Observa-se que a área de janelas é 12 metros quadrados. Já a área da parede mais insolada é a face leste, cujas dimensões totais são  $8,00 \times 3,00 = 24,00$  metros quadrados. Mas, subtraindo-se a área da janela, temos 12 metros quadrados. Observe que não há trocas de calor pelo teto e pelo piso porque estas duas faces estão em contato com ambientes climatizados.

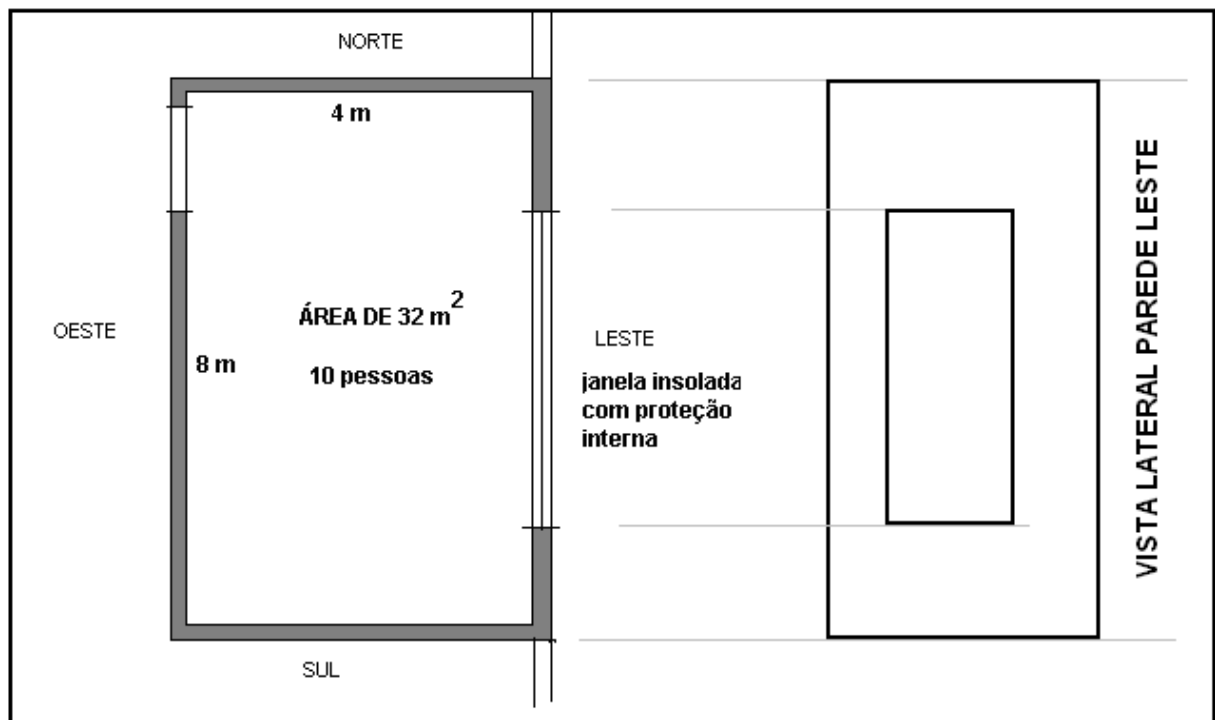


Figura 8- Ilustração do ambiente considerado para estimativa da carga térmica

**Tabela PLANILHA PARA ESTIMATIVA DE CARGA TÉRMICA**

Válida para região da Grande Florianópolis – Latitude 27 graus Sul para verão

JANELAS	Fator <sup>1</sup> Sem proteção	Área <sup>1</sup>	Q (°) Kcal/h	Fator <sup>2</sup> Cortina interna	Fator <sup>3</sup> Proteção externa
Janela ao sol Leste ou Oeste	520	12	4236	353	109
Janela ao sol ao SE ou SO	354			245	86
Janela ao sol NE ou NO	415			284	94
Janelas ao sol Norte	223			160	67
Janelas à sombra (ou ao sul)	42			Dados válidos para Florianópolis considerando-se temperatura externa de verão 32 C, UR = 60%  * 1=sem proteção *2=com proteção interna *3=com proteção externa	
Parede mais insolada pesada (30 cm)	34				
Parede mais insolada leve (15 cm)	43	12	516		
Demais paredes pesadas (30 cm)	11				
Demais paredes leves (15 cm)	18				
Terraço sem isolamento	83				
Terraço com isolamento	25				
Telhado não arejado sem isolamento	49				
Telhado não arejado com isolamento	9				
Telhado arejado sem isolamento	20				
Telhado arejado com isolamento	5				
Forro entre andares não condicionados	9				
Piso entre andares não condicionados	12				
Iluminação incandescente + equipamentos	0,86	1500 W	1290		
Iluminação fluorescente	1,032	2000 W	2064		
ATIVIDADE	Fator Sensível	Número de Pessoas	Q (°) Sensível kcal/h		
Trabalho Leve	62			127	
Pessoas sentadas	54			46	
Trabalho de escritório	54	10	540	59	590
VENTILAÇÃO	Fator C sensível	Vazão m <sup>3</sup> /h	Q (°) Sensível kcal/h	Fator C.Latente	Q(°) Latente kcal/h
Ar externo de renovação	2	170	340	6,2	1054
			Q sensível 8646 kcal/h	Q latente	1644 kcal/h
<b>CARGA TÉRMICA TOTAL</b>			<b>Q(sensível+latente) 10.290 kcal/h</b>		

Para obter em Btu/h, basta multiplicar kcal/h por 4. Logo, tem-se a carga térmica sendo, aproximadamente, 41.160 Btu/h.

## 8- Detalhamento do projeto

Para detalhar o projeto de climatização é importante que sejam projetados ainda a casa de máquinas, o isolamento dos dutos, os suportes, filtros e sistema elétrico. A seguir detalhamos esses componentes.

### Casa de máquinas

As casas de máquinas, para sistemas que exigem caixa de mistura, devem ter dimensões apropriadas para acomodação do equipamento e permitir a instalação e manutenção adequada, conforme ilustrado na Figura 9. Há a necessidade de previsão da forma da tomada do ar externo e do ar para condensação do fluido refrigerante do equipamento. Para realizar este dimensionamento é fundamental a posse de catálogos dos diversos equipamentos disponíveis no mercado. Não deve se esquecer também que este ambiente deve ser provido de saídas para drenagem de condensado e tomada de força apropriada.

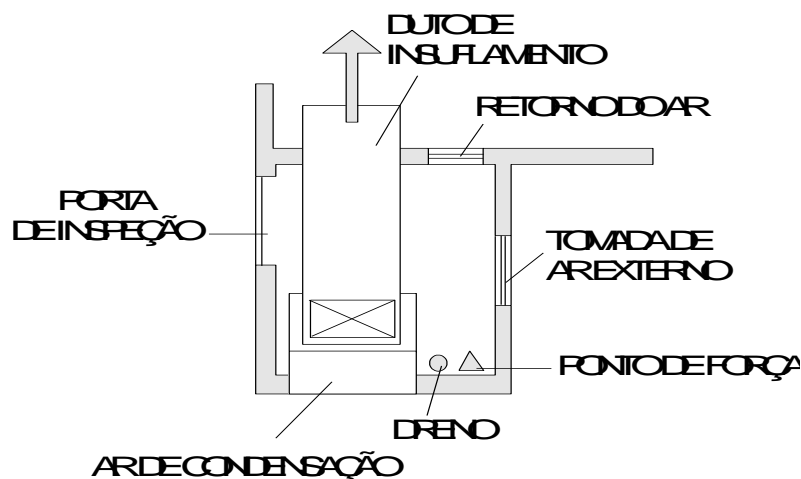


Figura 9– Esquema de uma casa de máquinas.

### Isolamento da Rede de Dutos

Os dutos de insuflamento devem ser isolados sempre que apresentarem perigo de condensação de umidade em sua parede exterior. Lembre-se que isso geralmente ocorre quando os dutos passam dentro de forros não condicionados. Neste caso podemos utilizar isolante do tipo poliestireno conforme ilustrado na Figura 10.

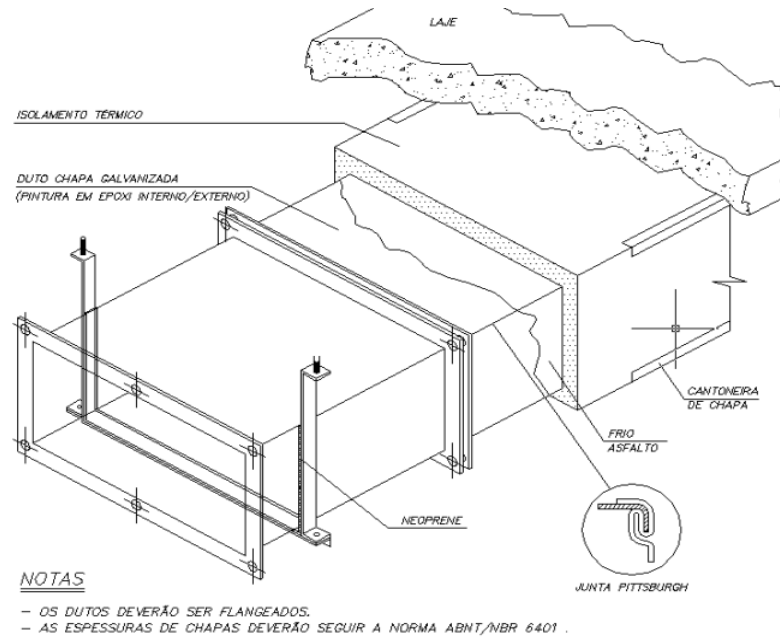
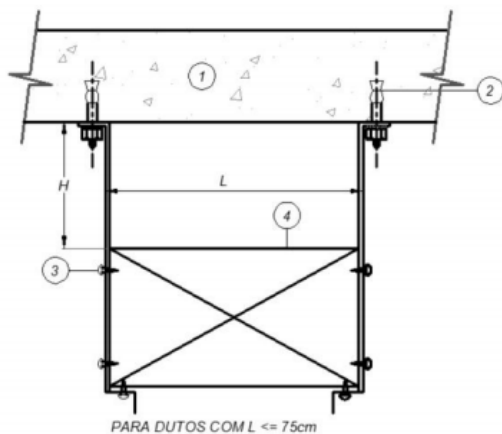


Figura 10 - Sistema de isolamento dos dutos.

### Suporte para dutos Dutos

Os dutos devem ter suportes rígidos para garantirem uma instalação segura e livre de vibrações. Estes podem ser realizados por cantoneiras ou por ferro chato preso por haste metálica em local apropriado. A distância entre um suporte e outro dependerá da bitola da chapa escolhida (que define o peso por metro). Os dutos nervurados permitem maior estabilidade ao sistema, e portanto os vinhos devem ser realizados sempre que os dutos não sejam isolados.



ITEM	DESCRIÇÃO
1	LAJE
2	CHUMBADOR TIPO "PARABOLT"
3	PARAFUSO AUTO-ATARRACHANTE (TÍPICO)
4	DUTO

Figura 11 - Suporte de dutos

### Filtros

O ar insuflado deve ser totalmente filtrado e parcialmente renovado. Isto deve ser realizado através da utilização de pré-filtros / filtros na entrada da caixa de mistura e na entrada

da serpentina de resfriamento e desumidificação. Geralmente o filtro e pré-filtro (chamados de filtragem em dois estágios) são montados em caixilhos independentes, montados sob pressão. O primeiro estágio deve ser formado por filtros do tipo permanentes, laváveis e metálicos, galvanizados ou de alumínio com 50 mm de espessura em geral. O segundo estágio deve ser formado por filtros de lã de vidro ou fibra sintética de poliéster com 25 mm de espessura. Na tabela a seguir ilustra-se um resumo da NBR 16.401 e fornece orientações sobre os tipos de filtros para condicionamento de médio porte.

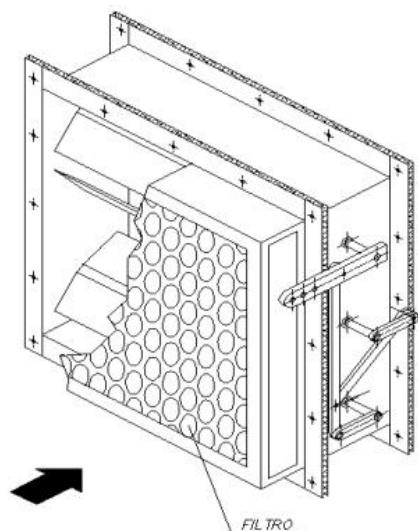


Figura 12 - Sistema de filtros e dampers.

Tabela - Resumo dos tipos de filtros para climatização

Classe de Filtro	Eficiência %	Características	Aplicações principais
GO	30 a 59	boa eficiência contra insetos e relativa contra poeira grossa; eficiência reduzida contra pólen de plantas e quase nula contra poeira atmosférica	condicionadores tipo janela
GI	60 a 74	boa eficiência contra poeira grossa e relativa contra pólen de plantas. Eficiência reduzida contra poeira atmosférica	condicionadores tipo compacto ( self-contained )
A3	99,97 e acima	Eficiência excelente contra a fração ultrafina ( < 1 µ m ) da poeira atmosférica, fumaças de óleo e tabaco, bactérias, fungos microscópicos e vírus	salas limpas da das classes 100, 10000 e 100000 salas e cabines estéreis para operações cirúrgicas. Todas as instalações necessitam de testes de estanqueidade e pré-filtragem

Outros filtros de tela galvanizada impregnada de óleo, filtros de pano ou plástico esponjoso também existem disponíveis no mercado. Cada instalação exigirá uma seleção



determinada. Atualmente a Portaria 3523/98 exige a utilização de filtros da classe G3 para aplicações convencionais.

