

Estudo do Consumo Específico de Energia para Ventilação com Ênfase na Geometria das Conduitas

Paulo Jorge Pereira de Oliveira

Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador na Manvia: Eng. Fernando Ramos

Orientador na FEUP: Prof. Vítor Leal



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro 2011

“Dedico este trabalho à memória do meu avô Domingos José Martins Pereira”

Resumo (em português)

Este trabalho realizou-se na empresa Manvia, e consiste num estudo efectuado ao centro comercial Porto Gran Plaza com o objectivo de avaliar o consumo específico de energia para movimentação do ar e de identificar oportunidades de melhoria ao nível da geometria das condutas.

Inicialmente, realizou-se uma pesquisa bibliográfica intensiva no sentido de se perceber o que era o “Specific Fan Power”, qual o estado da arte deste parâmetro e qual a gama de valores actualmente verificada tanto a nível nacional como internacional, concluiu-se que variam entre 500 a 4500 [W/(m³/s)].

Seguidamente, efectuou-se o levantamento de todo o equipamento presente no centro comercial Porto Gran Plaza, procedeu-se ao cálculo detalhado das perdas de carga desde as unidades de tratamento de ar até aos difusores, considerando-se todos os componentes apresentados em projecto. Com este moroso processo de cálculo efectuado, foi possível obter valores de diferentes variáveis tais como comprimento crítico, comprimento médio das condutas, perdas de carga, potências necessárias, consumo específico relativo ao caudal de ar novo, consumo específico relativo ao caudal de ar total, e quais os difusores críticos. Obtiveram-se estes dados para todos os ventiladores respeitantes ao processo de ventilação.

O SFP dos ventiladores de insuflação das UTA's são em geral próximos de 1.4 Kw/(m³/s) e os de extracção 0.6 Kw/(m³/s), o que na norma DIN EN 13779 corresponde às classes SFP 4 e SFP 2 respectivamente, concluindo-se que os valores obtidos são bons. De seguida efectuou-se o cálculo do consumo específico de ventilação do espaço, determinaram-se as áreas úteis do centro comercial e procurou-se saber o “peso” da energia para movimentação do ar no valor do IEE e no valor do S. O valor obtido de SFP do edifício foi de 1.9 Kw/(m³/s) o que segundo a norma DIN EN 13779 corresponde à classe SFP 4, concluindo-se que é um valor razoável.

A energia para movimentação do ar (ventilação) expressa em energia primária, representa 15% do valor do IEE, e 48 % do valor do S previsto no RSECE aproximadamente. Verifica-se assim que a movimentação do ar tem um “peso” importante no valor do IEE nominal visto que, na parte superior da escala do SCE, de 25 em 25% do valor do S ocorre mudança da classe energética.

Por fim, foi efectuada uma comparação em termos de consumos, caudais e valores do consumo específico de ventilação obtidos em projecto e verificados em obra. Concluiu-se que os consumos específicos de ventilação em obra são superiores aos calculados em projecto. O valor de SFP de insuflação em obra é inferior ao de projecto visto que apesar de a potência registada em obra ser idêntica, o caudal de insuflação em obra é 12% superior. Em relação ao SFP de extracção verifica-se o oposto, ou seja, o de obra é superior ao de projecto, visto que o caudal de retorno em obra é 45% inferior ao de projecto. Esta diferença significativa no retorno pode dever-se a fugas na rede de condutas ou nas ligações dos difusores, ou ainda à presença de obstáculos não previstos ou ainda à colmatação de filtros nas UTA's. No que respeita ao SFP de insuflação, as potências são sensivelmente as mesmas, mas o caudal de insuflação é superior em obra e isso depende da equilibragem estabelecida no sistema no final da montagem, e terá portanto sido deixado num valor superior ao de projecto.

Em relação à influência da geometria das condutas, obtiveram-se maiores perdas de carga em condutas rectangulares, do que em condutas circulares, com uma diferença de 258 € em electricidade ao final do ano.

Study of Specific Energy Consumption for Ventilation with Emphasis on Geometry Pipelines (in English)

Abstract (in English)

This work took place in the company Manvia and consists of a study carried out in Porto Gran Plaza shopping center in order to evaluate the specific energy consumption for air movement and to identify opportunities for improvement regarding the geometry of the ducts.

Initially, we carried out an intensive literature search in order to understand what was the "Specific Fan Power, " which the state of the art of this parameter and the range of values which we are currently seeing both nationally and internationally, it was concluded that range from 500 to 4500 [W/(m³/s)].

Next, the survey was carried out of all equipment in the mall Porto Gran Plaza, we proceeded to the detailed calculation of pressure losses from the air handling units up to broadcasters, considering all the components presented in draft form. With this lengthy process of calculation, we obtained values of different variables such as critical length, average length of the ducts, head losses, power required, specific fuel consumption relative to the flow of fresh air, specific fuel consumption relative to the total air flow, which critics and broadcasters. These data were obtained for all the fans regarding the ventilation process. The SFP fans inflation of UTA's are generally around 1.4 kW / (m³ / s) and extraction 0.6 kW/(m³/s), which in DIN EN 13779 is class SFP 4 and SFP 2 respectively , concluding that the values are good. Then made to calculate the specific consumption of ventilation space, we determined the useful areas of the shopping center and sought to know the "weight" of energy for air movement in the value of the IEE and the value of S. The obtained value of the building SFP was 1.9 kW / (m³ / s) which according to DIN EN 13779 corresponds to class 4 SFP, concluding that it is a reasonable value. The energy for air movement (ventilation) expressed in primary energy accounts for 15% of the IEE, and 48% of the value of S under RSECE about. It thus appears that the movement of air has a "weight" important in nominal value of the IEE as, at the top of the SCE scale of 25 in 25% of the S-class energy change occurs. Finally, a comparison was made in terms of consumption, flow rates and values of specific fan power obtained in the project and checked on site. It was also found that the specific consumption of ventilation in work are higher than those calculated in the project. The value of SFP inflation in work is lower than the project because the power registered in work is identical but the inflation rate flow in construction is 12% higher.

Regarding the SFP extraction there is the opposite, ie the work of the project is over, since the flow of work in return is 45% below the project.

This significant difference in return can be due to leaks in ductwork and diffusers on the links, or the presence of unforeseen obstacles or the clogging of filters in UTA's. With regard to inflation SFP, the powers are much the same, but the flow of inflation is higher in work and it depends on balancing the system established after final assembly, and have therefore been left in a higher value than project.

Regarding the influence of the geometry, we obtained higher pressure losses in rectangular ducts, than in circular ducts, with a difference of 258 €in electricity at the end of the year.

Agradecimentos

Começo por agradecer ao Engenheiro Fernando Ramos, a oportunidade de realizar a minha dissertação em ambiente empresarial, e assim ter tido contacto com a realidade fora da faculdade, nomeadamente na empresa Manvia.

Ao Eng. Nuno Fernandes e à Eng. Susana, pela disponibilidade e apoio prestado sempre que foi necessário.

A todo o pessoal da empresa Manvia que me acolheu muito bem e me fez sentir em casa.

Ao Professor Vítor Leal, agradeço por ter aceite orientar-me na realização da dissertação, e por me ter apoiado e conduzido de forma experiente e eficaz de modo a não perder o rumo e conseguir realizar o trabalho dentro do tempo estipulado.

Finalmente mas não menos importante à minha família, nomeadamente à minha mãe Natália Pereira, à minha avó Alice Janeiro, ao meu falecido avô Domingos José Martins Pereira, e ao meu irmão Pedro Oliveira pelo apoio incondicional que sempre me deram ao longo da vida.

Agradeço à minha namorada Lúcia Macedo, toda a confiança que depositou em mim, e todo o apoio prestado nos momentos mais difíceis.

A todos os meus amigos e colegas que me ajudaram e apoiaram ao longo do trabalho, em particular ao Eng. António Pedro Soberano e ao Tiago Batista.

Índice de Conteúdos

Resumo.....	iii
Abstract.....	iv
Índice de Conteúdos.....	vi
Índice de Figuras	viii
Índice das Tabelas	ix
Nomenclatura	x
1. Introdução	
1.1 Contexto e Objectivo do Projecto	1
1.2 Apresentação da empresa Manvia	1
1.3 Centro comercial PORTO GRAN PLAZA	1
2. Revisão Bibliográfica	
2.1 Consumo Energético dos Ventiladores/SFP/Unidades	2
2.2 Importância do SFP/CEV	3
2.3 Avaliação de Desempenho/Benchmarking/Gama de Variação	4
3. Caso de Estudo	
3.1 Características do Centro Comercial Porto Gran Plaza e considerações efectuadas	5
3.2 Escoamentos de Ar em Conduatas	6
3.3 Equações Utilizadas	9
3.4 Cálculo das perdas de carga no centro comercial Porto Gran Plaza	14
4. Apresentação e Discussão dos Resultados	
4.1 Resultados das Unidades de Tratamento de Ar (Difusores Críticos)	24
4.1.1 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 1 e resultados	25
4.1.2 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 2 e resultados	26
4.1.3 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 3 e resultados	27
4.1.4 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 4 e resultados	28
4.1.5 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 5 e resultados	29
4.1.6 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 6 e resultados	30
4.2 Cálculo do SFP global do edifício	33
4.3 Cálculo do peso da energia para movimentação do ar no IEE Nominal e na classe energética	35
4.4 Comparação Projecto/Obra	36
4.5 Verificação da Influência da Geometria das Conduatas	43

5. Conclusões e Perspectivas de Trabalho Futuro	46
6. Referências Bibliográficas	47

Índice de Figuras

Fig. 1 - Variação da pressão estática, dinâmica e total num circuito de um ventilador a operar com condutas de insuflação e extracção	7
Fig. 2 - Conduta Rectangular	10
Fig. 3 – Lados da Secção Rectangular	10
Fig. 4 - Conduta Oval	11
Fig. 5 – Incógnitas na Secção Oval	11
Fig. 6 – Numeração atribuída aos difusores associados à unidade de tratamento de ar 1	14
Fig. 7 – Numeração atribuída aos difusores associados à unidade de tratamento de ar 2	15
Fig. 8 – Numeração atribuída aos difusores associados à unidade de tratamento de ar 3	16
Fig. 9 – Numeração atribuída aos difusores associados à unidade de tratamento de ar 4	17
Fig. 10 – Numeração atribuída aos difusores associados à unidade de tratamento de ar 5	18
Fig. 11 – Numeração atribuída aos difusores associados à unidade de tratamento de ar 6	19
Fig. 12 – Perdas de Carga em Linha (Rectangulares)	22
Fig. 13 – Perdas de Carga em Linha (Circulares)	23
Fig. 14 – Perda de Carga Localizada	23
Fig. 15 – Curvas de Performance dos Ventiladores das UTA's	24
Fig. 16 – Perda de carga de (insuflação/extracção) em cada unidade de tratamento de ar	31
Fig. 17 – Potência de (insuflação/extracção) em cada unidade de tratamento de ar	31
Fig. 18 – Consumo Específico de (insuflação/extracção) em cada unidade de tratamento de ar ..	32
Fig. 19 – Comparação dos caudais (insuflação/retorno) no projecto e em obra	38
Fig. 20 – Caudais no projecto da unidade de tratamento de ar 5	39
Fig. 21 – Difusores da unidade de tratamento de ar 5	39
Fig. 22 – Caudal de projecto e caudal medido em obra dos difusores da UTA 5	40
Fig. 23 – Comparação da potência (insuflação/retorno) no projecto e em obra	41
Fig. 24 – Comparação do SFP (insuflação/retorno) no projecto e em obra	42