### **Tomada de Ar Externo**

Na NBR 16.401 tem-se a quantidade de ar externo para renovação de acordo com o tipo de aplicação. Estas quantidades foram alteradas pela Portaria 3523/98 do Ministério da Saúde. Desta forma temos disponível a vazão de ar que a peça deverá deixar entrar na casa de máquinas (ou sala de mistura). Para seleção da grelha, geralmente adota-se uma velocidade livre de face de 2,0 m/s e desta forma, obtém-se a área efetiva da grelha. Procedimento análogo ao já demonstrado para seleção das grelhas de retorno deve ser realizado. Obviamente esta grelha pode ser dotada de sistema de aberturas automáticas, com guias direcionais comandadas pneumaticamente ou manualmente. A escolha do tipo de tomada dependerá, assim, do grau de controle exigido pela instalação. O ar de condensação pode ser dutado e contar com registro motorizado instalado na descarga, com atuador proporcional controlado pela pressão ou temperatura.

Tabela 11.13- Exemplo de alguns tamanhos comerciais de tomadas de ar externo

Velocidade efetiva		2,0 m / s
Perda de pressão (mmca)		1,2
Dimensões nominais (mm x mm)	Área Efetiva (m <sup>2</sup> )	Vazão de ar (m <sup>3</sup> /h)
400 x 300	0,049	350
600 x 300	0,074	531
600 x 400	0,106	764
1000 x 300	0,124	892

### **Sistema elétrico**

O Sistema Elétrico deve ser formado por quadro elétrico de força, comando e controle/sensores, construído em chapa metálica, protegida contra oxidação e pintada com duas demãos de base neutralizante e uma de esmalte sintético, na cor especificada pelo fabricante. Contém todos os elementos básicos de partida, controle e comando automático, interligação e proteção dos componentes. Deve possuir, ainda, os seguintes acessórios: fusíveis de força e de comando; disjuntores; chave contactora auxiliar para comando; chaves contactoras de força para cada um dos motores; relé de sobrecarga para cada um dos motores; lâmpadas de sinalização; relé de falta de fase; interruptor liga-desliga para o condicionador; termostato de temperatura máxima e temperatura mínima; umidostato de máxima; termostato de segurança, chave de fluxo de ar; ponto específico para tele-supervisão e telecomando a distância e banco de capacitores.

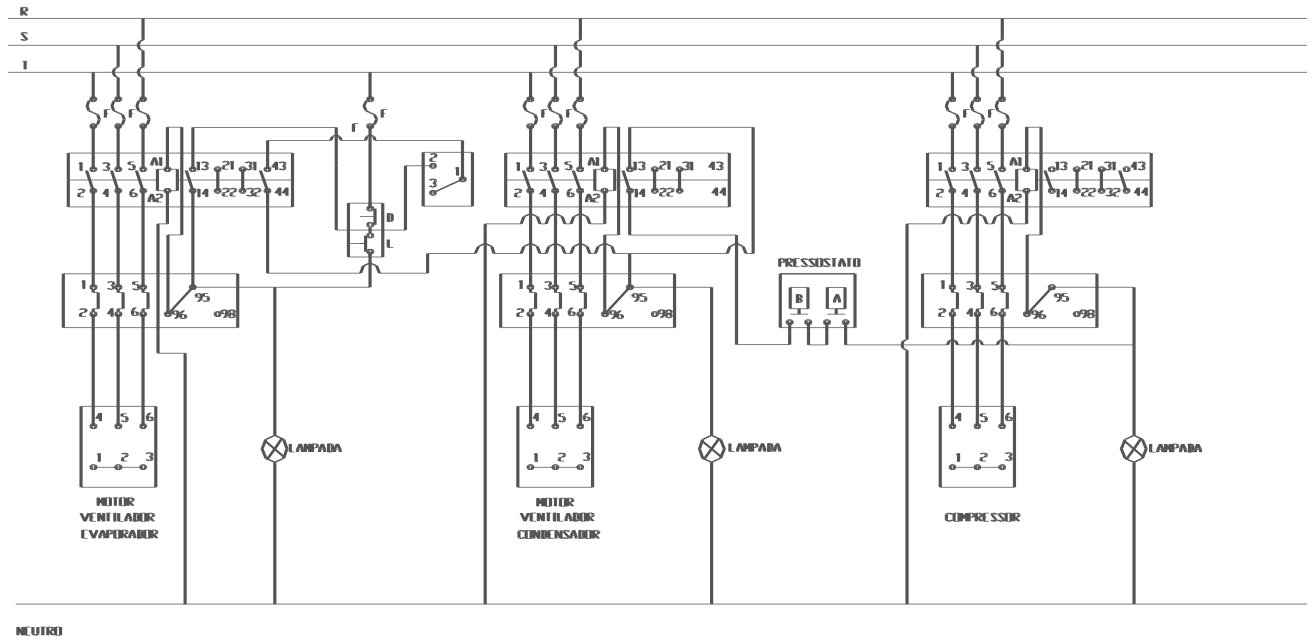


Figura 13- Diagrama de Força e Comando.

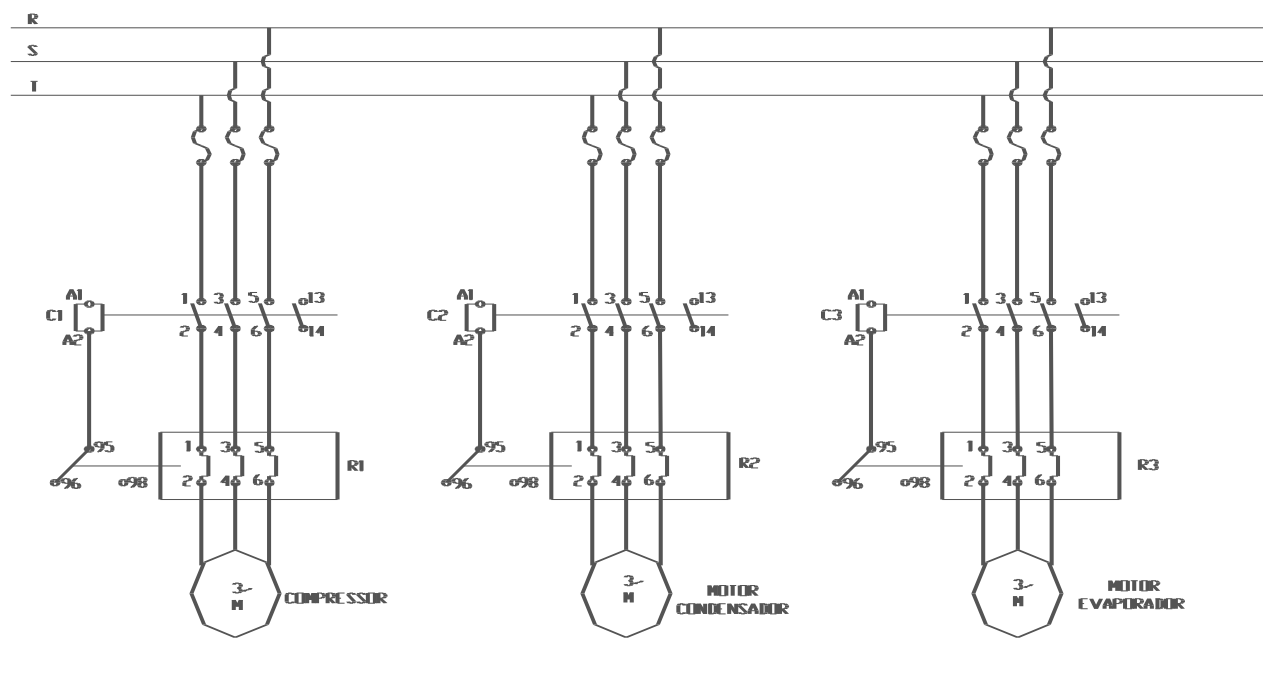


Figura 14- Diagrama de Força

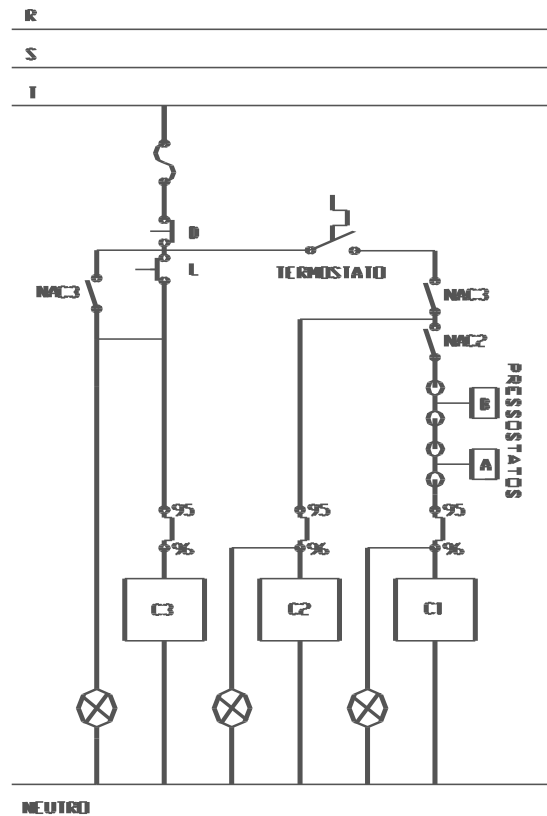


Figura 15- Diagrama de Comando.

## 9- Projeto de Rede de Dutos

Um bom projeto de dutos começa com uma boa escolha do traçado. Esse é o momento crucial do projeto, pois uma boa distribuição dos ramais e bocas de insuflamento permitirá um menor custo de material e uma maior uniformidade da distribuição de ar nos ambientes.

Não existem regras pré-definidas para esse traçado, mas recomendamos que, através do método da inspeção, sejam procurados sistemas que ofereçam menor consumo de chapas, de mão de obra, velocidades que não ofereçam problemas de ruídos, distribuição racional do ar pelo ambiente, derivações com pequenas perdas de carga, dutos que se adaptem melhor esteticamente ao ambiente e que levem em consideração a presença de vigas, pilares e luminárias, não causando, dessa forma, interferência construtiva na obra. Para um mesmo ambiente são possíveis várias soluções para o traçado da rede de dutos. Ao técnico projetista caberá a melhor escolha baseada nos aspectos acima citados. Para aprender bem como definir um bom traçado de dutos, recomendamos a observação dos sistemas de condicionamento de ar

existentes nas lojas dos *shoppings*, bancos, restaurantes, cinemas, supermercados, teatros, hospitais e residências.

Existem vários métodos para o dimensionamento de dutos, como o da arbitragem das velocidades, o de igual atrito (ou mesma perda de carga) e o de recuperação de pressão estática.

### Arbitragem de velocidades

O processo de arbitragem de velocidades consiste em se adotar velocidades recomendadas pela NBR 16.401 para a rede de dutos, não prevendo o equilíbrio de pressão nas bocas de insuflamento. É, portanto um processo de cálculo rápido, muito utilizado pela sua simplicidade. O exemplo ilustrado pela Figura 16 a seguir, demonstra o método:

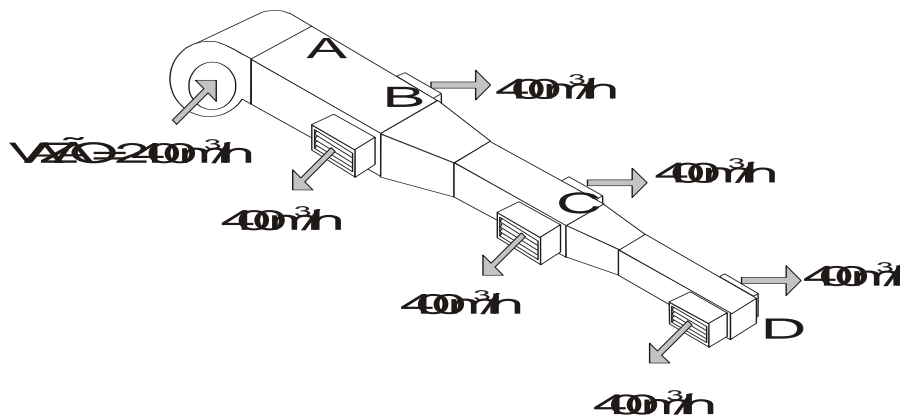


Figura 16- Esquema de uma rede de dutos.

Comece o cálculo procurando a vazão do ventilador no catálogo do equipamento. No trecho inicial (AB), fixe uma velocidade recomendada em norma (4m/s, por exemplo) e calcule a área do duto pela equação da continuidade. Com esta área, tomando-se como referência uma altura limite para o duto (por exemplo: 0,25m) calcule a largura do mesmo. Repita este procedimento para os demais ramais. Observe que  $[2400\text{m}^3/\text{h}]/3600 = 0,66 \text{ m}^3/\text{s}$ .

$$\bar{Q} = V.A \Rightarrow A = \frac{\bar{Q}}{V}$$

$$A = \frac{0,66}{4} = 0,16\text{m}^2 \Rightarrow A = L \times H \Rightarrow L = \frac{A}{H} = \frac{0,16}{0,25} = 0,65\text{m}$$

Onde  $\bar{Q}$  é a vazão em  $\text{m}^3/\text{s}$ , V a velocidade do ar dentro do duto e A é a área da secção transversal do duto. Se a vazão estiver em  $\text{m}^3/\text{h}$ , basta dividir por 3.600. Em algumas situações

é necessário conhecer o fluxo de massa de ar. Nesse caso, basta multiplicar a vazão pela densidade do mesmo.

Tabela- Resultado do cálculo de uma rede de dutos pelo método da velocidade

Trecho	Vazão ( m <sup>3</sup> /s )	Velocidade ( m/s )	Área ( m <sup>2</sup> )	L X H ( m x m )
AB	0,66	4,0	0,16	0,65 x 0,25
BC	0,44	4,0	0,11	0,55 x 0,20
CD	0,22	4,0	0,055	0,35 x 0,15

Normalmente, são utilizados dutos retangulares para condicionamento de ar. Isso porque os mesmos se adaptam melhor ao pé direito das construções. O que não impede que dutos circulares e ovais sejam usados, como normalmente acontece na distribuição de ar em grandes supermercados e lojas. Outro aspecto importante é que o tamanho dos lados deve ser tal que ofereça o menor consumo de chapas. Desta forma cabe lembrar que essas são fornecidas, em geral, no tamanho de 1,00m por 2,00m e que proporções máximas de 3 para 1 são mais adequadas, bem como o mínimo de 15cm é recomendado para a altura por limitações de fabricação.

Tabela - Velocidades recomendadas para dutos de ar

Velocidades recomendadas (m/s)				Velocidades máximas (m/s)		
Local	Residências	Escolas, teatros e edifícios públicos	Prédios Industriais	Residências	Escolas, teatros e edifícios públicos	Prédios Industriais
Tomadas de ar exterior	2,50	2,50	2,50	4,00	4,50	6,00
Serpentinas	2,25	2,50	3,00	2,25 a 2,50	2,50 a 3,00	3,50 a 7,50
Lavadores de ar	2,50	2,50	2,50 a 9,00	3,50	3,50	3,50 a 9,00
Descarga do ventilador	5,00 a 8,00	6,50 a 10,00	8,00 a 12,00	8,50	11,00	14,00
Dutos principais	3,50 a 4,50	5,00 a 6,50	6,00 a 9,00	6,00	8,00	10,00
Ramais horizontais	3,00 no máximo	3,00 a 4,50	4,00 a 5,00	5,00	6,50	9,00
Ramais verticais	2,50 no máximo	3,00 a 3,50	4,00 no máximo	4,00	6,00	8,00

### **Método de igual atrito**

Nesse método, os dutos são dimensionados para que ofereçam a mesma perda de carga por unidade de comprimento. Há algumas variações na aplicação do mesmo; assim sendo, consideraremos aqui as mais comuns. Há diversos ábacos que facilitam os cálculos. Para climatização convencional, perdas de carga da ordem de 0,6 a 1,2 pascals por metro de duto são normais.

Pode-se considerar a perda de carga unitária do primeiro trecho em toda a instalação: dada a vazão na saída da máquina, arbitra-se uma velocidade recomendada de saída e calcula-se a área da secção pela equação da continuidade,  $\bar{Q} = V \cdot A$ . Assim sendo, é necessária a obtenção dos diâmetros equivalentes, e com esses valores, utilizar-se de um ábaco para determinação de perda de carga unitária. Esse diâmetro equivalente pode ser obtido pelas equações a seguir:

- 1- o duto de secção circular equivalente deve apresentar a mesma perda por metro quando trabalhando com a mesma velocidade que no duto retangular. Nesse caso, temos:

$$D_{eq} = \frac{2.L.H}{(L + H)}$$

Assim sendo, entra-se no ábaco com  $D_{eq}$  e com  $V$ , obtendo-se a perda de carga unitária Pa/m.

- 2- duto de secção circular equivalente deve apresentar a mesma perda por metro quando trabalhando com a mesma vazão que no duto retangular. Dessa forma, temos:

$$D_{eq} = 1,30 \cdot \frac{(L.H)^{0,625}}{(L + H)^{0,25}}$$

Da mesma forma, entra-se no ábaco com  $D_{eq}$  e com  $\bar{Q}$  (vazão), obtendo a perda de carga unitária: Pa/m. Observamos que  $L$  = largura do duto e  $H$  = altura do duto. Podemos, então, calcular as dimensões dos dutos:

Tabela - Estimativa do cálculo dos dutos pelo método de igual atrito

Trecho	Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade (m/s)	$D_{eq}$ (m)	$\Delta p/m$ (Pa/m)	L x H (m x m)
AB	0,66	4,0	0,45	0,4	0,70 x 0,25
BC	0,44	3,6	0,40	0,4	0,70 x 0,20
CD	0,22	3,0	0,30	0,4	0,50 x 0,15

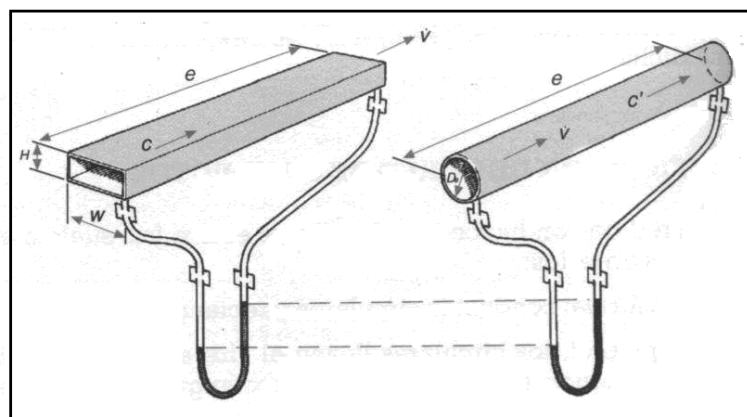


Figura 17- Ilustração da definição do diâmetro equivalente para mesma perda de pressão

Outra alternativa, é considerar o comprimento do maior trecho e somar com um comprimento estimado equivalente para os acessórios desse traçado, obtendo, assim, um  $L_{eq}$  (comprimento equivalente). Do catálogo do equipamento, observar qual sua pressão estática disponível  $P_e$  e dividindo-se  $P_e$  por  $L_{eq}$  teremos a perda de carga por metro máxima admitida. A partir daí, o ábaco para cálculo da perda de carga pode ser utilizado como no caso anterior.

Para simplificar os cálculos, podemos utilizar uma tabela de áreas proporcionais. Seu uso é simples e de resultados equivalentes aos do ábaco, já que essa tabela é apenas uma consequência da utilização desse.

Para tanto, consideraremos o exemplo já dado. O primeiro trecho apresenta um escoamento de 100% da vazão em uma área de duto considerada de 100%. Já no segundo trecho, a vazão de ar é apenas 66,6% (0,44/0,66) da vazão do primeiro trecho (inicial) e no terceiro temos apenas 33,3% (0,22/0,66) da vazão inicial. Para que esses três trechos mantenham a mesma perda de carga por metro, é possível observar na tabela que a área do duto do segundo trecho deve ter 72,5% da área do primeiro e que área do terceiro trecho deve ter 41% da área do trecho inicial. Assim sendo, temos o dimensionamento realizado ao multiplicar-se cada valor da linha da quarta coluna pelo valor da área do primeiro trecho (AB), que se encontra na segunda linha da quinta coluna, em destaque na Tabela = 0,165 m<sup>2</sup>.

Tabela - Estimativa de cálculo de duto usando áreas proporcionais

Trecho	Vazão (m <sup>3</sup> /s)	% Vazão	% Área	Área (m <sup>2</sup> )	L x H (m x m)	(Δp/m) Pa/m
AB	0,66	100	100	0,165	0,65 x 0,25	0,4
BC	0,44	66,6	72,5	0,119	0,60 x 0,20	0,4
CD	0,22	33,3	41,0	0,068	0,45 x 0,15	0,4



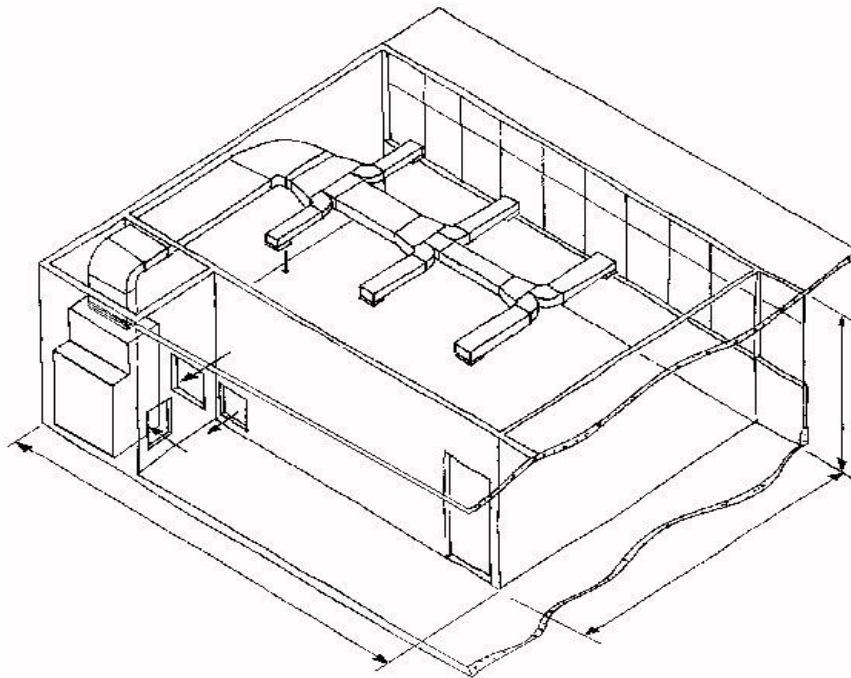
Tabela - Áreas necessárias aos ramais para manter a mesma perda de carga

% Vazão	% Área	% Vazão	% Área	% Vazão	% Área	% Vazão	% Área
2	3,5	26	33,5	52	60,0	76	81,0
4	7,0	28	35,5	54	62,0	78	83,0
6	10,5	30	37,5	56	64,0	80	84,5
8	13,0	32	40,0	58	65,5	82	86,0
10	16,5	34	42,0	60	67,5	84	87,5
12	18,5	36	44,0	62	69,0	86	89,5
14	20,5	38	46,0	64	71,0	88	90,5
16	23,0	40	48,0	66	72,5	90	92,0
18	25,0	42	50,0	68	74,5	92	94,0
20	27,0	44	52,0	70	76,5	94	95,0
22	29,5	48	56,0	72	78,0	96	96,5
24	31,5	50	58,0	74	80,0	98	98,0

## ANEXO I - Exemplo resolvido 1

Seja o auditório a seguir com as características: tamanho de  $(18,00 \times 10,00 \times 4,00)\text{m}^3$ , espessura da parede de 15cm, orientação da janela para o Leste, com cortinas internas, ocupação de 55 pessoas, taxa de renovação de  $27\text{m}^3/\text{h}$  por pessoa,  $30\text{W}/\text{m}^2$  de iluminação fluorescente. O peitoril da janela é de 1,00m; o telhado é não arejado sem isolamento; a instalação é sobre o solo. A marquise da face leste tem 1,00m de largura.

- 3- Calcule a carga térmica para mês de janeiro (verão). Considere a sombra projetada na janela no dia 21 de janeiro às 10h da manhã.
- 4- Considerando a carga térmica, dimensione a rede de dutos pelo método do igual atrito. Considere a velocidade no primeiro trecho de 5m/s.
- 5- A partir do cálculo da rede de dutos estime qual a perda de carga no maior trecho. Estime a perda de carga na boca de insuflamento como sendo de 30 Pascals.
- 6- Estime as áreas efetivas das tomadas de ar externo e do retorno. Considere a velocidade de 2m/s na face das mesmas.
- 7- Considerando os custos médios de um self-contained com condensação a ar acoplado, das chapas de aço galvanizado, das tomadas de ar externo e de retorno, das bocas de insuflamento, estime o custo mínimo desta instalação.
- 8- Estime qual o custo da mão-de-obra do duteiro e do instalador do equipamento.
- 9- Estime qual será o consumo de energia elétrica anual desta instalação que opera durante 5 horas por dia durante 180 dias por ano. Considere que o E.E.R. da máquina é de 9,5 e 1kWh custa R\$ 0,35.



**RESULTADOS DO CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA**

JANELAS	Fator <sup>1</sup> (sem proteção)	Área (m <sup>2</sup> )	Q (kcal/h)	Fator <sup>2</sup> (proteção interna)	Fator <sup>3</sup> (proteção externa)
Janela ao sol Leste ou Oeste	520	20.34	7180	353	109
Janelas ao sul (sombra)	42	33.66	1413.72	CROQUI	
<b>CONSTRUÇÃO</b>	<b>Fator</b>	<b>Área</b>	<b>Q (°)</b>		
Parede mais insolada leve (15 cm)	43	58	2494		
Paredes leves (15 cm) a sombra	18	112	2016		
Forro de telhado não arejado s/ isolam	49	180	8820		
<b>ILUMINAÇÃO E EQUIPAMENTOS</b>	<b>Fator</b>	<b>Potencia (W)</b>	<b>Q (kcal/h)</b>		
Iluminação incandescente	0.86		0		
Iluminação fluorescente	1.032	5400	5572.8		
Equipamentos	0.86		0		
<b>ATIVIDADE</b>	<b>Fator</b>	<b>Pessoas</b>	<b>Q (°) sensível</b>	<b>Fator</b>	<b>Q (°) latente</b>
Trabalho Leve	62		0	127	0
Sentados	54	55	2970	46	2530
Trabalho de escritório	54		0	59	0
<b>VENTILAÇÃO</b>	<b>Fator</b>	<b>Vazão*</b>	<b>Q (°) sensível</b>	<b>Fator</b>	<b>Q (°) latente</b>
Infiltração	2		0	6.2	0
Taxa de ar externo para renovação	2	1485	2970	6.2	9207
	Fator	Área <sup>1</sup>	Q (°)		
			Q <sub>sensível</sub>		Q <sub>latente</sub>
<b>CARGA TOTAL (Kcal/h)</b>			<b>33,437</b>		<b>11737</b>
			Q (sensível+latente)		
<b>CARGA TÉRMICA DE REFRIGERAÇÃO</b>			[kcal/h] 45,174		FCS
<b>CARGA TERMICA DE REFRIGERACÃO</b>			[TR]	14.94	0.74
Obs.: Fator <sup>1</sup> - Janelas s/ proteção	Área <sup>1</sup> - [m <sup>2</sup> ]		válida para condições:		Btu/h
Fator <sup>2</sup> - Janelas c/ cortinas internas	Q <sup>2</sup> - [kcal/h]		TBS = 25°C e UR = 50%		180694
Fator <sup>3</sup> - Janelas c/ prot. externa	Potencia <sup>3</sup> - [W]		TBS = 32°C e UR = 60%		TR/m <sup>2</sup>
Vazão* - [m <sup>3</sup> /h]					12.0

a) considere a altura da sombra como sendo 1,87m e a altura da janela que fica insolada como sendo 1,13m. Esses valores são fundamentais para determinação da carga térmica, resultando em uma área insolada de 20,34m<sup>2</sup> e área de sombreada de 33,66m<sup>2</sup>.