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Classes de eficiência de acordo com o consumo específico de ventilação segundo a norma DIN EN 13779	4
Tabela 2 – Características do sistema de ventilação do centro comercial Porto Gran Plaza	5
Tabela 3 – Especificações do anemómetro Testo 435	37
Tabela 4 - Comparação dos caudais dos difusores em projecto e em obra	40

Nomenclatura

Caracteres Gregos

Δ	diferença; gradiente
Δp_f	perda de carga em linha [Pa]
Δp_j	perda de carga localizada [Pa]
Δp_t	queda de pressão total (atrito + dinâmica) [Pa]
ρ	massa volúmica [Kg/m ³]
ε	factor de rugosidade do material [mm]
ν	viscosidade cinemática [m ² /s]
μ	viscosidade dinâmica [Ns/m ²]
ρ_a	massa volúmica do ar ambiente [Kg/m ³]
ϕ	ângulo de fase ou defasagem entre a tensão e a corrente

Caracteres Romanos

\dot{m}	caudal mássico [Kg/s]
A	área [m ²]
C	velocidade média em cada secção [m/s]
p	pressão absoluta [Pa]
g	aceleração da gravidade [m/s ²]
z	elevação (cota) [m]
\dot{V}	caudal volúmico [m ³ /s]
f	factor de atrito
D	diâmetro [m]
L	comprimento [m]
D _h	diâmetro hidráulico [m]
D _e	diâmetro equivalente [m]
C _e	velocidade equivalente [m/s]
C _o	coeficiente de perda de carga localizada
A _o	área da secção menor [m ²]
A ₁	área da secção maior [m ²]
V	tensão [V]
I	corrente [A]

Abreviaturas

SFP	specific fan power [KW/(m ³ /s)] ou [W/(l/s)]
CEV	consumo específico de ventilação [KW/(m ³ /s)] ou [W/(l/s)]
UTA	unidade de tratamento de ar

Grupo Adimensional

Re	Número de Reynolds
----	--------------------

1. Introdução

1.1. Contexto e Objectivo do Projecto

O objectivo principal deste projecto é contribuir para a avaliação de desempenho e eventual melhoria de procedimentos de projecto no que respeita ao consumo específico de energia eléctrica para movimentação do ar (ventilação) em edifícios que possuam sistema AVAC. Neste contexto a dissertação debruçou-se sobre os seguintes pontos:

- i) Avaliação do SFP (Specific Fan Power) do projecto AVAC da empresa e sua comparação com valores de referência internacionais

- ii) Avaliação do peso da energia para movimentação do ar no consumo global dos edifícios e na classe energética SCE

- iii) Identificação e quantificação de oportunidades de melhoria, com ênfase na geometria das condutas

1.2. Apresentação da empresa MANVIA, S.A.

A MANVIA, S.A., é uma empresa do Grupo MOTA-ENGIL, sub-sector Ambiente e Serviços. A área de actuação da MANVIA centra-se na operação e manutenção de sistemas complexos e engloba as seguintes actividades: gestão da manutenção, manutenção de edifícios, manutenção de auto-estradas, manutenção de centros comerciais, eficiência energética em edifícios, manutenção condicionada, operação e manutenção de sistemas ambientais (Águas, Águas Residuais e Resíduos), reabilitação de condutas sem recurso a escavação, serviços a indústrias, desobstrução e limpeza de colectores e inspecção vídeo de colectores.

Este projecto foi realizado na delegação norte, na divisão respeitante ao AVAC.

1.3. Centro comercial PORTO GRAN PLAZA

Dos diversos projectos efectuados pela Manvia, foi escolhido o centro comercial Porto Gran Plaza para a realização do estudo da influência da geometria das condutas no consumo específico de energia para ventilação.

O Porto Gran Plaza é um moderno centro comercial e de ócio, de recente construção (Novembro de 2007), localizado perto do famoso Mercado do Bolhão. Possui 5 andares e mais de 75 lojas, um dos andares é totalmente ocupado por um “health club” e possui um grande parque de estacionamento subterrâneo com capacidade para 420 carros e com acesso directo à estação do metro do Bolhão.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Consumo Energético dos Ventiladores/SFP/Unidades

Ventilar consiste em substituir o ar viciado de um determinado espaço por ar novo. [2]

Quando a ventilação natural não cumpre os objectivos desejados, é necessário o uso de ventiladores.

O principal inconveniente deste processo é o consumo de energia que acarreta, sendo este dependente dos seguintes factores:

- caudal de ar a transferir;
- perdas de carga a vencer;
- tipo de ventilador adoptado.

De modo a caracterizar a eficiência energética de um sistema de ventilação, é utilizada a variável SFP (do inglês “Specific Fan Power”). Esta representa a potência necessária para transportar determinado caudal de ar.

$$SFP = \frac{(P_{sf} + P_{ef})}{q_{max}}$$

SFP – indica o consumo específico de ventilação em kW/(m³/s) ou em W/(l/s)

P_{sf} – é a potência total dos ventiladores de insuflação no caudal de projecto em KW ou W

P_{ef} – é a potência total dos ventiladores de extracção no caudal de projecto em KW ou W

q_{máx} - é o maior caudal de ar insuflado/extraído que passa através da unidade de tratamento de ar

Em termos de SFP, para todo o edifício, todos os ventiladores que estejam associados ao sistema de insuflação e extracção em funcionamento normal de ar devem ser incluídos. Excluem-se os ventiladores respeitantes ao sistema de desenfumagem. [3]

2.2. Importância do Specific Fan Power (SFP) / Consumo Específico de Ventilação (CEV)

A energia eléctrica consumida pelos ventiladores e pelas unidades de tratamento de ar (UTA's) desempenha um papel crescente na procura energética dos edifícios.

O valor do consumo específico de ventilação (SFP) indica o consumo específico para movimentação do ar de todos os ventiladores de insuflação e extracção de um edifício. Este valor deveria ser definido durante a fase inicial de projecto de modo a guiar as escolhas de rede de condutas e dos equipamentos.

Estudos recentes demonstram que o consumo de energia eléctrica pode facilmente ser reduzido a partir de níveis tradicionais, com um projecto e uma instalação adequados.

Vários países já estabeleceram como requisitos ou como recomendações, valores máximos a atingir para o SFP. Este foi o primeiro passo importante na eficiência energética das unidades de tratamento de ar (UTA's).

O que costumava ser um processo relativamente simples tornou-se muito mais complicado, sendo exigido ao projectista a consideração da pressão estática do ar em todo o sistema. No entanto, com o uso do ventilador mais adequado, a poupança de energia deverá ser considerável.

Os projectistas devem assim considerar a potência instalada do motor do ventilador e os valores de quaisquer outros auxiliares eléctricos conectados com o sistema de ventilação, tais como inversores, controladores de correcção de potência e velocidade.

Isto tem como objectivo desencorajar a utilização de uma potência de ventilação excessiva, e encorajar a realização de projectos com sistemas de distribuição de baixa resistência, e sistemas de ventilação e unidades devidamente dimensionadas para atender às necessidades de forma eficiente. [3]

2.3. Avaliação de Desempenho/Benchmarking/Gama de Variação

A eficiência global de um sistema de condutas depende de factores como a escolha de percursos (mais curtos ou mais longos), de condutas, de ventiladores, número de curvas, etc... O parâmetro consumo específico de ventilação, CEV, (specific fan power – sfp) permite avaliar o resultado de uma forma integrada. [4]

$$CEV = \frac{\text{potência dos ventiladores (W)}}{\text{caudal total transportado } \left(\frac{l}{s} \text{ ou } \frac{m^3}{h}\right)}$$

A norma europeia EN 13779 fornece a orientação para projectistas, proprietários e utilizadores de AVAC a fim de se conseguir um ambiente interior confortável e saudável em todas as estações com custos de instalação e funcionamento aceitáveis.

A norma centra-se sobre os sistemas, aspectos e aplicações-tipo, ou seja:

- nos aspectos importantes a conseguir manter um bom desempenho energético nos sistemas sem impacto negativo na qualidade do ambiente interno;
- nos parâmetros relevantes para o ambiente interior;
- nas definições dos pressupostos de desempenho do projecto que vier a ser realizado.

A norma DIN EN 13779, fornece uma estimativa de toda a instalação incluindo a UTA. A tabela 1 mostra as diferentes classes de eficiência de acordo com o consumo específico de ventilação segundo a norma DIN EN 13779.[5]

Tabela 1 – Classes de eficiência de acordo com o consumo específico de ventilação segundo a norma DIN EN 13779

Class	SFP [W/(m ³ /s)]
SFP 1	< 500
SFP 2	500 – 750
SFP 3	750 – 1250
SFP 4	1250 – 2000
SFP 5	2000 – 3000
SFP 6	3000 – 4500
SFP 7	> 4500

3. Caso de Estudo

3.1 Características do Centro Comercial Porto Gran Plaza e considerações efectuadas

O centro comercial Porto Gran Plaza possui 9 pisos (4,3,2,1,0, -1, -2, -3, -4), seis UTA's (unidades de tratamento de ar), instaladas no piso 4, e 125 difusores espalhados pelo centro comercial. O piso 4 é onde se encontram as UTA's. Este piso só é acessível aos técnicos de manutenção. O piso 3 é totalmente ocupado por um "health club". O piso 2 é o piso da restauração, o piso 1 e o piso 0 são ocupados por lojas. O piso -1 é onde se encontra a loja "Media Market", e os pisos -2, -3 e -4 constituem o parque de estacionamento subterrâneo.

Os pisos que foram alvo de estudo neste trabalho foram o 0, o 1 e o 2, visto que apenas interessava contabilizar a parte da ventilação para manutenção da qualidade do ar interior em funcionamento normal. Os pisos -1, -2, -3 e -4 possuem ventiladores de desenfumagem a qual não estava dentro do âmbito deste trabalho.

Este centro comercial possui 2 clarabóias. Uma vai do piso 0 ao piso 2 e outra do piso -4 ao piso 3 (do -4 ao -1 possui escadas rolantes e do piso -1 ao piso 3 é constituída por vão único).

Cada UTA possui 1 ventilador de insuflação e 1 ventilador de extracção. São no total 12 ventiladores, a tabela 2 apresenta algumas características do sistema de ventilação do centro comercial Porto Gran Plaza.

Tabela 2 – Características do sistema de ventilação do centro comercial Porto Gran Plaza

Piso	Área Útil (m ²)	Caudal Ar Novo (m ³ /h)	Nº da UTA	Nº de Difusores	Localização
0	907	3093	1	20	Poente
		3093	2	24	Nascente
1	1172	3475	3	19	Poente
		3475	4	23	Nascente
2	1571	6500	5	19	Poente
		6500	6	20	Nascente

A área útil total é de 3650 m² e o pé direito entre pisos é de 5 metros. Os ventiladores nas UTA's são de velocidade constante, ou seja a potência é a potência nominal. Os ventiladores possuem recirculação variável do ar, até um máximo de 50 % de ar recirculado na insuflação.