**RESULTADOS DO CÁLCULO DA REDE DE DUTOS**

TRECHO	VAZ m <sup>3</sup> /h	VAZ m <sup>3</sup> /s	A m <sup>2</sup>	% VAZ	% AREA	LAR (m)	ALT (m)	L X H (cm x cm)	Perím (m)
AB	10200	2.83	0.567	100	100	1.26	0.45	125X45	3.40
BC	6800	1.89	0.411	0.67	0.725	1.17	0.35	115X35	3.00
CD	3400	0.94	0.232	0.33	0.41	0.77	0.3	75X30	2.10
OUTROS	1700	0.47	0.130	0.17	0.23	0.52	0.25	50X25	1.50

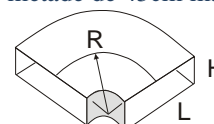
b) Observe que para calcular a rede de dutos consideramos que 1TR corresponde a 680m<sup>3</sup>/h de vazão. Esse valor poderia ser obtido com maior precisão diretamente no catálogo do equipamento. Ressaltamos que a vazão real do equipamento dependerá do ponto de operação do sistema duto-ventilador. O controle da vazão real é realizada geralmente ajustando o conjunto de polias, obtendo a rotação mais adequada que desloque o ponto de operação para o local mais apropriado.

c) Para estimarmos a perda de carga no maior trecho inicialmente é preciso fazer um esboço da rede de dutos e obter os comprimentos dos trechos retos. O comprimento total de trecho reto é igual à soma do comprimento da saída da máquina até a primeira curva vertical (~2m), e finalmente a soma dos comprimentos horizontais até a bifurcação final e desta até a boca de insuflamento. Resumindo, o comprimento total dos trechos retos é de ~27m. Se você obteve um valor um pouco diferente não há problema, uma vez que é somente uma estimativa para sabermos se a máquina tem pressão estática suficiente para vencer as perdas. Como os dutos foram calculados pelo método do igual atrito, ao estimar a perda de carga por metro do primeiro trecho significa que obtivemos a perda de carga unitária de todos os trechos. Vamos obter então a perda de carga unitária considerando o diâmetro equivalente do primeiro trecho que tem secção transversal com largura de 1,25m por 0,45m de altura, calculado pela equação a seguir:

$$D_{eq} = 1,30 \cdot \frac{(L \cdot H)^{0,625}}{(L + H)^{0,25}} = 1,30 \cdot \frac{(1,25 \times 0,45)^{0,625}}{(1,25 + 0,45)^{0,25}} = 0,79m$$

No Abaco de perda de carga considere uma perda de carga aproximada de 0,5 Pascal por metro. Desta forma a perda de carga total do trecho reto é de aproximadamente 14 Pascals. Ver ábaco no Wikipédia do IFSC São José.

A perda de carga da primeira curva é calculada considerando uma inversão de L por H no uso da tabela para determinação do fator "F". L=45cm e H=125cm. O valor de "R" é obtido considerando metade de 45cm mais 10cm do raio interno da curva. Logo "R" é de 32,5cm.



R/L é igual a 0,72 e H/L é igual a 2,77

Na tabela a seguir observamos que há 4 valores de F possíveis. Adotar aquele que for maior. Logo F=0,95. Fatores de multiplicação para curvas retangulares (se a curva é vertical, inverte-se L por H)

R/L	Valores de F					
	Relação H / L					
	0,25	0,50	1,0	2,0	3,0	4,0
0,0* CANTO VIVO	1,5	1,32	1,15	1,04	0,92	0,86
0,5	1,36	1,21	1,050	0,95	0,84	0,79
1,0	0,45	0,28	0,21	0,21	0,20	0,19
1,5	0,28	0,18	0,13	0,13	0,12	0,12
2,0	0,24	0,15	0,11	0,11	0,10	0,10

$$\Delta p_{curva1} = F \cdot \frac{\rho_{ar} V^2}{2} = 0,95 \cdot \frac{1,2.5^2}{2} \approx 14Pa$$

A curva 2 tem L=125cm e H=45cm. O raio R é igual à metade de 125 mais 10cm do raio interno, logo R é igual a 72,5cm. R/L é igual a 0,58 e H/L é igual a 0,36. Logo na tabela acima F é igual a 1,36 (maior valor entre os possíveis).

$$\Delta p_{curva2} = F \cdot \frac{\rho_{ar} V^2}{2} = 1,36 \cdot \frac{1,2.5^2}{2} \approx 21Pa$$

A curva 3 tem L igual a 50 e H igual a 25. O raio R é igual à metade de 50 mais 10 cm do raio interno, ou seja, R é igual a 35cm. R/L é igual a 0,70 e H/L é igual a 0,5. Logo a partir da tabela, F é igual 1,36. Observe que a velocidade considerada na curva 3 é de 3,7m/s (obtida da divisão da vazão pela área da secção transversal) e finalmente:

$$\Delta p_{curva3} = F \cdot \frac{\rho_{ar} V^2}{2} = 1,36 \cdot \frac{1,2 \cdot 3,7^2}{2} \approx 12 Pa$$

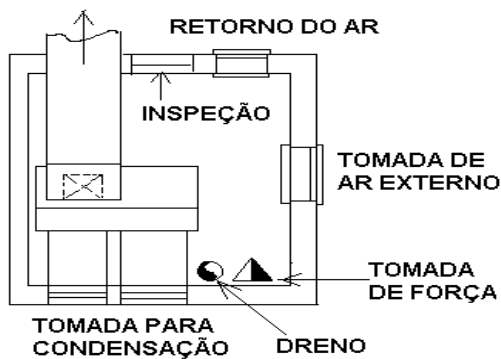
Desta forma a perda de carga total é estimada em cerca de 91 Pascals. No catálogo da máquina podemos comparar e avaliar qual é a pressão estática disponível em mmca (milímetro de coluna d'água). Normalmente selfs de 15 TR têm disponíveis 15mmca de pressão estática.

d) A tomada de ar externo deve ser dimensionada considerando uma vazão de ar exterior para renovação de 1485m<sup>3</sup>/h, conforme utilizado na planilha de carga térmica. A velocidade de face da TAE é adotada como sendo 2m/s. Logo considerando a equação da continuidade: Q=V.A temos:

$$A_{TAE} = \frac{\bar{Q}}{V} = \frac{1485}{3600 \cdot 2} = 0,2m^2$$

O valor de 0,2m<sup>2</sup> é a área efetiva da TAE (área livre). No catálogo deve ser escolhida qual a mais adequada, obtendo assim as medidas reais da mesma. Uma TAE possível é de 75 x 60.

Já a grelha de retorno deve ser dimensionada considerando a vazão de retorno. Um balanço de vazão na casa de máquinas fornece:



$$Q_{retorno} + Q_{ar\ externo} = Q_{insuflamento}$$

$$Q_{retorno} = Q_{insuflamento} - Q_{ar\ externo} = 10200 - 1485 = 8715 m^3/h$$

Logo a área efetiva da grelha de retorno é calculada como segue:

$$A_{GR} = \frac{\bar{Q}}{V} = \frac{8715}{3600 \cdot 2,5} = 0,96m^2$$

Observe que consideramos a velocidade do ar na face da grelha de retorno como sendo igual a 2,5m/s. Como a área é grande podemos utilizar três grelhas de 1,20 x 0,50m. Observe que a área real das grelhas é maior que a área efetiva, uma vez que é preciso descontar na área real a área ocupada pelas venezianas.

e) Orçamento do sistema: Observe que na tabela do livro temos a bitola das chapas para cada trecho da rede de dutos. No primeiro trecho AB a largura é de 125cm logo a bitola é de #22. Esta chapa tem 0,79mm de espessura. Já o trecho BC o duto tem 115cm de largura, logo a bitola recomendada pela norma é #22 também. Já no trecho CD a maior largura é de 75cm, logo a norma recomenda bitola #24. Já os trechos de 50cm de largura tem bitola #24.

#### ATUALIZAR VALORES

Duto de aço Galvanizado		Largura da secção retangular recomendada pela norma	Massa (kg) de cada chapa de 2m <sup>2</sup>	Custo em reais por kg de chapa
Bitola da chapa	Espessura da chapa (mm)			
26	0,50	até 300	8,0	3,33
24	0,64	310 a 750	10,4	3,38
22	0,79	750 a 1400	12,8	3,36
20	0,95	1410 a 2100	15,2	3,21
18	1,27	2110 a 3000	20,0	3,21

A área lateral das chapas é calculada multiplicando-se o perímetro de cada trecho pelo comprimento. Dessa forma:

Bitola da chapa	Perímetro (m)	Comprimento total (m)	Área lateral (m <sup>2</sup> )	Área lateral em m <sup>2</sup> (+20%)	Massa de chapas kg	Custo da chapa R\$
#22 (125x45)	3,40m	12	41	49 (25 chapas)	#22 460kg	#22 1545,00
#22 (115x35)	3,00m	6m	18	22 (11 chapas)		
#24 (75x30)	2,10m	6m	13	16 (8 chapas)	#24 260kg	#24 878,00
#24 (50x25)	1,50m	18m	27	34 (17 chapas)		

Podemos simplificar e calcular as curvas como sendo trechos retos a partir da estimativa de seus perímetros.

Observe que a massa total de chapas é de 720kg. Dessa forma a mão-de-obra do duteiro pode ser estimada em 720 kg multiplicada por R\$4,50, o que resulta em cerca de R\$ 3.200,00.

#### ATUALIZAR VALORES

Considerando as áreas efetivas da TAE e da GR podemos obter custos aproximados de 180,00 para uma TAE completa e R\$ 110,00 para cada unidade da grelha de retorno. Há de se considerar ainda que a veneziana para condensação da máquina tem um custo estimado de R\$ 400,00. Já o equipamento do tipo self-contained pode ser adquirido por um custo médio de R\$ 1500,00 por TR, o que totaliza cerca de R\$ 22.000,00. Observamos que este valor vai variar de acordo com a marca e a negociação realizada com o fabricante, sendo apenas um valor estimativo. Há ainda outros custos como o de transporte, da montagem do quadro elétrico que devem ser avaliados.

As bocas de insuflamento são do tipo difusores. Para a vazão considerada de 1700m<sup>3</sup>/h e o alcance mínimo necessário de 2,5m de cada difusor selecionamos o difusor tipo DI 41 de 18”x 18”. O custo estimado deste tipo de difusor é de R\$ 85,00. Como temos 6 difusores o custo total estimado para a aquisição dos mesmos é de R\$ 500,00.

O custo da instalação do self varia de empresa para empresa, mas um custo de R\$ 1500,00 pode ser estimado. Deve-se ainda calcular qual é o custo do quadro elétrico e do transporte do equipamento.

10- O custo da energia elétrica a ser consumida em 5 anos de operação pode ser calculada da seguinte forma:  
E.E.R = 9,5 logo podemos calcular o consumo do equipamento em W da forma:

$$Cons = \frac{Capac(Btu / h)}{EER[(Btu / h) / W]} = \frac{15.12000(Btu / h)}{9,5} = 18947W = 18,9kW$$

Observe que foi preciso multiplicar os 15TR por 12000 para obter a grandeza em Btu/h, uma vez que cada TR é equivalente a 12000Btu/h. Dessa forma o Consumo em kW.h para um período de 5 anos com 5 horas de uso durante 160 dias por ano é de:

$$Consumo = 18,9.160.5.5 = 75789kW.h$$

Se considerarmos que 1kW.h custa R\$ 0,35 então estimamos um custo de R\$ 26.526,00 em cinco anos. Observe que este valor é maior que o custo inicial da máquina, mesmo sendo E.E.R. = 9,5 considerado um índice alto de eficiência energética.

## Anexo II - Exemplo resolvido 2

Como exemplo, vamos supor que você tenha sido chamado por um cliente para instalar um aparelho de ar condicionado do tipo split na sala de estar e jantar. O cliente lhe repassou a planta baixa da casa (Figura).

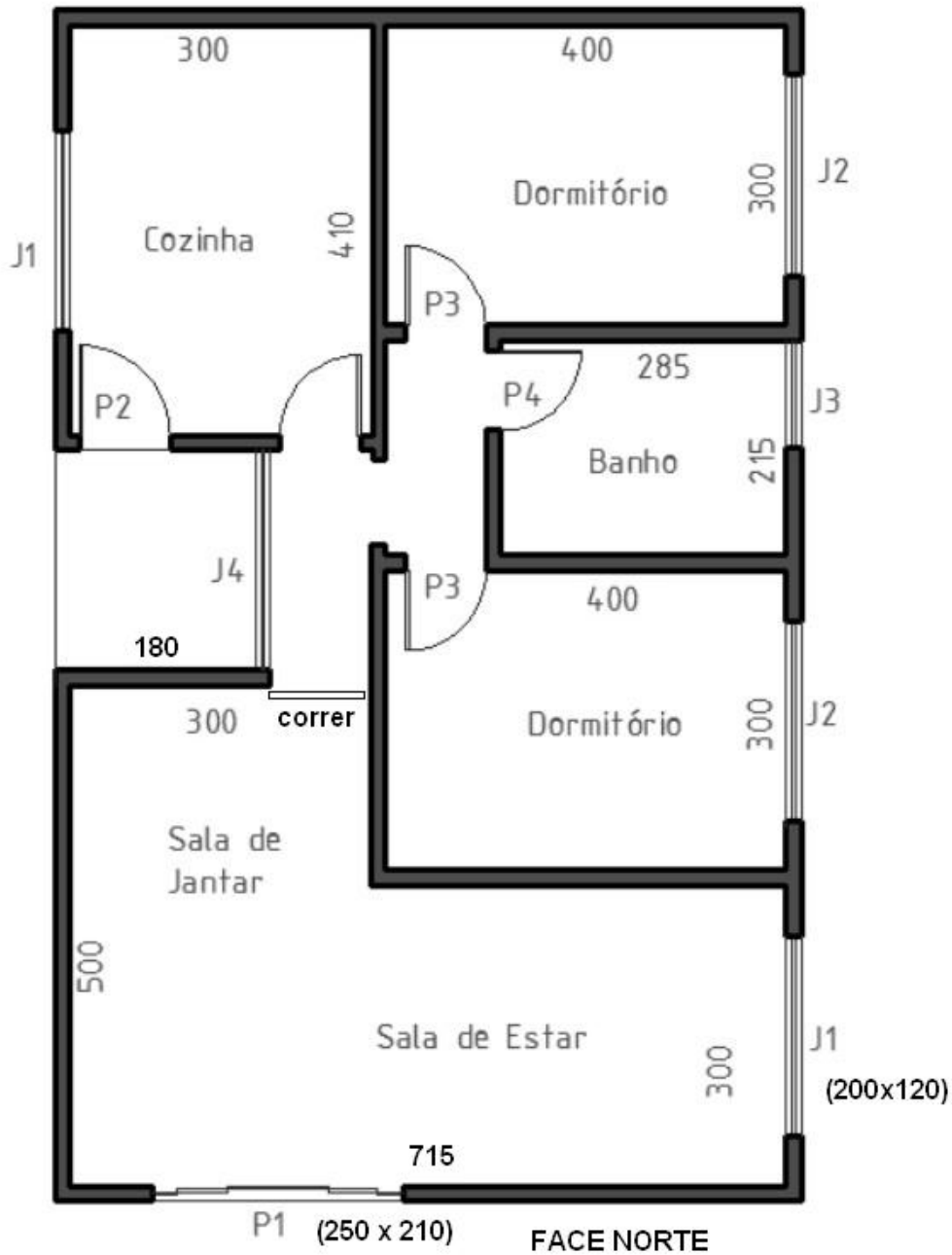


Figura - Planta Baixa de uma residência.



Considere a região sul – Florianópolis – Latitude 27 graus. Estime qual a carga térmica da sala de estar e de jantar que têm pé-direito de 3m (altura do chão até o teto). Normalmente este ambiente é ocupado por 4 pessoas, há 1.200W em potência de equipamentos instalados, 800W de iluminação fluorescente e janela com cortina interna de 2m por 1,2m na face leste. A porta que fica na face norte é de vidro duplo e não tem proteção contra insolação. As paredes têm 15cm de espessura. A casa tem uma laje comum sobre um telhado de telhas de barro.

SOLUÇÃO: Devemos calcular as áreas de paredes externas e internas, de teto e preencher uma tabela de estimativa de carga térmica. Multiplicamos as áreas e informações pelos fatores disponíveis nas colunas 3 e 5, obtendo os valores das parcelas de carga térmica (kcal/h) na quarta e na sexta coluna.

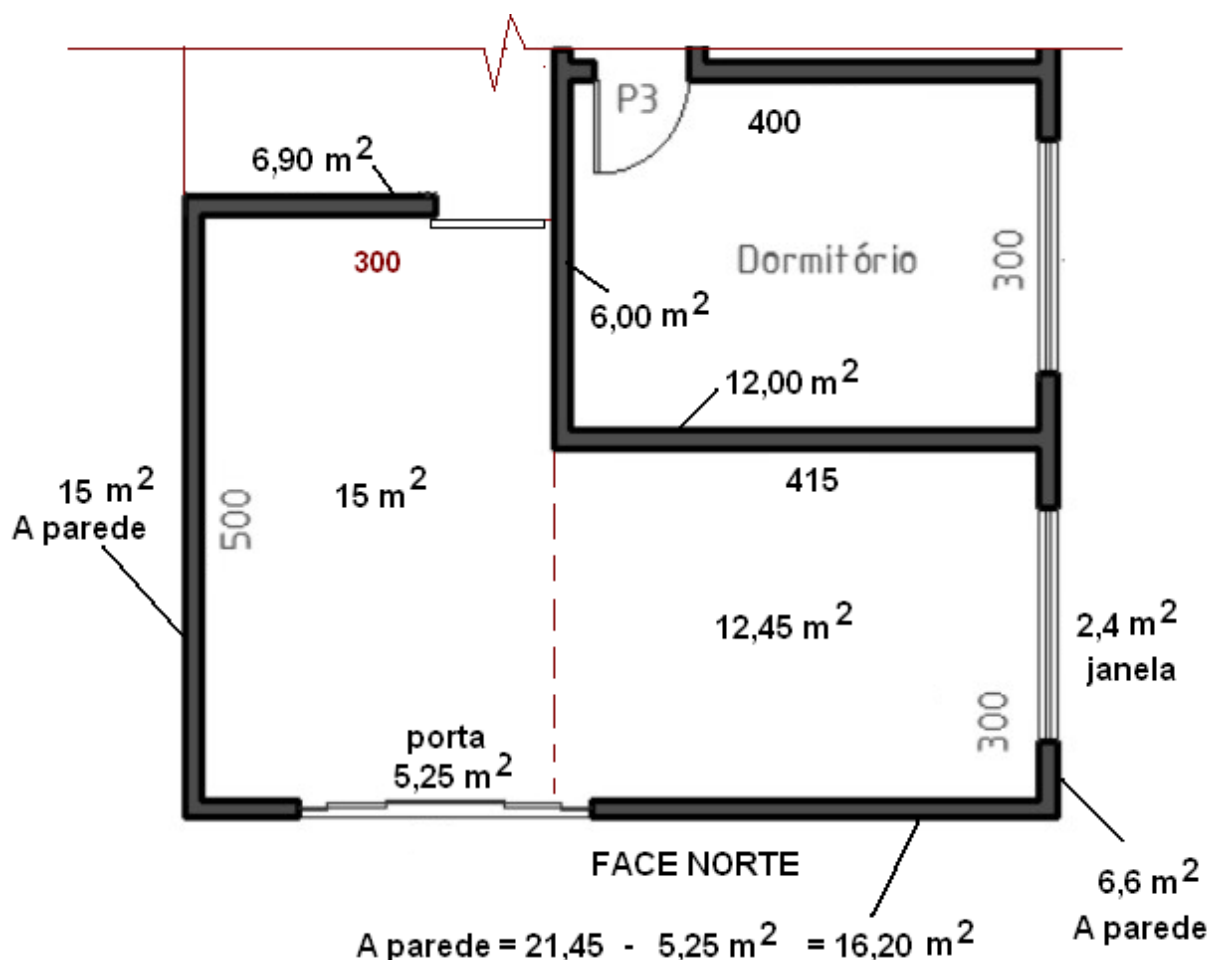


Figura - Estimativas das áreas de paredes e janelas do ambiente.

Exemplo de planilha de carga térmica preenchida. Observe que inserimos os valores das paredes diretamente na quarta coluna, somando as áreas que calculamos no esboço da Figura.

Procedência do calor	Unidades			Fatores			Unid.xFato	Btu/h
<b>Tipo I - Janelas c/ insolação</b>	Largura	Altura	Total	S/ Proteção	Proteção Int.	Proteção Ext.	2712	
1.1 - Norte	2,5	2,1	5,25	1000	480	290	2520	2712
1.2 - Nordeste			0,00	1000	400	290		
1.3 - Leste	2	1,2	2,40	1130	550	360	2712	
1.4 - Sudeste			0,00	840	360	290		
1.5 - Sul			0,00	0	0	0		
1.6 - Sudoeste			0,00	1680	670	480		
1.7 - Oeste			0,00	2100	920	630		
1.8 - Noroeste			0,00	1500	630	400		
<b>Tipo II - Janelas Transmissão</b>	Largura	Altura	Total				1055,25	
2.1 - Vidro comum	2,00	1,20	2,40	210			504	
2.2 - Tijolo de vidro/ vidro duplo	2,5	2,1	5,25	105			551,25	
<b>Tipo III - Paredes</b>	Largura	Altura	Área Janel	Constr. Leve	Cons. Pesada	3997		
3.1 - Externas voltadas p/ o sul			0,00	55	42			
3.2 - Externas outras orientações			37,80	84	50	3175		
3.3 - Interna // ambientes ñ cond.			24,90	33		822		
<b>Tipo IV - Teto</b>	Compr.	Largura	Total				1976	
4.1 - Laje			0,00	315			0	
4.2 - Em laje, c/2,5 cm de isolamento ou mais			0,00	125			0	
4.3 - Entre andares			0,00	52			0	
4.4 - Sob telhado isolado			27,45	72			1976	
4.5 - Sob telhado sem isolamento			0,00	160			0	
<b>Tipo V - Piso</b>	Compr.	Largura	Total				0	
Piso não colocado sobre o solo			0,00	52			0	
<b>Tipo VI - Pessoas</b>							2520	
Em Atividade Normal	4			630			2520	
Em Atividade Física ( Academia )				1000			0	
<b>Tipo VII - Iluminação e aparelhos</b>							2632	
Lâmpadas ( Incandescentes )			W	4			0	
Lâmpadas ( Fluorescentes )	800			2			1600	
Aparelhos Elétricos	1,2	KW		860			1032	
Motores			HP	645			0	
Número de Computadores			W	3,412			0	
<b>Tipo VIII - Portas ou vãos</b>	Largura	Altura	Total				0	
Abertos constantemente			0	630			0	
<b>SubTotal</b>							14893	

Aparelho ( Capacidade Btu's )	Modelo	Tensão

Fator Climático da região	1
Carga Térmica Total Btu/h	14118
TR	1,18

Nossa estimativa de carga térmica foi de aproximadamente 14.118 Btu/h. Dois aparelhos de 7.000 Btu/h são suficientes. Há algumas opções de posicionamento da instalação das unidades internas e externas, conforme ilustramos na Figura a seguir. A melhor posição dependerá de informações sobre os pontos de energia, estética, melhor distribuição de ar entre outras.

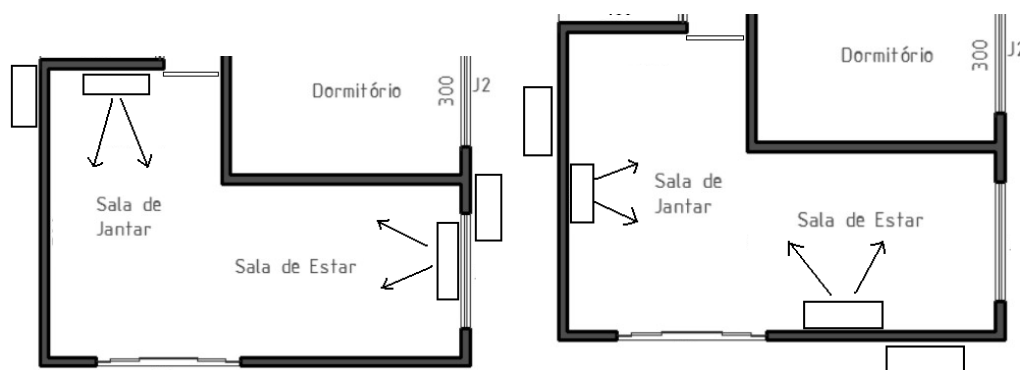


Figura - Duas possibilidades para instalação das unidades internas e externas.

Com essas explicações você já pode fazer estimativas para pequenos ambientes. Lembre-se que se o equipamento for superdimensionado o cliente pagará um custo inicial maior e um custo operacional (energia elétrica) também maior, além de restar uma condição de conforto pior. O uso de equipamentos superdimensionados acarreta em reduções bruscas de temperatura a cada vez que o equipamento é acionado, resultando em picos e vales de temperatura ambiente que são desconfortáveis. Um equipamento bem selecionado tende a manter uma melhor estabilidade térmica.

Após a estimativa da carga térmica e escolha do sistema de climatização podemos estimar o consumo mensal de energia do aparelho a partir do E.E.R., do inglês *Energy Efficient Ratio* obtido da relação entre a capacidade do aparelho em Btu/h e o consumo em Watts. Como exemplo, podemos resumidamente calcular o consumo de energia de um sistema split de 12.000Btu/h em um escritório.