As UTA's apenas possuem baterias de arrefecimento:

Quando a temperatura exterior é superior ao "setpoint" da UTA, abre-se uma válvula, que permite a entrada de água fria, e o ar novo ao passar pela bateria de arrefecimento diminui de temperatura. Quando a temperatura do exterior é inferior ao "setpoint" estabelecido, o aquecimento ocorre por recuperação do calor proveniente das lojas e do ambiente (pessoas no centro comercial) à medida que o ar circula e acaba por atingir a temperatura desejada.

3.2 Escoamento de Ar em Conduitas [6]

Estuda-se a partir das equações:

▪ da Continuidade: $\dot{m} = \rho * A * C$ (eq.1)

▪ de Bernoulli (p/ escoamento estacionário): $P_t = \frac{c^2}{2} + \int \frac{dp}{\rho} + gZ$ (eq.2)

Assumindo que $\rho =$ constante ao longo do sistema, tem-se entre duas secções (Equação de Bernoulli) :

$$P_t = \frac{\rho c_1^2}{2} + p_1 + \rho g Z_1 = \frac{\rho c_2^2}{2} + p_2 + \rho g Z_2 + \Delta p_t \quad (\text{eq.3})$$

- c – Velocidade média em cada secção (m/s)
- ρ - Massa Volúmica (Kg/m^3)
- p - Pressão absoluta (Pa)
- g - Aceleração da gravidade ($\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$)
- z - Elevação (cota) (m)
- Δp_t - Queda de pressão total (atrito+dinâmica) entre as secções 1 e 2 (Pa)

Geralmente as variações de níveis (Z) são desprezáveis devido:

- ✓ À baixa densidade do ar
- ✓ Aos pequenos desníveis característicos da maioria das instalações de climatização

A perda de carga Δp_t tem de ser compensada pelo ventilador (P_{vent}) que se introduz no circuito das condutas. A figura 1 mostra genericamente, a variação da pressão estática, dinâmica e total num circuito de um ventilador a operar com condutas de insuflação e extracção. Também mostra os gradientes de pressão relativamente à pressão atmosférica.

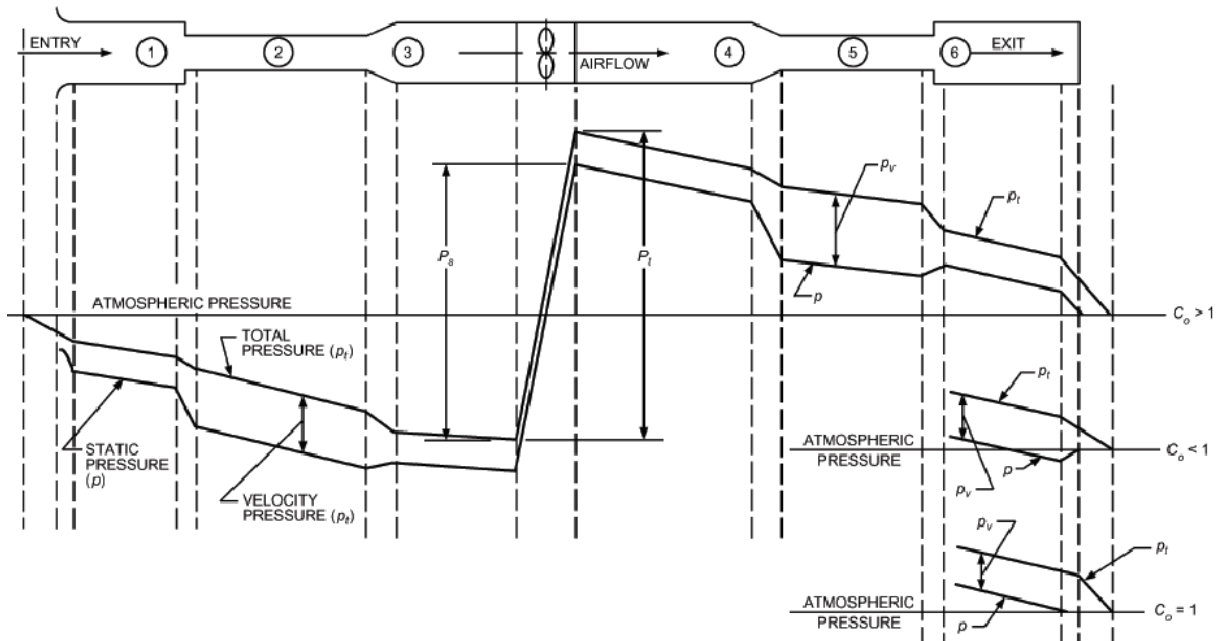


Fig. 1 - Variação da pressão estática, dinâmica e total num circuito de um ventilador a operar com condutas de insuflação e extracção

Notar que:

- ✓ Nas secções de área constante, a pressão dinâmica não varia.
- ✓ A pressão dinâmica varia na direcção do escoamento:
 - Diminuindo (a pressão estática aumenta) nas secções divergentes
 - Aumentando (a pressão estática diminui) nas secções convergentes

A potência necessária no ventilador, é obtida através do produto do caudal volúmico que circula na conduta pela queda de pressão que o ventilador tem que vencer.

$$P_{vent} = \dot{V} \Delta p_t$$

Da expressão facilmente se conclui que é conveniente ter Δp_t minimizado, para se ter:

- Ventilador de menores dimensões
- Custo inicial mais baixo
- Menores Custos de Operação

Interessa pois que, dentro das limitações impostas pelo projecto:

- Menor $L_{condutas}$
- Menor nº de fontes de perda de carga localizada
 - Curvas
 - Bifurcações
 - Mudanças de Secção
 - Registos
 - ...

As condutas são normalmente fabricadas em chapa galvanizada, aço inox e alumínio. A rugosidade característica da chapa galvanizada é de 0,15 mm.

3.3. Equações Utilizadas [6]

As perdas de carga nas condutas são transformações irreversíveis de energia mecânica em calor. Há dois tipos de perdas de carga:

- Em Linha (perdas por atrito)
- Localizadas (perdas dinâmicas)

Perdas de Carga Em Linha

Ocorrem ao longo de todo o comprimento (L) da conduta, devido à viscosidade do fluido. Resultam da variação da quantidade de movimento (Q.D.M.) :

- Entre moléculas no escoamento laminar;
- Entre partículas de camadas adjacentes do fluido movendo-se a velocidades diferentes, no escoamento turbulento.

Equações de cálculo das perdas de carga em linha, e do factor de atrito:

$$\Delta p_f = f \frac{L}{D} \rho \frac{C^2}{2} \quad (\text{eq. Darcy}) \quad (\text{eq.4})$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = - 2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f}} \right) \quad (\text{eq. Colebrook}) \quad (\text{eq.5})$$

Fórmula simplificada para cálculo do Factor de Atrito (f) :

$$f' = 0,11 \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{68}{Re_D} \right)^{0,25} \quad \begin{array}{l} f' \geq 0,0018 : f = f' \\ f' < 0,0018 : f = 0,85 f' + 0,0028 \end{array}$$

Número de Reynolds

$$Re_D = \frac{CD}{\nu} = \frac{4\dot{V}}{\pi D \nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi \rho D \nu}$$

Condutas não circulares

Conduta Rectangular (ou Quadrada)



Fig. 2 - Conduta Rectangular [7]



Fig. 3 – Lados da Secção Rectangular

Usa-se o diâmetro hidráulico na expressão de Colebrook :

$$D_h = 4 \frac{A_{molhada}}{Perímetro} = 2 \frac{ab}{a+b}$$

Diâmetro equivalente:

$$D_e = 1,3 \frac{(ab)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}}$$

E ainda a velocidade equivalente (para a mesma figura) :

$$C_e = \frac{4(ab) \dot{V}}{\pi D_e^2 A}$$

Conduta Oval



Fig. 4 - Conduta Oval [8]

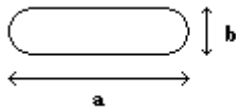


Fig. 5 – Incógnitas na Secção Oval

Diâmetro equivalente :

$$D_e = 1,55 \frac{(A)^{0,625}}{(P)^{0,250}} \quad (\text{mm})$$

Área:

$$A = \frac{\pi b^2}{4} + b(a - b)$$

Perímetro:

$$P = \pi b + 2(a - b)$$

Perdas de Carga Localizadas

$$\Delta p_j = C_0 \rho \frac{C^2}{2} \quad (\text{eq.6})$$

Os coeficientes C_0 são obtidos de tabelas publicadas pelo ASHRAE. [9]

3.4. Cálculo das perdas de carga no centro comercial Porto Gran Plaza

O objectivo proposto para este trabalho é o cálculo dos consumos energéticos correspondentes à parte de ventilação no centro comercial. Neste centro comercial os ventiladores que contribuem para a ventilação são os ventiladores das UTA's. Cada UTA possui dois ventiladores, um de insuflação e outro de retorno. Os restantes ventiladores fazem parte da desenfumagem, a qual não se encontra dentro do âmbito deste trabalho.

Para contabilizar as perdas de carga desde a admissão até à insuflação e desde as grelhas de extracção até ao exterior, foi seguido o procedimento que de seguida se exemplifica para a UTA 1:

Exemplo da UTA 1 (Método utilizado)

As UTA's encontram-se no piso 4 do centro comercial Porto Gran Plaza. A UTA 1 vai insuflar a zona a poente do piso 0 do centro comercial. O pé direito entre pisos é de cinco metros, logo o pé direito do piso 4 ao piso 0 são vinte metros.

Insuflação

- 1) Calculou-se o somatório das perdas de carga em linha de todos os troços e o somatório de todas as perdas de carga localizadas dos diferentes componentes, desde a admissão até ao último troço (piso 4);
- 2) As perdas de carga em altura não foram contabilizadas, pois a variação da massa volúmica do ar é muito pequena para a gama de temperaturas existente, logo são desprezáveis. (piso 4 ao piso 0);
- 3) Calculou-se o somatório de todas as perdas de carga em linha e localizadas até ao difusor (piso 0).

Retorno

- 4) Utilizou-se o mesmo modo de cálculo, mas agora para a linha de retorno, desde a grelha de extracção no piso 0, até à zona de extracção da UTA, piso 4.

Esquemáticamente (UTA 1)

Insuflação (Perdas de Carga)

Piso 4 → Piso 4 ao piso 0 (perdas de carga em altura, não contabilizadas) → Piso 0

Retorno (Perdas de Carga)

Piso 0 → Piso 0 ao piso 4 (perdas de carga em altura, não contabilizadas) → Piso 4

A trajectória idealizada (linhas/curvas/acessórios) e seguida para cada unidade de tratamento de ar no seu caminho de insuflação /retorno encontra-se explícita em folha excel [10].

Para o cálculo das perdas de carga localizadas, é necessário saber o coeficiente de perda localizada de cada componente (C). O valor de C varia conforme as características do componente e foi retirado de tabelas publicadas pelo ASHRAE. [9]

Os componentes seleccionados do capítulo 21 (conduct design) do Ashrae 2009 (registos corta-fogo, transições, etc ...) , encontram-se em anexo nas folhas excel e é fácil a compreensão do método de cálculo.