No catálogo do aparelho lemos que seu consumo é de 1,37kW. Dessa forma, dividindo-se 12.000 por 1370 Watts (ou 1,37kW) obtemos que o E.E.R. é 8,7 [Btu/h]/W. Se este aparelho é utilizado 4 horas por dia (considerando-se que parte do tempo o sistema está desligado pelo termostato) durante 22 dias no mês teremos um consumo mensal de 120,56kW.h (4h x 22dias x 1,37kW). Se um kWh custa cerca de R\$0,25, o cliente pagará R\$ 30,14 ao mês de energia elétrica. É importante mostrar para o cliente que esse valor pode ser reduzido com um bom uso do aparelho. Não é incomum o uso de aparelhos com portas e janelas abertas e sem a limpeza periódica de filtros. Muitas vezes o bom uso das funções do controle remoto contribuirá para a redução da tarifa paga ao final do mês.

### ANEXO III - Exercícios resolvidos

1- Compare os coeficientes globais de transferência de calor "U" para as duas situações: uma janela de vidro de 8mm de espessura e uma janela de vidro duplo com duas placas de vidro de 4mm cada e um espaço de 6mm de ar entre elas. Considere  $k_{\text{vidro}} = 1,1 \text{ W/m}^{\circ\text{C}}$  e os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo conforme apostila  $h_e = 25 \text{ W/m}^2\text{C}$  e  $h_i = 7 \text{ W/m}^2\text{C}$ . Considere ainda que a resistência térmica provocada pelo espaço de ar como sendo  $R_{ar} = 0,17 \text{ m}^2\text{C/W}$ .

$U_1 = \frac{1}{R_{eq1}} \rightarrow R_{eq1} = \frac{1}{25} + \frac{0,008}{1,1} + \frac{1}{7}$ $R_{eq1} = 0,33 \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}} \rightarrow U_1 = 3,0 \text{ W/m}^2\text{C}$	$R_{ar} = 0,17 \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}$ $U_2 = \frac{1}{R_{eq2}} \rightarrow R_{eq2} = \frac{1}{25} + \frac{2 \cdot 0,004}{1,1} + \frac{1}{7}$ $U_2 = \frac{1}{0,359} = 2,78 \text{ W/m}^2\text{C}$

2- Desejamos descobrir os novos fatores multiplicativos para determinar a carga térmica devido ao ar de renovação para a cidade de Joinville. Considere a temperatura do ar externo como sendo  $34^{\circ}\text{C}$  e a umidade relativa 60%. A vazão de ar de renovação que deve ser resfriada dessa condição externa até a interna ( $25^{\circ}\text{C}$  e UR de 50%) é de  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ . Utilize a carta psicrométrica para realizar os cálculos. Compare os resultados obtidos se utilizássemos a planilha construída para Florianópolis cujos fatores são 2,0 e 6,2.

$$\dot{Q}_{ar \text{ renovado}} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_e - h_i)$$

$$\dot{m}_{ar} = \text{vazão} \times \text{densidade} = \frac{1200 \times 1,22}{3600} = 0,373 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

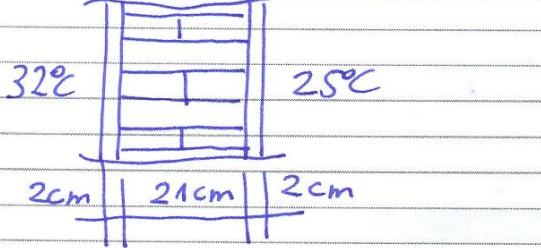
$$h_e, h_i \rightarrow \text{carta psicrométrica}$$

$$\left. \begin{aligned} h_e &= 87 \text{ kJ/kg} \\ h_i &= 51 \text{ kJ/kg} \\ h_o &= 59 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \right\}$$

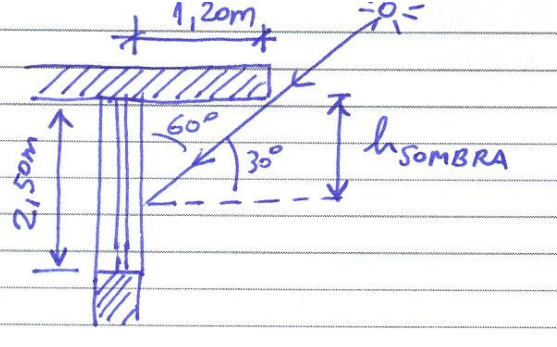
$$\dot{Q}_{sens} = 0,373 (59 - 51) = 2,98 \text{ kW} \rightarrow F_s = 2,11$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0,373 (87 - 59) = 10,44 \text{ kW} \rightarrow F_l = 7,42$$

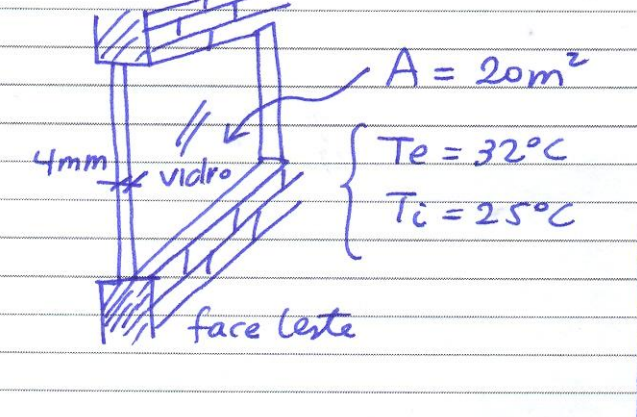
3- Calcule a carga térmica que atravessa 30 metros quadrados de uma **parede não insulada** construída por tijolos maciços de 21cm de espessura e reboco dos dois lados de 2cm de espessura cada.  $k_{\text{reboco}} = 1,15 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$  e  $k_{\text{tijolo}} = 0,85 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$ . Considere as temperaturas interna e externa como sendo  $32^{\circ}\text{C}$  e a interna de  $25^{\circ}\text{C}$ . Considere também  $h_e = 25 \text{ W/m}^2\text{C}$  e  $h_i = 7 \text{ W/m}^2\text{C}$ .

	$R_{eq} = 0,464 \text{ m}^2\text{C/W}$
$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$	$U = \frac{1}{0,464} = 2,15 \text{ W/m}^2\text{C}$
$U = \frac{1}{R_{eq}}$	<p>logo:</p> $Q = 2,15 \cdot 30 \cdot 7$
$R_{eq} = \frac{1}{h_e} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} + \frac{1}{h_i}$	$Q = 451,5 \text{ W}$
$R_{eq} = \frac{1}{25} + \frac{0,02}{1,15} + \frac{0,21}{0,85} + \frac{0,02}{1,15} + \frac{1}{7}$	$\times 0,853 \text{ (fator conversão)}$ $Q = 385,12 \text{ kcal/h}$

4- Uma janela tem 18 metros de comprimento e 2,50m de altura e está localizada sobre uma marquise de 1,20m de largura. Pela manhã, às 10h, o raio solar está inclinado a um ângulo de 60 graus em relação à superfície do vidro. Calcule qual a área do vidro que está insulada e a área sombreada.

	$\tan 30^{\circ} = \frac{h_{\text{sombra}}}{1,20} = 0,577$ $h_{\text{sombra}} = 1,20 \times 0,577$ $h_{\text{sombra}} = 0,70 \text{ m}$
<p>logo:</p>	
$\left\{ \begin{aligned} \text{Área sombra} &= 18 \times 0,7 = 12,6 \text{ m}^2 \\ \text{Área sol} &= 45 \text{ m}^2 - 12,6 \text{ m}^2 = 32,4 \text{ m}^2 \end{aligned} \right.$	

5-Calculamos qual a carga térmica que ingressa pela manhã por uma janela de vidro comum de 4mm de espessura e área de 20m<sup>2</sup>, localizada na face leste de um prédio de São José, para o mês de janeiro. A temperatura externa é de 32°C e a interna é de 25°C. Utilize nos cálculos a expressão:  $Q = A * [U * (Te - Ti) + FGCI * CS]$ . Considere o FGCI como sendo 667W/m<sup>2</sup> e CS = 0,87 para vidro comum. Considere "U" vidro como sendo 5,8 W/m<sup>2</sup>°C. Substitua o vidro simples pelo vidro duplo da questão 1. Considerando o mesmo CS. Compare com a planilha de carga térmica dada.



$A = 20m^2$   
 $\begin{cases} T_e = 32^\circ C \\ T_i = 25^\circ C \end{cases}$

$$Q = A \cdot [U \cdot (T_e - T_i) + FGCI \cdot CS]$$

$U_{\text{vidro}} = 5,8 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ C$   
 $Q = 20 \cdot [5,8 (32 - 25) + 667 \cdot 0,87]$   
 $Q = 12418 \text{ W}$

Para vidro duplo:  $U_2 = 1,96 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ C$

$$Q' = 20 [1,96 \cdot (32 - 25) + 667 \cdot 0,87]$$

$$Q' = 11880 \text{ W} \quad \text{pouca redução}$$

Para o vidro simples:  $Q = 12418 \text{ W} \times 0,853$  conversor  
↓

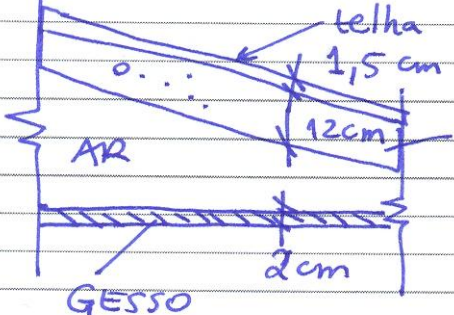
$$Q = 10592 \text{ kcal/h}$$

Pela planilha:  $20 \times 520 = 10400 \text{ kcal/h}$

6-Um telhado de 100 metros quadrados é composto por uma camada de telhas cerâmicas de 1,5cm de espessura (e1), uma camada de laje de concreto de 12cm (e2), um espaço de ar de 50cm e uma camada de gesso de 2cm de espessura (e3). Qual é a carga térmica que ingressa no ambiente? Considere a insolação FGCI sobre o telhado como sendo 870W/m<sup>2</sup> para a cidade de Florianópolis no mês de janeiro. Considere Te-Ti=7°C. Considere a resistência térmica do ar sobre o telhado como sendo Re=0,04 m<sup>2</sup>°C/W, a resistência do ar confinado como sendo Rc=0,21 m<sup>2</sup>°C/W e a resistência térmica do ar sob o gesso como sendo Ri=0,17 m<sup>2</sup>°C/W. Considere a equação:

$$Q_{total} = U \cdot A \cdot \left[ \frac{(0,2 \times FGCI)}{25} + T_e - T_i \right]$$

$$R_t = R_e + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + R_c + \frac{e_3}{k_3} + R_i \Rightarrow U = \frac{1}{R_t}$$



$Q_{TOTAL} = U \cdot A \cdot \left[ \frac{0,2 \cdot 870}{25} + 7 \right]$   
 $U = \frac{1}{R_t}$   
 $R_t = 0,04 + \frac{0,015}{0,85} + \frac{0,12}{1,75} + 0,21 + \frac{0,02}{0,35} + 0,17$   
 $R_t = 0,56 \rightarrow U = 1,775 \text{ W/m}^2\text{°C}$   
 $Q_{total} = 1,775 \cdot 100 \cdot \left[ \frac{0,2 \cdot 870}{25} + 7 \right] = 2477,9 \text{ W}$

7- No exercício anterior, se sob o gesso for colocada uma camada de 5mm de isolante do tipo poliestireno, qual é a nova carga térmica?.

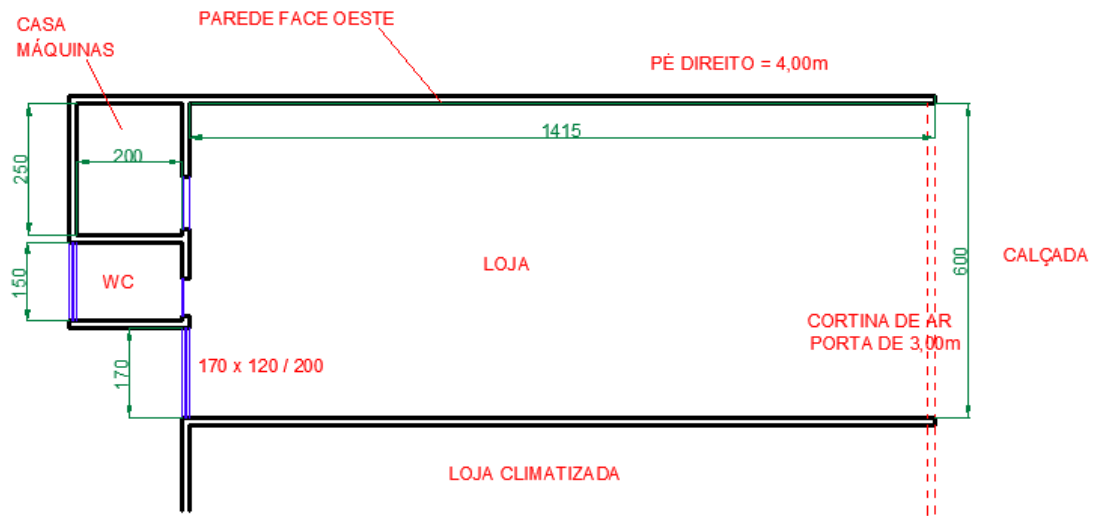
$k_{EPS} = 0,029 \text{ W/m}^2\text{°C}$ $R_t' = 0,56 + \frac{0,005}{0,029} = 0,73$ $U' = 1,36 \text{ W/m}^2\text{°C}$ $Q_{total} = 1898 \text{ W}$	Se a espessura fosse de 2 cm de ISOPOR (EPS) $U' = 0,80 \text{ W/m}^2\text{°C}$ $Q_{total} = 1116 \text{ W}$
--	--