Com o auxílio do projecto em cad do centro comercial, determinou-se:

- Comprimento médio (desde a admissão até ao difusor)
- Comprimento crítico correspondente ao difusor em que se obteve a perda de carga mais elevada.

Para o caso da uta 1, os difusores críticos são o 1, 2, 3 e 4.

Este foi o modo de cálculo utilizado para o cálculo das perdas de carga em todos os difusores correspondentes às seis unidades de tratamento de ar.

O ficheiro excel do cálculo das perdas de carga possui seis páginas, cada página é para uma unidade de tratamento de ar. Cada UTA possui vários caminhos (um caminho por difusor), e cada caminho encontra-se seccionado em troços (linha/componente).

Na folha excel, por cima do valor de Δp de cada troço, estão indicadas as variáveis mais importantes para o cálculo da perda de carga do respectivo troço, e para facilitar a correcção caso seja necessário.

Neste trabalho, está em anexo, o cálculo das perdas de carga dos difusores críticos, no total são 125. [10]

UTA 1 – Piso 0 – Poente – Fachada Principal

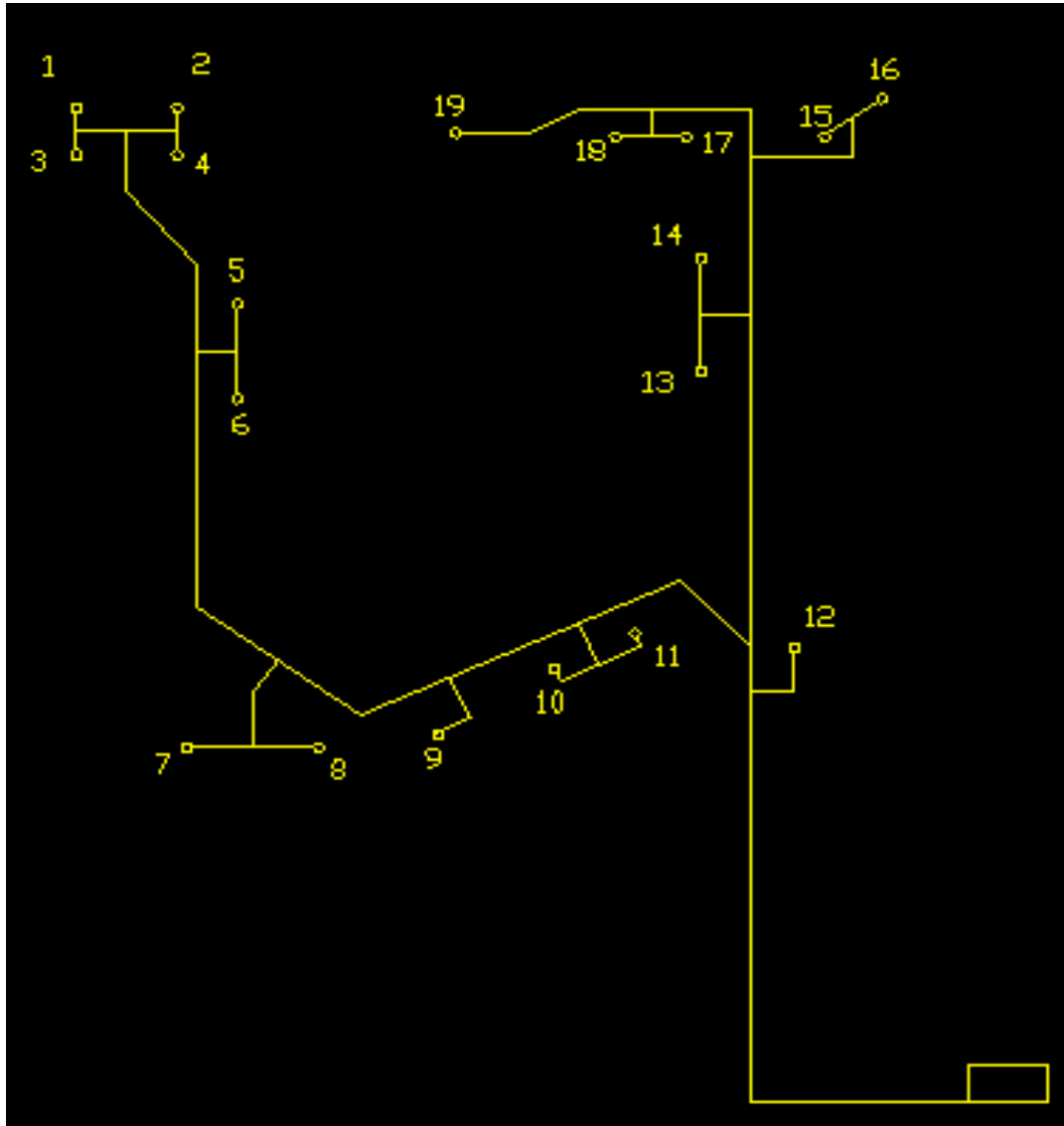


Fig. 6 – Numeração atribuída aos difusores associados à unidade de tratamento de ar 1

Os difusores críticos são os difusores 1,2,3 e 4, uma vez que depois de realizado o cálculo detalhado das perdas de carga para todos eles, estes foram onde se obtiveram as perdas de carga mais elevadas. [10]

UTA 2 – Piso 0 – Nascente

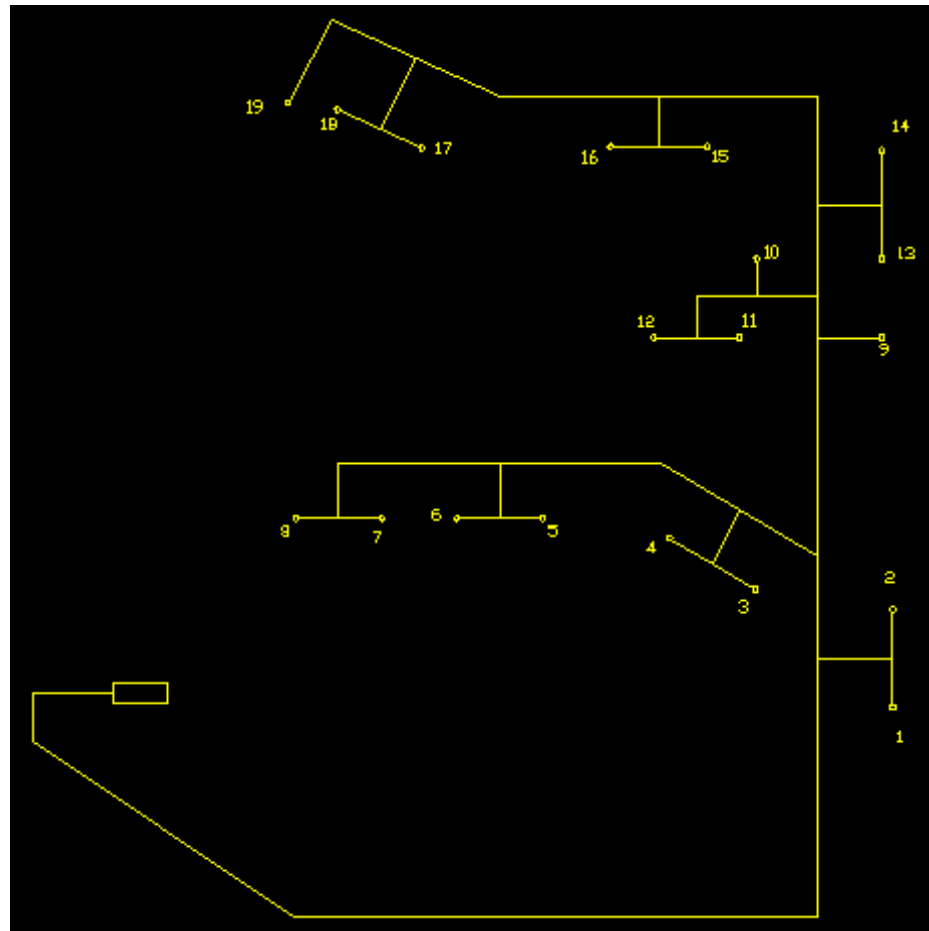


Fig. 7 – Numeração atribuída aos difusores da unidade de tratamento de ar 2

Os difusores críticos são os difusores 7 e 8, uma vez que depois de realizado o cálculo detalhado das perdas de carga para todos eles, estes foram onde se obtiveram as perdas de carga mais elevadas. [10]

UTA 3 – Piso 1 - Poente – Fachada Principal

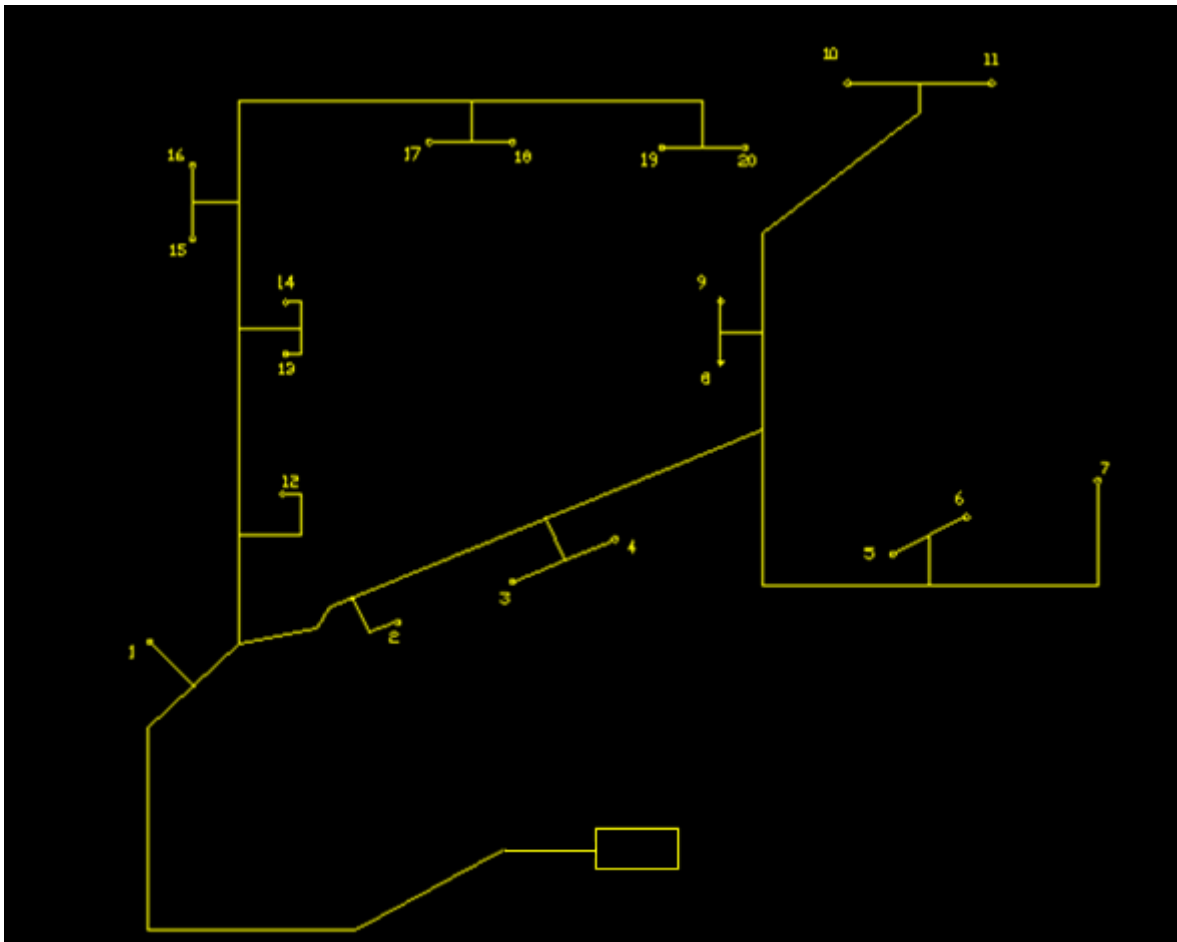


Fig. 8 – Numeração atribuída aos difusores da unidade de tratamento de ar 3

Os difusores críticos são os difusores 19 e 20, uma vez que depois de realizado o cálculo detalhado das perdas de carga para todos eles, estes foram onde se obtiveram as perdas de carga mais elevadas. [10]

UTA 4 – Piso 1 – Nascente

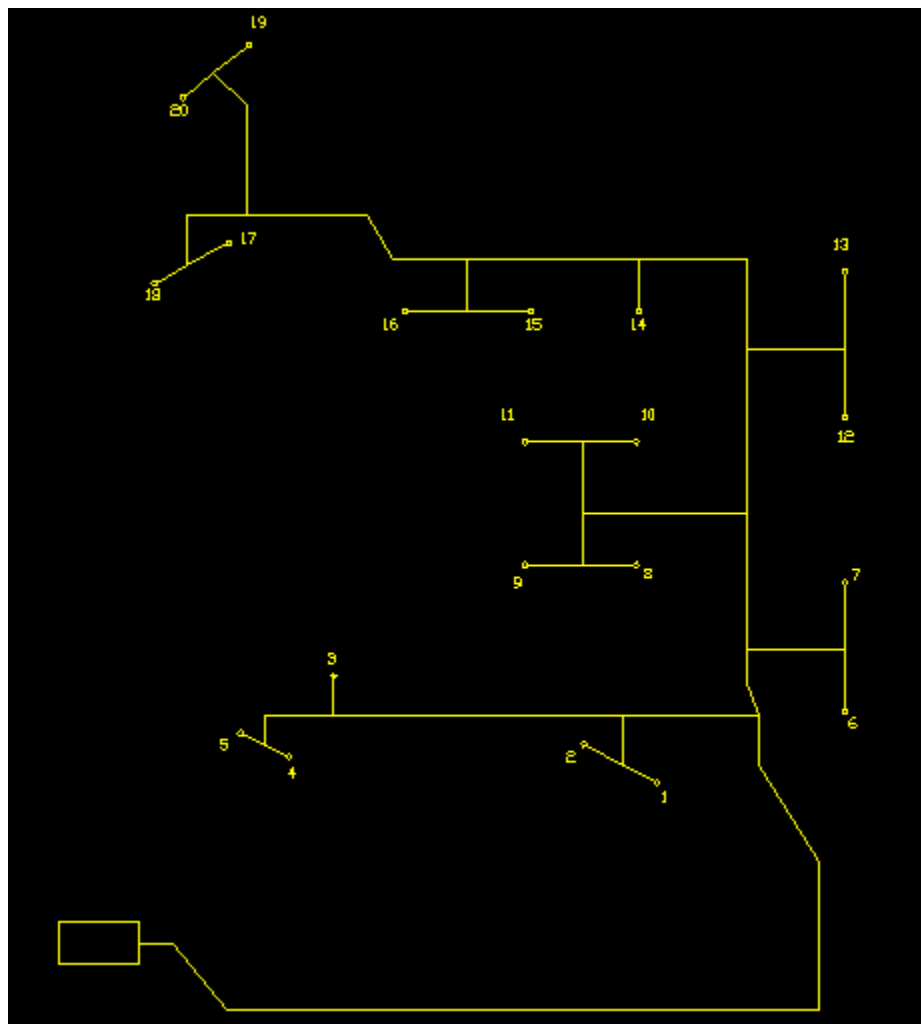


Fig. 9 – Numeração atribuída aos difusores da unidade de tratamento de ar 4

Os difusores críticos são os difusores 17 e 18, uma vez que depois de realizado o cálculo detalhado das perdas de carga para todos eles, estes foram onde se obtiveram as perdas de carga mais elevadas. [10]

UTA 5 – Piso 2 - Poente – Fachada Principal

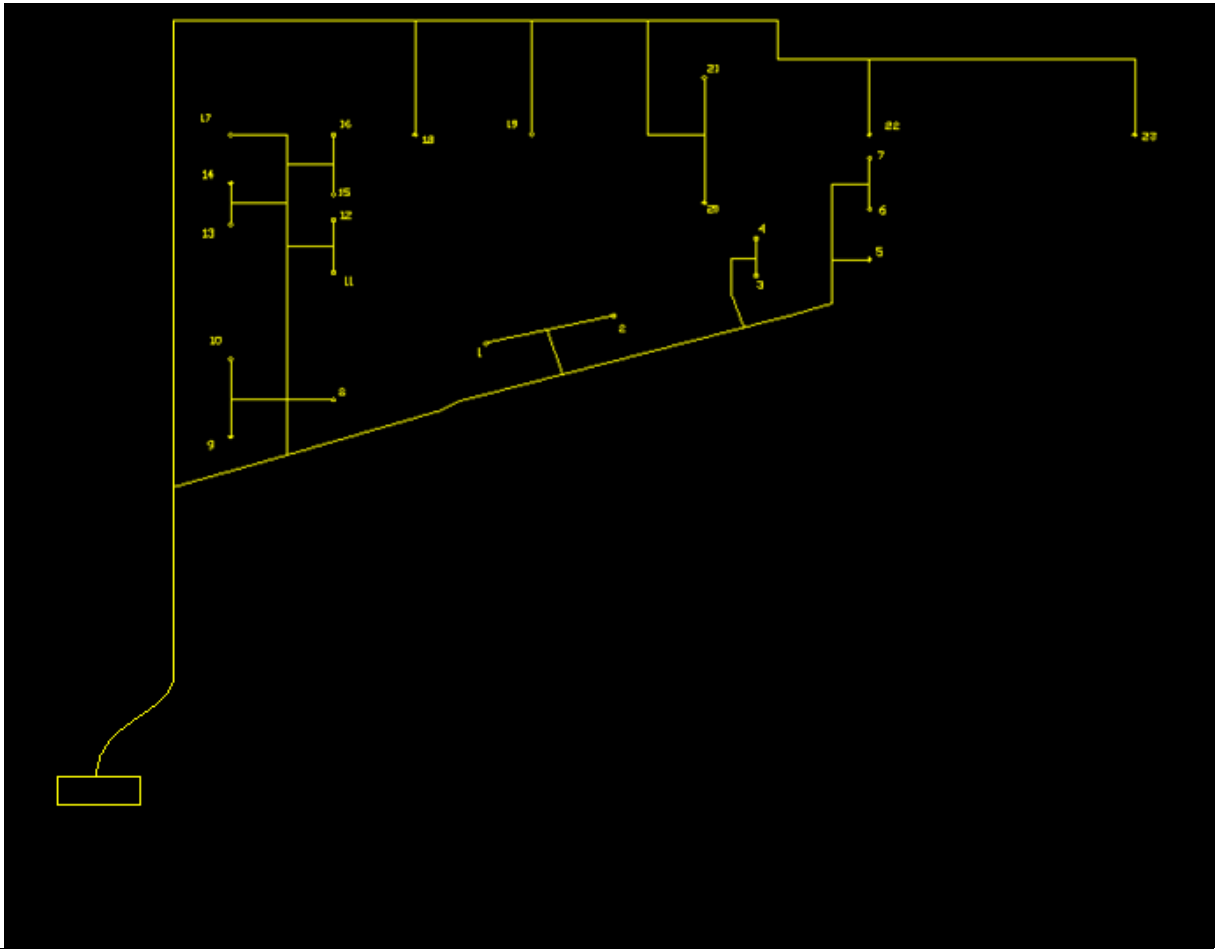


Fig. 10 – Numeração atribuída aos difusores da unidade de tratamento de ar 5

O difusor crítico é o 23, uma vez que depois de realizado o cálculo detalhado das perdas de carga para todos eles, este foi onde se obteve a perda de carga mais elevada. [10]

UTA 6 – Piso 2 – Nascente

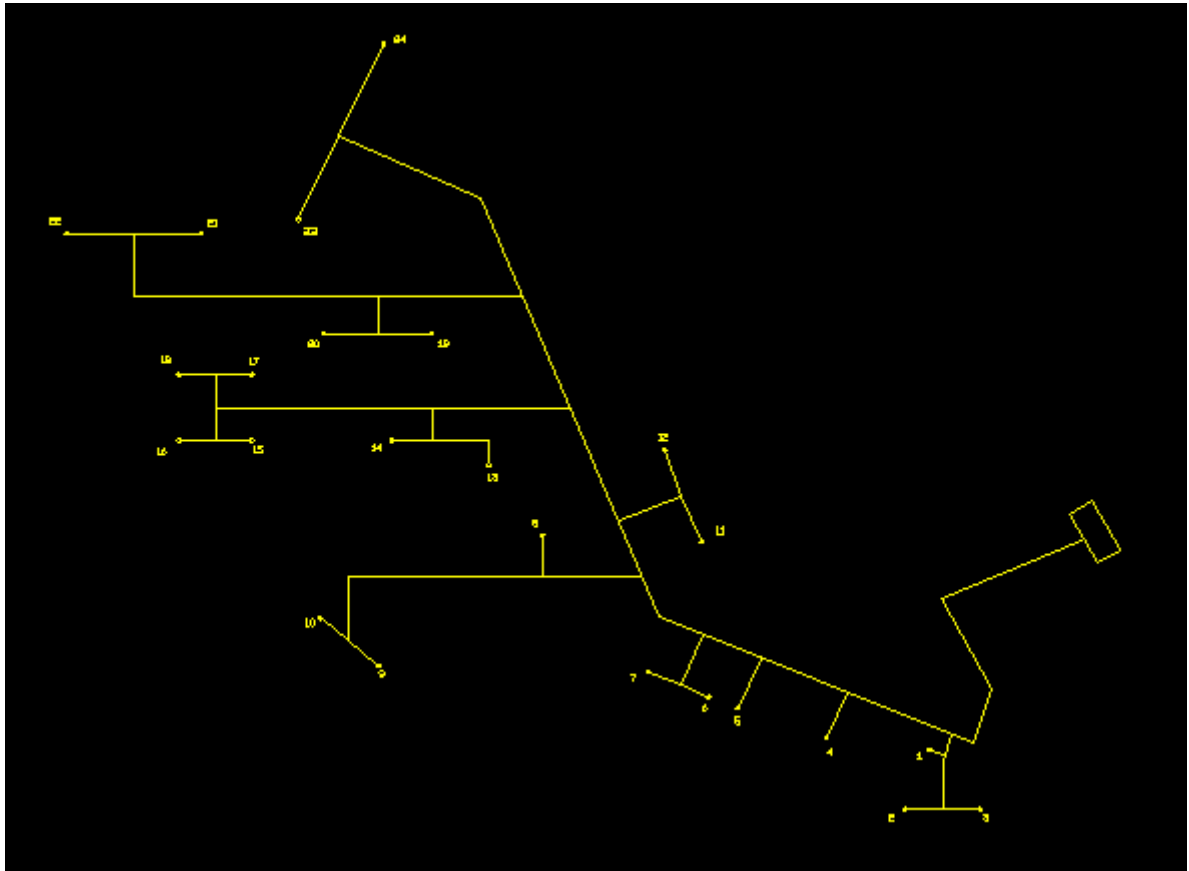


Fig. 11 – Numeração atribuída aos difusores da unidade de tratamento de ar 6

Os difusores críticos são os difusores 21 e 22, uma vez que depois de realizado o cálculo detalhado das perdas de carga para todos eles, estes foram onde se obtiveram as perdas de carga mais elevadas. [10]