8- Qual o gasto mensal em reais devido a um aparelho de ar condicionado tipo split de capacidade  $C = 12.000 \text{ Btu/h}$  que fica ligado durante 6 horas por dia durante 20 dias. Considere que o E.E.R (razão de eficiência energética) do split é de 11 Btu/h/W. Considere o custo de  $1 \text{ kW.h} = C1 \text{ kW.h} = R\$ 0,42$ . Considere o total de horas que o aparelho fica ligado como sendo TH. Utilize a seguinte expressão para esse cálculo:

$$CUSTO = \left( \frac{12.000 \text{ Btu/h}}{1000 \cdot 11,0} \right) \times 120 \text{ h} \times 0,42 \text{ R\$} = 54,98 \text{ R\$}$$

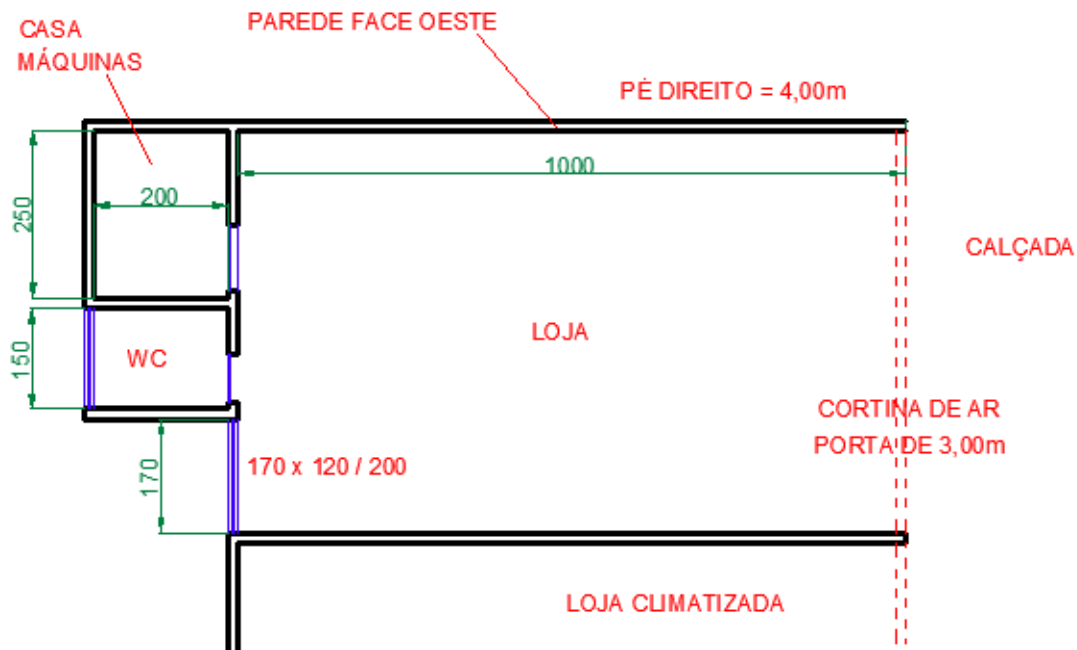
$\rightarrow \text{EER} = \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}}$

ANEXO IV – EXEMPLO DE PROJETOS DE CLIMATIZAÇÃO



<b>CONDIÇÕES DE PROJETO</b>	<b>PROJETO TIPO 1</b>
OCUPAÇÃO - 20 PESSOAS	
ILUMINAÇÃO - CONFORME NORMA	ENTRE ANDARES CLIMATIZADOS
EQUIPAMENTOS: 3000 W	
RENOVAÇÃO DE AR: CONFORME NORMA	