1) Cálculo das Perdas de Carga em Linha

Foram introduzidas as seguintes variáveis e equações de cálculo:

$$\text{Caudal} - \frac{\dot{V} (m^3/h)}{3600} (m^3/s)$$

Diâmetro – valor (m)

Lados – a e b (m)

$$\text{Diâmetro equivalente} - 1,3 * (((a*b)^{0,625}) / ((a+b)^{0,25})) (m)$$

$$\text{Diâmetro hidráulico} - SE(D < 0; D; SE(E(b;a) < 0; 2*(b*a)/(b+a); "")) (m)$$

$$\text{Velocidade}^* - \dot{V} / (\pi / 4 * D^2) (m/s) \text{ (Conduas Circulares)}$$

$$\text{Velocidade}^* - \dot{V} / (\pi / 4 * De^2) (m/s) \text{ (Conduas Rectangulares)}$$

$$\text{Velocidade equivalente} - ((4*(a*b)) / (\pi * (De^2))) * (\dot{V} / (a*b)) (m/s) \text{ (Conduas Rectangulares)}$$

Massa volúmica ($T = 20^\circ C$) – valor (Kg/m^3)

Viscosidade dinâmica – valor (Ns/m^2)

Rugosidade – valor (m)

$$\text{Viscosidade cinemática} - \frac{\rho}{\mu} (m^2/s)$$

$$\text{Número de Reynolds}^* - \frac{C \times D}{\nu} \text{ (Conduas Circulares)}$$

$$\text{Número de Reynolds}^* - \frac{Ce \times De}{\nu} \text{ (Conduas Rectangulares)}$$

$$\text{Coeficiente de atrito} (f') - 0,11 * ((\epsilon / D) + (68/Re))^{0,25} \text{ (Conduas Circulares)}$$

$$\text{Coeficiente de atrito} (f') - 0,11 * ((\epsilon / De) + (68/Re))^{0,25} \text{ (Conduas Rectangulares)}$$

$$\text{Coeficiente de atrito} (f) - SE(f' \geq 0,0018; f'; 0,85 * f' + 0,0028)$$

$$\text{Perda de Carga} (\Delta p) - f / D * \rho * C^2 / 2 \text{ (Conduas Circulares)}$$

$$\text{Perda de Carga} (\Delta p) - f / De * \rho * Ce^2 / 2 \text{ (Conduas Rectangulares)}$$

2) Cálculo das Perdas de Carga Localizadas

Foram introduzidas as seguintes variáveis:

Massa volúmica ($T= 20^{\circ}C$) – valor (Kg/m^3)

Secção menor (A_0) – valor (m^2)

Secção maior (A_1) – valor (m^2)

Relação entre áreas – A_0/A_1

Coefficiente de perda de carga localizada (C_0) – valor (-)

Velocidade (V) – valor (m/s)

Perda de Carga (Δp_{Loc}) – $C_0 * \rho * \frac{V^2}{2}$

Introduz-se os valores da velocidade e do coeficiente de perda localizada, e obtém-se o valor de Δp_{Loc} .

O valor dos coeficientes de perda de carga localizada (C_0), foram determinados com base no livro do Ashrae ,capítulo 21, versão 2009. [9]

Esquema em Excel

Para a realização do cálculo detalhado das perdas de carga utilizou-se o programa excel, de modo a efectuar o moroso processo de cálculo mais rapidamente e a rectificar instantaneamente qualquer erro que pudesse surgir.

Para isso, foram introduzidas equações, de modo a relacionar as variáveis, o que permitiu que ao introduzir determinados parâmetros o excel efectuasse automaticamente o cálculo da variável que nos interessava conhecer.

Foi implementado um esquema na folha Excel, dividido em 3 partes, perdas de carga em linha (conduta rectangular), perdas de carga em linha (conduta circular) e perdas de carga localizadas, como se pode ver nas figuras 10,11 e 12.

Perda de Carga em Linha (Rectangulares)			
	Caudal	5,390833333	(m ³)/s
Rectangular	a	0,9	m
	b	0,8	m
	De	0,927	m
	Dh	0,847	m
	C	7,98	m/s
	Ce	3,70	m/s
	ρ (20°C)	1,2	Kg/(m ³)
	μ	1,82E-05	Ns/(m ²)
	ϵ	0,00015	m
	ν	1,51E-05	(m ²)/s
	Re	4,89E+05	
	f'	0,0145	
	f	0,0145	
	ΔP	0,5977	Pa/m

Fig. 12 – Perdas de Carga em Linha (Rectangulares) [10]

Perda de Carga em Linha (Circulares)		
Circular	Caudal	2,633333333 (m ³)/s
	Diametro	0,71 m
	C	6,65 m/s
	ρ (20°C)	1,2 Kg/(m ³)
	μ	1,82E-05 Ns/(m ²)
	ϵ	0,00015 m
	ν	1,51E-05 (m ²)/s
	Re	3,12E+05
	f'	0,0158
	f	0,0158
	ΔP	0,5920 Pa/m

Fig. 13 – Perdas de Carga em Linha (Circulares) [10]

Perda de Carga Localizada		
ρ (20°C)	1,2	Kg/(m ³)
A0	0,06	m ²
A1	0,03	m ²
A0/A1	2	
C_o	0,057015	
V	6,583333333	m/s
ΔP	1,482627563	N/(m ²)

Fig. 14 – Perda de Carga Localizada [10]

4. Apresentação e Discussão dos Resultados

4.1 Resultados das Unidades de Tratamento de Ar (difusores críticos)

Os valores das potências requeridas para vencer determinada perda de carga foram retirados do catálogo da marca do ventilador (modelo Wesper RDH 560 L).

Como é possível perceber através da análise do gráfico 15, a potência é obtida a partir do conhecimento dos valores de caudal e perda de carga.

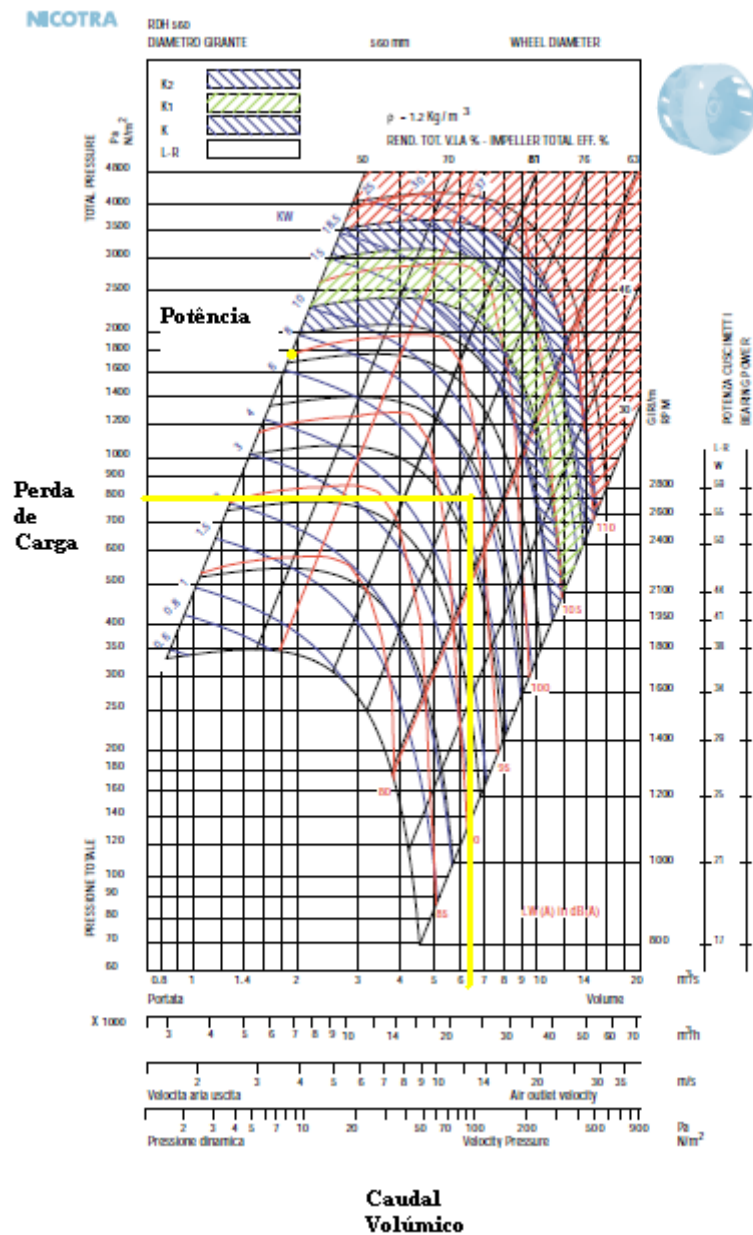


Fig. 15 – Curvas de Desempenho dos Ventiladores das UTA's [11]

4.1.1 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 1 e resultados

Insuflação

$$\dot{V}_{Total} = 22500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 3093 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 45 \text{ m} \rightarrow \sum L \text{ (caminho crítico), Piso 0}$$

$$L_{Crítico} = 73 \text{ m} \rightarrow \sum L \text{ (caminho crítico), Piso 0 + Piso 4 + Pé direito}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 892 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 1117 \text{ Pa (difusores 1,2,3 e 4) (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 8950 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 1.43 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 10.41 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

Extracção

$$\dot{V}_{Total} = 19407 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 3093 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 40 \text{ (Piso 4 + Pé direito)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 426 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 466 \text{ Pa (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 3680 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 0.68 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 4.28 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

4.1.2 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 2 e resultados

Insuflação

$$\dot{V}_{Total} = 22500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar\ Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 3093 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 88.9 \text{ m} \rightarrow \Sigma L \text{ (caminho crítico), Piso 0}$$

$$L_{Crítico} = 126 \text{ m} \rightarrow \Sigma L \text{ (caminho crítico), Piso 0 + Piso 4 + Pé direito}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 892 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 1136 \text{ Pa (difusores 7 e 8) (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 9080 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 1.45 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar\ Novo} = 10.56 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

Extracção

$$\dot{V}_{Total} = 19407 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar\ Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 3093 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 46 \text{ (Piso 4 + Pé direito)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 426 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 469 \text{ Pa (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 3690 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 0.68 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar\ Novo} = 4.29 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