**CONDIÇÕES DE PROJETO**

PROJETO TIPO 2

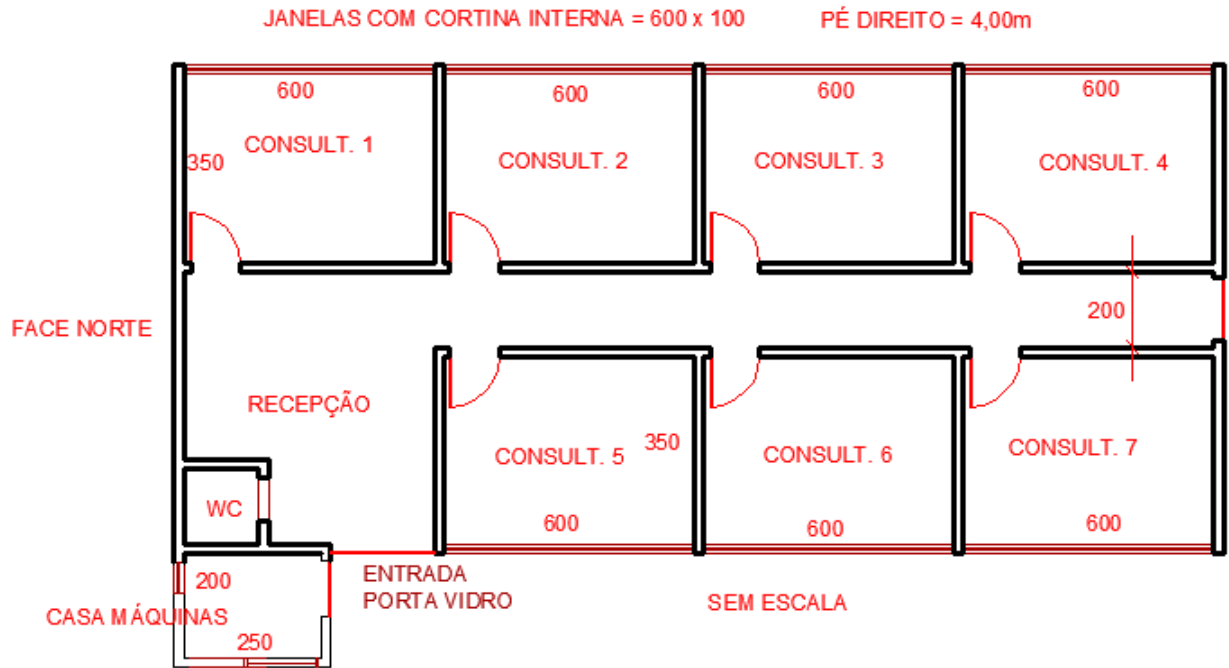
OCUPAÇÃO - 25 PESSOAS

COBERTURA - TELHADO COM LAJE COMUM

ILUMINAÇÃO - CONFORME NORMA

EQUIPAMENTOS: 3000 W

RENOVAÇÃO DE AR: CONFORME NORMA



**PROJETO TIPO 3**

**CONDIÇÕES DE PROJETO**

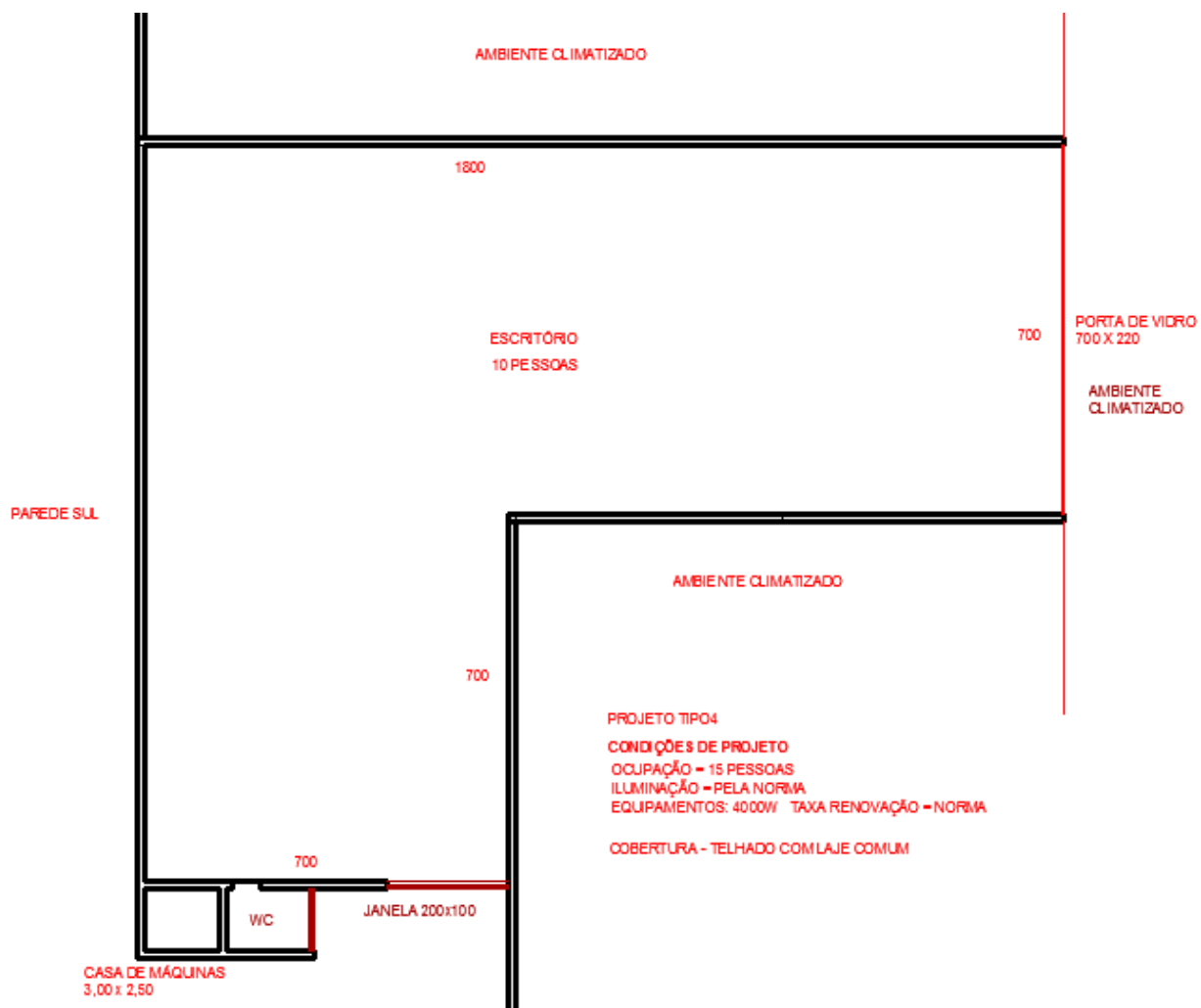
OCUPAÇÃO - 2 PESSOAS POR CONSULTÓRIO

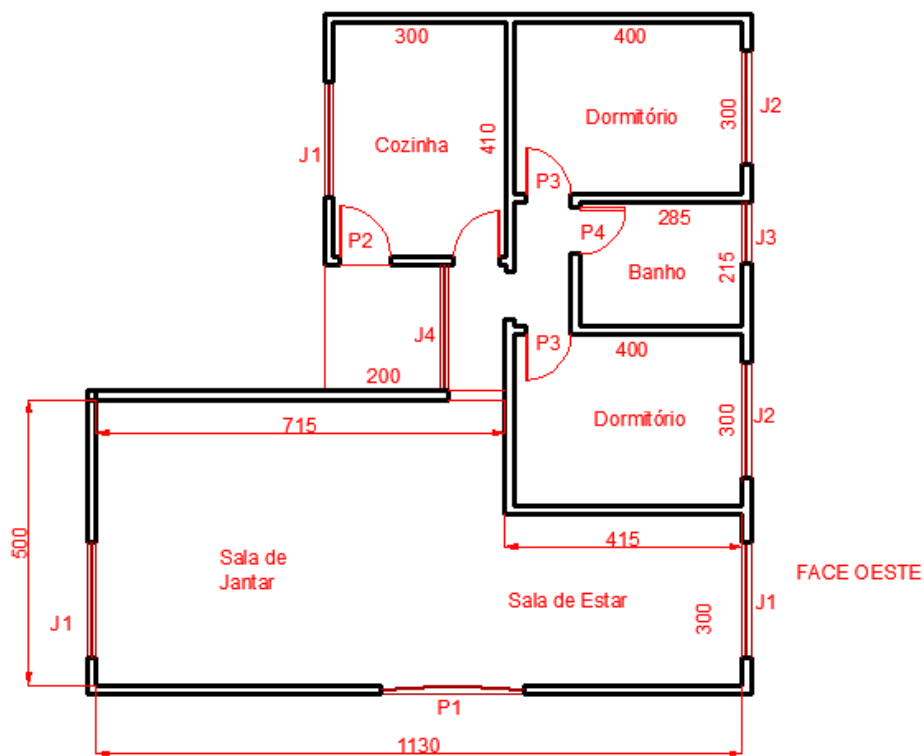
RECEPÇÃO = 5 PESSOAS

ILUMINAÇÃO - 200 W POR SALA

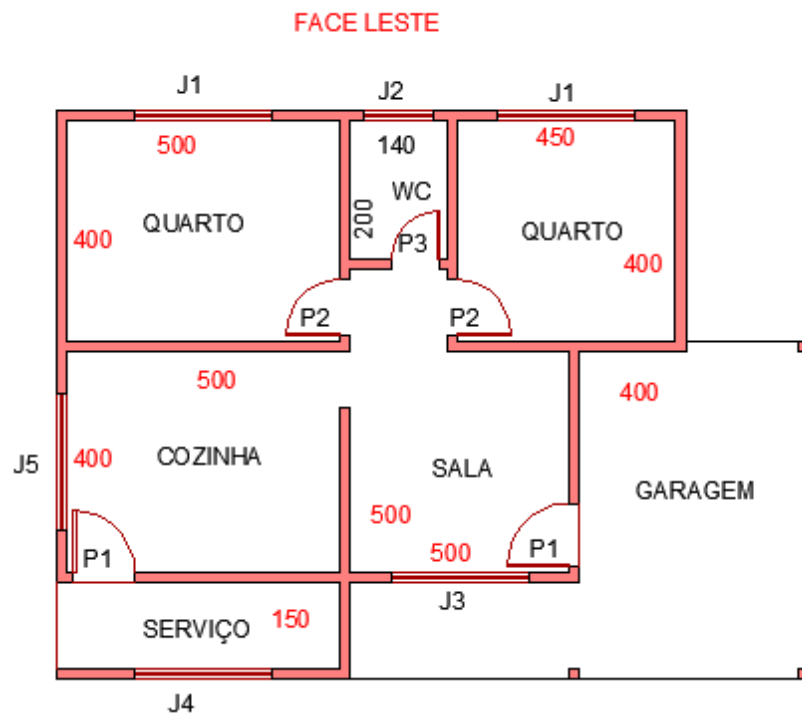
EQUIPAMENTOS: 100 W POR SALA    TAXARENOVAÇÃO = NORMA

COBERTURA - TELHADO COM LAJE COMUM

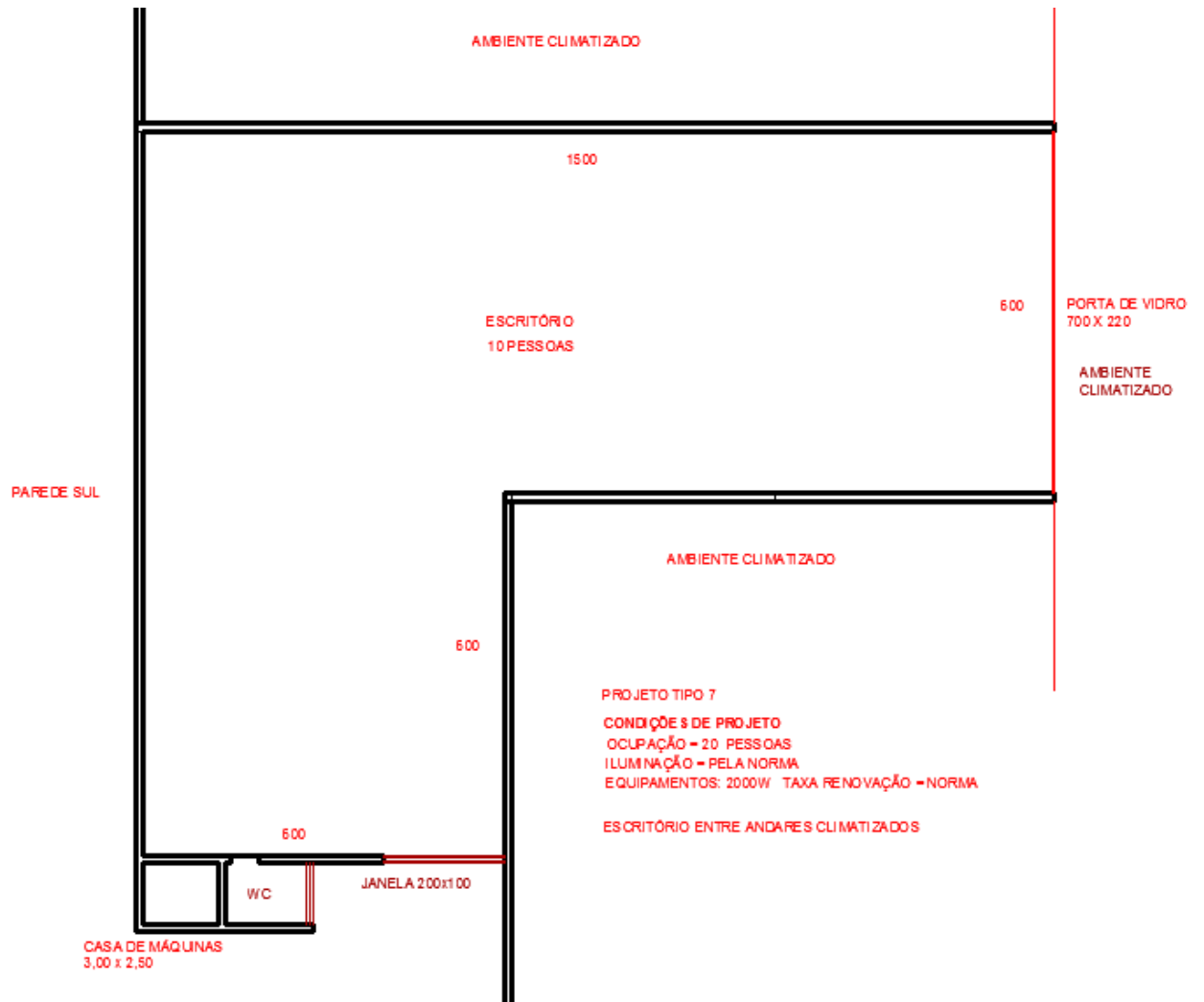


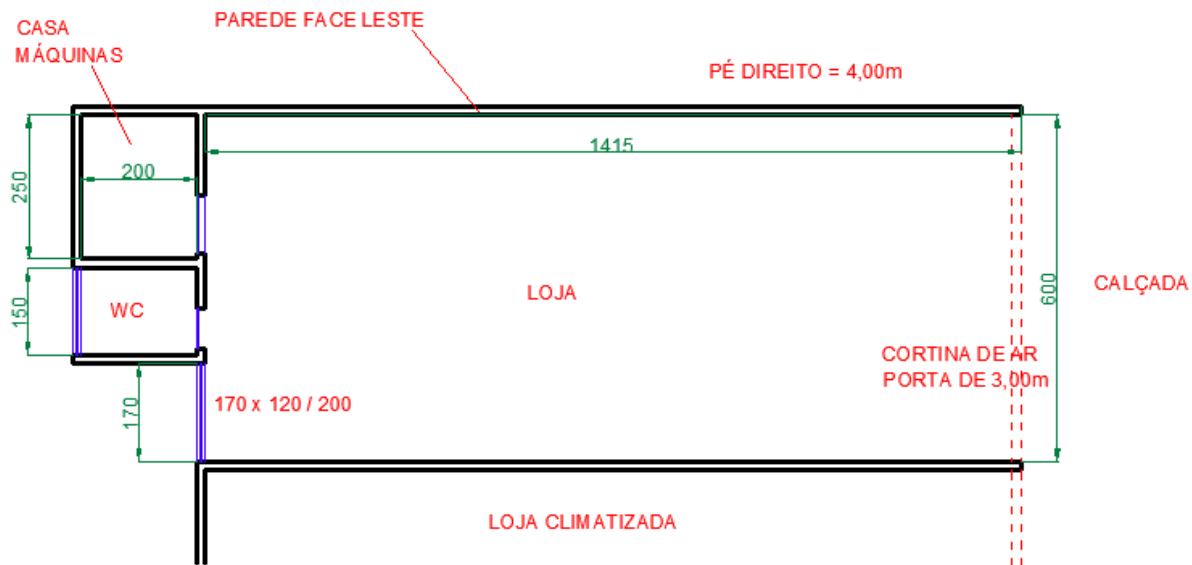


PROJETO TIPO 5 - CONDIÇÕES DE PROJETO:  
6 PESSOAS NA SALA DE JANTAR / ESTAR  
SPLITS NOS 2 QUARTOS  
ILUMINAÇÃO = NORMA  
SPLIT DUTADO  
TELHA DE BARRO SOBRE LAJE COMUM

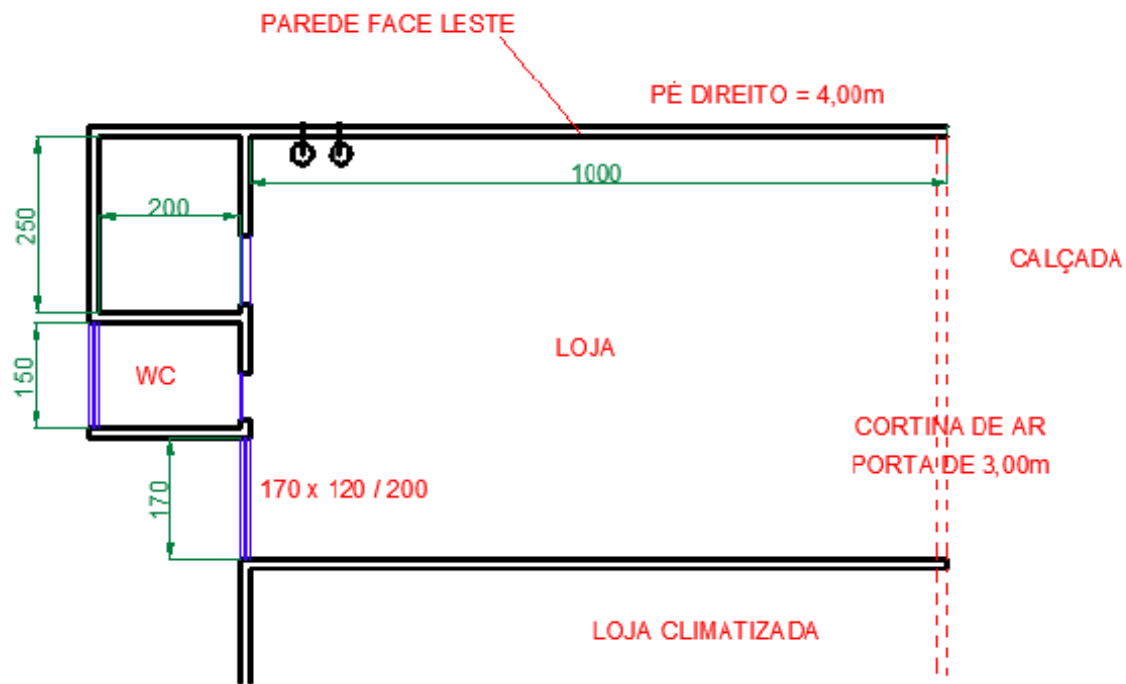


**PROJETO TIPO 6 - CONDIÇÕES DE PROJETO:**  
**CLIMATIZAÇÃO DOS 2 QUARTOS E DA SALA**  
**TOTAL DE USUÁRIOS 6**  
**LUMINAÇÃO = NORMA**  
**TELHA DE BARRO SOBRE LAJE COMUM**





PROJETO TIPO 8  
CONDIÇÕES GERAIS DE PROJETO  
OCUPAÇÃO - 12 PESSOAS  
ILUMINAÇÃO - CONFORME NORMA  
EQUIPAMENTOS: 2000 W  
RENOVAÇÃO DE AR: CONFORME NORMA  
LOJA ENTRE ANDARES CLIMATIZADOS



**CONDIÇÕES DE PROJETO**

**PROJETO TIPO 9**

OCUPAÇÃO - 12 PESSOAS

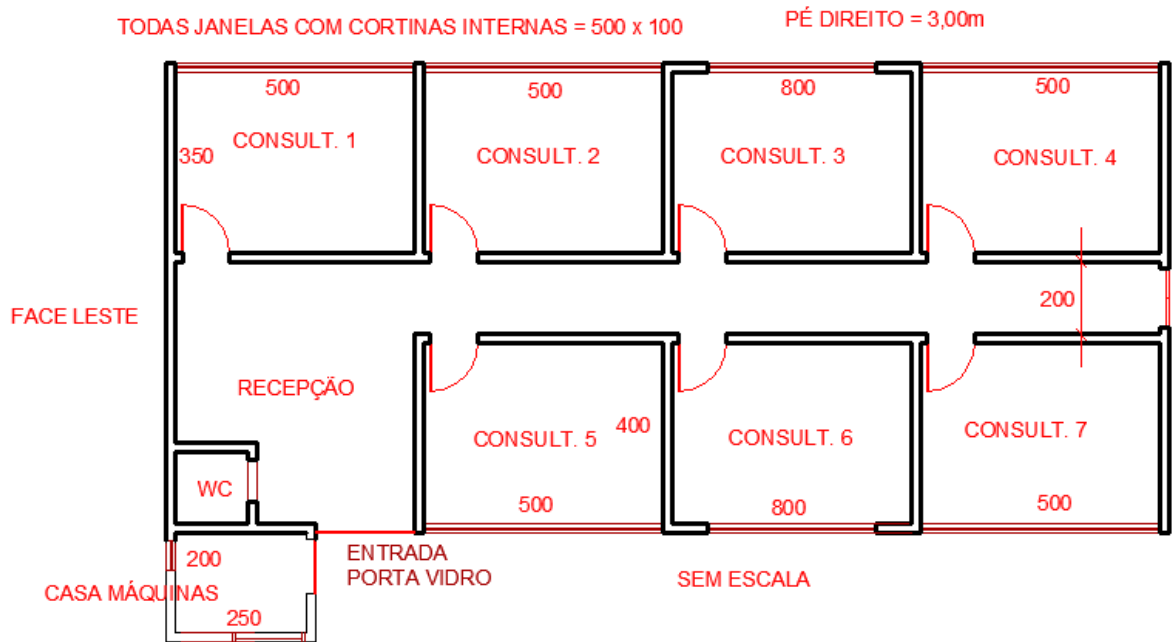
ILUMINAÇÃO - CONFORME NORMA

EQUIPAMENTOS: 2000 W

RENOVAÇÃO DE AR: CONFORME NORMA

LOJA ENTRE ANDARES -





PROJETO TIPO 10

**CONDIÇÕES DE PROJETO**

OCUPAÇÃO - 2 PESSOAS POR CONSULTÓRIO

RECEPÇÃO = 5 PESSOAS

ILUMINAÇÃO - 200 W POR SALA

EQUIPAMENTOS: 100 W POR SALA TAXARENOVAÇÃO = NORMA

CONSULTÓRIOS ENTRE ANDARES CLIMATIZADOS