4.1.3 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 3 e resultados

Insuflação

$$\dot{V}_{Total} = 22500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 3475 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 78,2 \text{ m} \rightarrow \Sigma L \text{ (caminho crítico), Piso 1}$$

$$L_{Crítico} = 98 \text{ m} \rightarrow \Sigma L \text{ (caminho crítico), Piso 1 + Piso 4 + Pé direito}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 892 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 1084 \text{ Pa (difusores 19 e 20) (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 8730 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 1.39 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 9.04 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

Extracção

$$\dot{V}_{Total} = 19025 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 3475 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 34 \text{ m (Piso 4 + Pé direito)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 426 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 461 \text{ Pa (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 3530 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 0.66 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 3.65 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

4.1.4 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 4 e resultados

Insuflação

$$\dot{V}_{Total} = 22500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 3475 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 70 \text{ m} \rightarrow \Sigma L \text{ (caminho crítico), Piso 1}$$

$$L_{Crítico} = 108 \text{ m} \rightarrow \Sigma L \text{ (caminho crítico), Piso 1 + Piso 4}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 892 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 1075 \text{ Pa (difusores 17 e 18) (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 8660 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 1.38 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 8.97 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

Extracção

$$\dot{V}_{Total} = 19025 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 3475 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 50 \text{ m (Piso 4 + Pé direito)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 426 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 469 \text{ Pa (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 3580 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 0.67 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 3.7 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

4.1.5 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 5 e resultados

Insuflação

$$\dot{V}_{Total} = 25000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 6500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 69 \text{ m} \rightarrow \Sigma L (\text{caminho crítico}), \text{ Piso 2}$$

$$L_{Crítico} = 83 \text{ m} \rightarrow \Sigma L (\text{caminho crítico}), \text{ Piso 2} + \text{Piso 4}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 954 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 1115 \text{ Pa (difusor 23) (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 10290 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 1.48 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 5.69 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

Extracção

$$\dot{V}_{Total} = 18500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 6500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 22 \text{ m (Piso 4 + Pé direito)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 397 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 424 \text{ Pa (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 3190 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 0,62 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 1.76 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

4.1.6 Processo de cálculo para a unidade de tratamento de ar 6 e resultados

Insuflação

$$\dot{V}_{Total} = 25000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 6500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 58 \text{ m} \rightarrow \sum L (\text{caminho crítico}), \text{ Piso 2}$$

$$L_{Crítico} = 89 \text{ m} \rightarrow \sum L (\text{caminho crítico}), \text{ Piso 2} + \text{Piso 4}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 954 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 1074 \text{ Pa (difusores 21 e 22) (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 9990 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 1.43 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 5.53 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

Extracção

$$\dot{V}_{Total} = 18500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{Ar Novo} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{Extracção} = 6500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 30 \text{ (Piso 4 + Pé direito)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 397 \text{ Pa (UTA)}$$

$$\Delta p_{Crítico} = 426 \text{ Pa (UTA + Sistema de Distribuição)}$$

$$P = 3200 \text{ W (Fig.15)}$$

$$SFP_{Total} = 0,62 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

$$SFP_{Ar Novo} = 1.77 \text{ (Kw/(m}^3/\text{s))}$$

Gráficos dos Resultados dos Cálculos

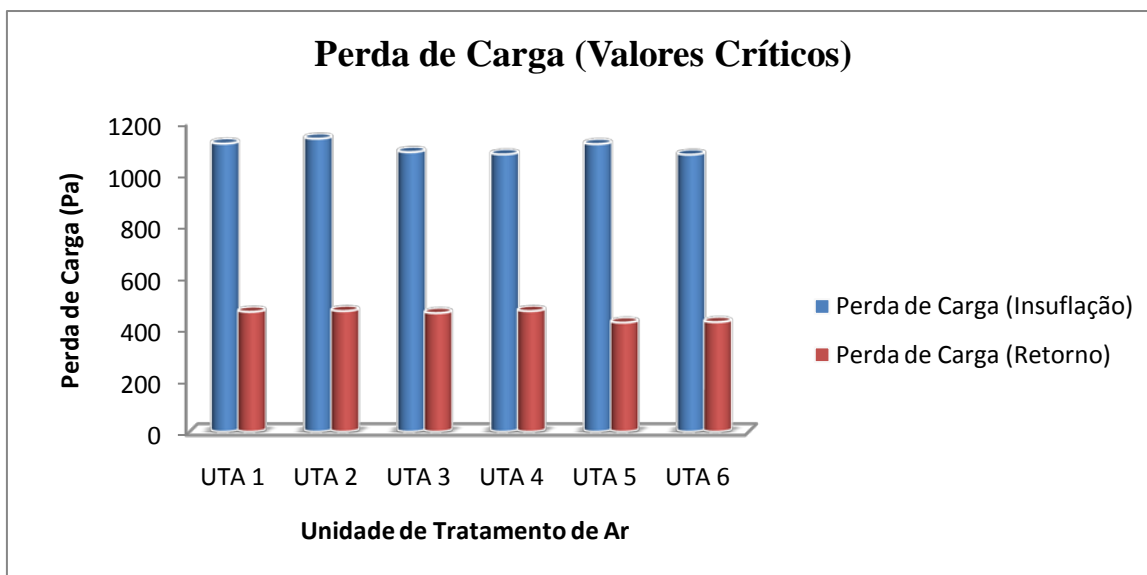


Fig. 16 – Perda de carga de (insuflação/extracção) em cada unidade de tratamento de ar

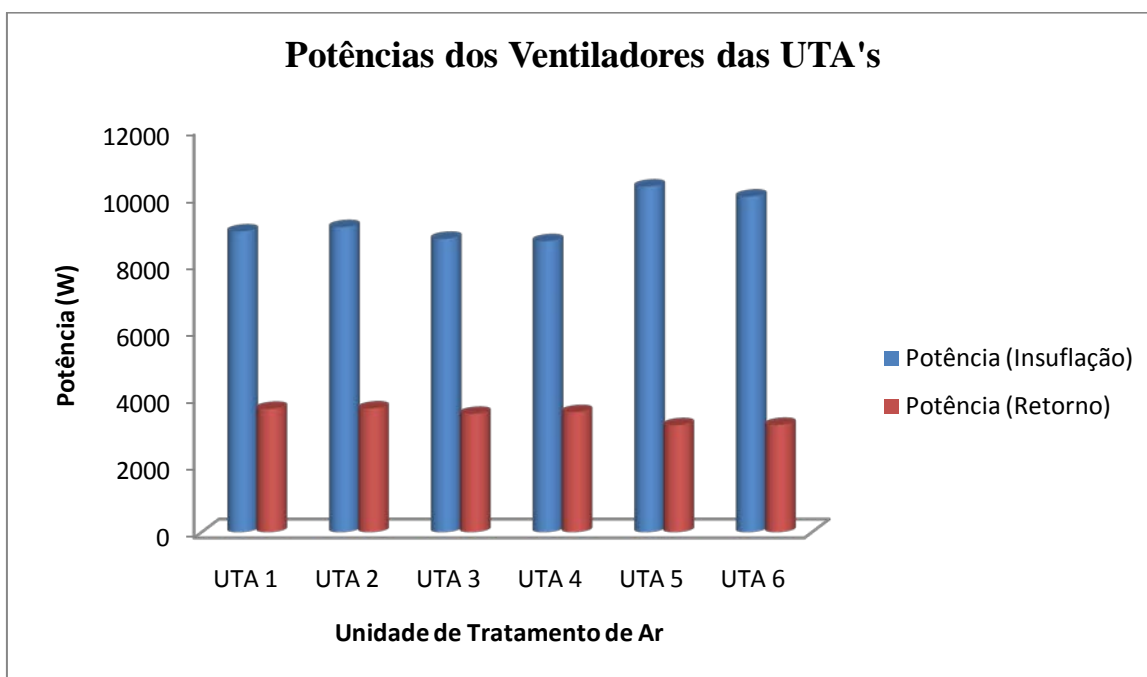


Fig. 17 – Potência de (insuflação/extracção) em cada unidade de tratamento de ar

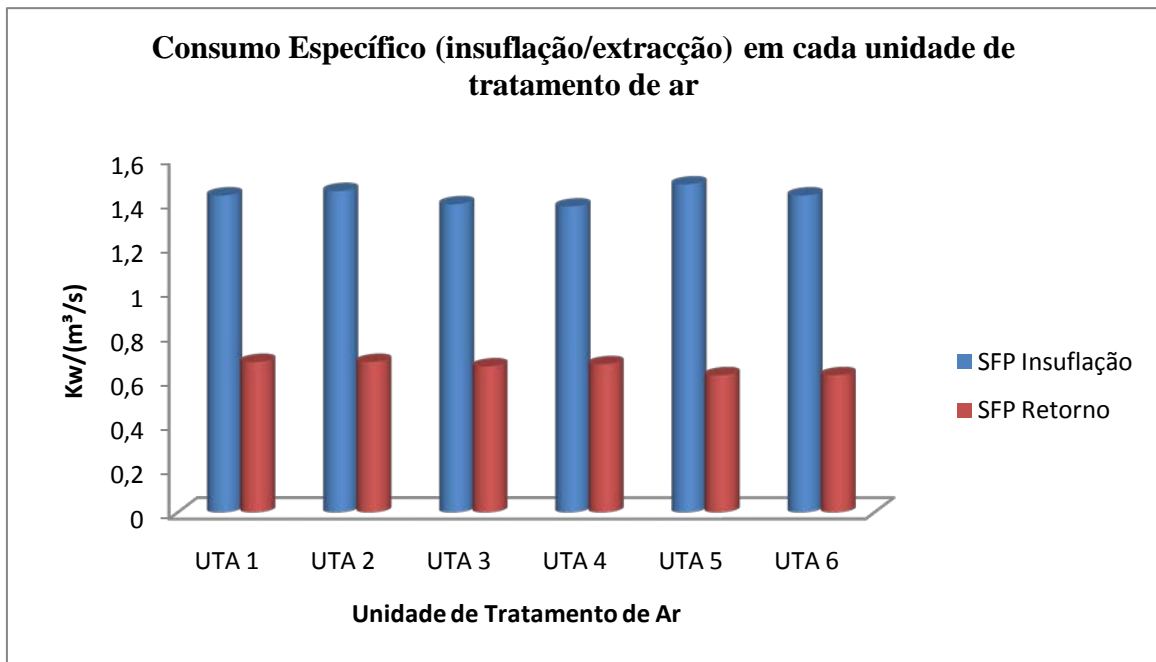


Fig. 18 – Consumo Específico de (insuflação/extracção) em cada unidade de tratamento de ar

4.2 Cálculo do SFP global do edifício

Anteriormente calculou-se o consumo específico de ventilação para os ventiladores de insuflação e de extracção das seis unidades de tratamento de ar, de seguida apresenta-se os cálculos efectuados para determinação do consumo específico do espaço, ou seja, de todo o edifício.

Insuflação

$$Sf_{pi} = \frac{sf_{pa} \cdot Va + sf_{pb} \cdot Vb + sf_{pc} \cdot Vc + sf_{pd} \cdot Vd + sf_{pe} \cdot Ve + sf_{pf} \cdot Vf}{Va + Vb + Vc + Vd + Ve + Vf}$$

Sf_{pi} – valor de sfp referente aos ventiladores de insuflação

Sf_{p a,b,...} – valor de insuflação da UTA 1,2,...

V_{a,b,...} – valor do caudal de insuflação da UTA 1,2,...

$$Sf_{pi} = \frac{1,43 \cdot 6,25 + 1,45 \cdot 6,25 + 1,39 \cdot 6,25 + 1,38 \cdot 6,25 + 1,48 \cdot 6,95 + 1,43 \cdot 6,95}{38,9} = 1,42 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$$

Extracção

$$Sf_{pe} = \frac{sf_{pg} \cdot Vg + sf_{ph} \cdot Vh + sf_{pi} \cdot Vi + sf_{pj} \cdot Vj + sf_{pk} \cdot Vk + sf_{pl} \cdot Vl}{Vg + Vh + Vi + Vj + Vk + Vl}$$

Sf_{pe} – valor de sfp referente aos ventiladores de extracção

Sf_{p g,h,...} – valor de extracção da UTA 1,2,...

V_{g,h,...} – valor do caudal de extracção da UTA 1,2,...

$$Sf_{pe} = \frac{0,68 \cdot 5,39 + 0,68 \cdot 5,39 + 0,66 \cdot 5,29 + 0,67 \cdot 5,29 + 0,62 \cdot 5,14 + 0,62 \cdot 5,14}{31,64} = 0,65 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$$

$$\text{SFP espaço} = \frac{(sf_{pi} * Vi) + (sf_{pe} * Ve)}{\text{máx}(Vi; Ve)}$$

Vi – caudal total de insuflação

Ve – caudal total de extracção

$$\text{SFP espaço} = \frac{(1,42 * 38,9) + (0,65 * 31,64)}{38,9} = 1,9 \text{ [kW/(m}^3\text{/s)]} = 0,52 \text{ [W/(m}^3\text{/h)]}$$

Segundo a norma DIN EN 13779 este edifício encontra-se na classe SFP 4, o valor estimado é de 1900 [W/(m³/s)].

O valor considerado na folha em excel **[10]**, para os difusores foi de 30 Pa **[12]**.

4.3 Cálculo do peso da energia para movimentação do ar no IEE Nominal e na classe energética

$$\text{Potência (Insuflação)} = 8950 + 9080 + 8730 + 8660 + 10290 + 9990 = 55700 \text{ W}$$

$$\text{Potência de Retorno} = 3680 + 3690 + 3530 + 3580 + 3190 + 3200 = 20870 \text{ W}$$

$$\text{Potência Total} = 55700 + 20870 = 76570 \text{ W}$$

Perfil de Funcionamento

$$13 \text{ horas (8:30 – 21:00)} = 4745 \text{ h/ano}$$

Definição de IEE (indicador de eficiência energética) – **Kgep/m².ano**

Electricidade: 0,290 Kgep/KWh

$$\text{IEE (centros comerciais existentes)} = 190 \text{ Kgep/m}^2\text{.ano [13]}$$

$$\text{Potência Total} = 76,57 \text{ KW} * 4745 * 0,290 = 105364 \text{ Kgep/ano}$$

$$\text{IEE} = 105364 / 3650 = 29 \text{ Kgep/m}^2\text{.ano}$$

Percentagem da ventilação no IEE

$$\frac{29}{190} = 15 \%$$

S – Soma dos consumos específicos para aquecimento, arrefecimento e iluminação, conforme determinados na simulação dinâmica que deu origem aos valores limites de referência para edifícios novos que constam no regulamento

O valor de referência para o cálculo da classe energética (aquecimento + arrefecimento) é:

$$S = 60 \text{ (centros comerciais) [14]}$$

Percentagem do valor de S no IEE Nominal

$$\frac{29}{60} = 48 \%$$

Em relação ao valor obtido para o S verifica-se que é substancial visto que ao haver uma alteração de 25% no valor de S ocorre alteração da classe energética. Como o valor que se obteve é de aproximadamente 48 % constata-se que pode provocar mudança de duas classes energéticas. [14]

4.4 Comparação Projecto/Obra

Este item é importante na medida em que na concepção do projecto, traça-se condições ideais, contudo quando contactamos com a realidade essas condições podem não ser as mais adequadas devido a uma série de condicionantes, por exemplo, espaço, custos, etc ...

Desta forma foram realizadas algumas tarefas no sentido de avaliar a aplicabilidade do projecto traçado e de comparar os valores de consumos, caudais e potências apresentados em projecto com os valores de consumos, caudais e potências que se dispunha em obra.

Tarefas desempenhadas em obra

- Levantamento (Ventiladores, UTA's, Caixas de Ventilação, Bocas de Extracção, Registos Corta-Fogo, Split's, Cortina de Ar, etc ...) [15];

- Verificação dos Equipamentos em Obra;

- Ida à obra para verificar os caudais, potências e consumos reais;

Foi escolhida a UTA 5, pois era a unidade de tratamento de ar mais acessível, para medição dos caudais e dos consumos.

UTA 5

Valores de Caudal de Projecto

Caudal de Insuflação – 25 000 m³/h

Caudal de Retorno – 18 500 m³/h

Valores de Caudal Medidos (Reais)

Caudal de Insuflação – 28 240 m³/h = 7,86 m³/s

Caudal de Retorno – 10 145 m³/h = 2,81 m³/s

O caudal de insuflação medido em obra é superior ao caudal de projecto. Este valor depende da equilibragem do sistema no final da montagem, e terá portanto sido deixado num valor superior ao de projecto. Já o caudal de retorno verificado em obra é muito inferior ao caudal de projecto. Isto pode dever-se a fugas na rede de condutas ou nas ligações dos difusores, ou ainda à presença de obstáculos não previstos ou ainda à colmatação de filtros nas UTA's.

Para efectuar a medição dos caudais, usou-se um anemómetro com as especificações da tabela 3, tendo-se medido em dois pontos do perfil e efectuado integração. Para medição das potências utilizou-se um multímetro para medição de corrente.

Marca – Testo

Modelo – Testo 435

N.º de serie – 01636893/812

Tabela 3 – Especificações do anemômetro Testo 435

Storage temperature	-22.0 to 158.0 °F, -30 to +70.0 °C
Operating temperature	-4.0 to 122.0 °F, -20 to +50 °C
Battery type	AA Batteries, Alkali manganese
Battery life	Vane Probe approx 200 hrs
Weight	15 oz, 428 gm
Dimensions (LxWxH)	8.9 x 3.0- x 1.8 inches 220 x 74 x46 mm
Probe Type T (Cu-CuNi) T/C	Range: -328 to 752 °F, -200 to +400 °C Accuracy: ±0.54 °F (-75 to +140 °F) ±0.3 °C (-60 to +60 °C) ±0.5% of reading (remaining range)
NTC Temperature Probe	Measuring Range: -40 to +302 °F, -40 to +150 °C Accuracy: ±0.36 °F (-13 to 166.82 °F) ±0.72 °F (-40 to -13.18 °F) ±0.72 °F (+167 to 211.82 °F) ±0.5% of reading (remaining range)
K Thermocouple Probe	Range: -328 to +2498 °F, -200 to +1370 °C Accuracy: ±0.54°F (-76 to +140 °F) ±0.3 °C (-60 to +60 °C) ±0.5% of reading (remaining range)
CO2 Probe	Measuring Range: 0 to 10,000 CO2 Resolution: 1 ppm CO2
Absolute Pressure Probe	Measuring Range: 0 to +800 inH2O / 0 to +2,000 hPa
Humidity Probe	Measuring Range: 0-100 %Rh, 0 to+2,000 hPa Resolution: 0.1 %Rh, 0.1 hPa
Hot wire (Flow)	0.0 to 4000.0 fpm
Vane Probe	Measuring Range: 0 to 12,000 fpm, 0 to +60 m/s
Differential Pressure Probe (435-3/-4)	Measuring Range: 0 to +10 "H2O Accuracy: ±0.008 "H2O (0 to +0.8 "H2O) 1% of reading (remaining range)
Light meter	Measuring Range: 0 to +100,000 Lux
Warranty	Instrument 2 years

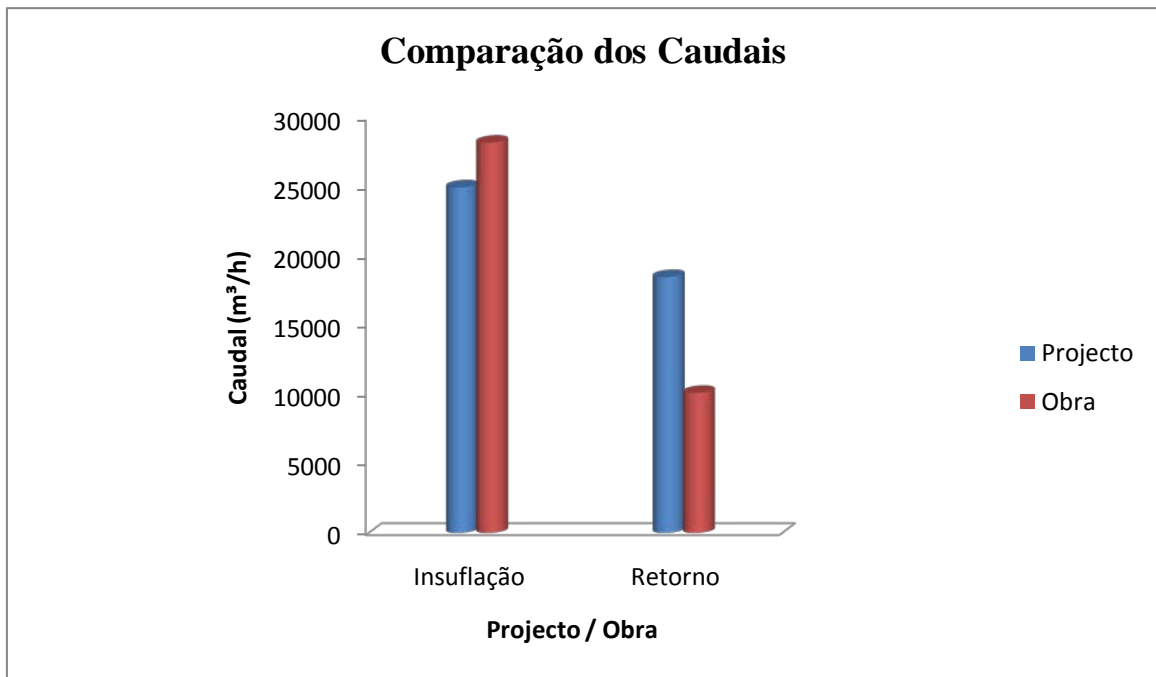


Fig. 19 – Comparação dos caudais (insuflação/retorno) no projecto e em obra

Tabela 4 - Comparação dos caudais dos difusores em projecto e em obra

Difusor	Caudal de Projecto (m ³ /h)	Caudal Medido em Obra (m ³ /h)
1	1085	11000
2	1085	9800
3	1085	10200
4	1085	-
5	1085	10650
6	1085	-
7	1085	7500
8	1085	-
9	1085	11000
10	1100	-
11	1085	-
12	1085	-
13	1100	-
14	1100	6600
15	1085	15000
16	1085	11800
17	1085	5000
18	1085	8300
19	1085	9150
20	1085	-
21	1085	-
22	1085	10000
23	1085	11000

Os valores de caudal registados em obra são obviamente demasiado elevados, é necessário verificar se o aparelho estava a funcionar correctamente.

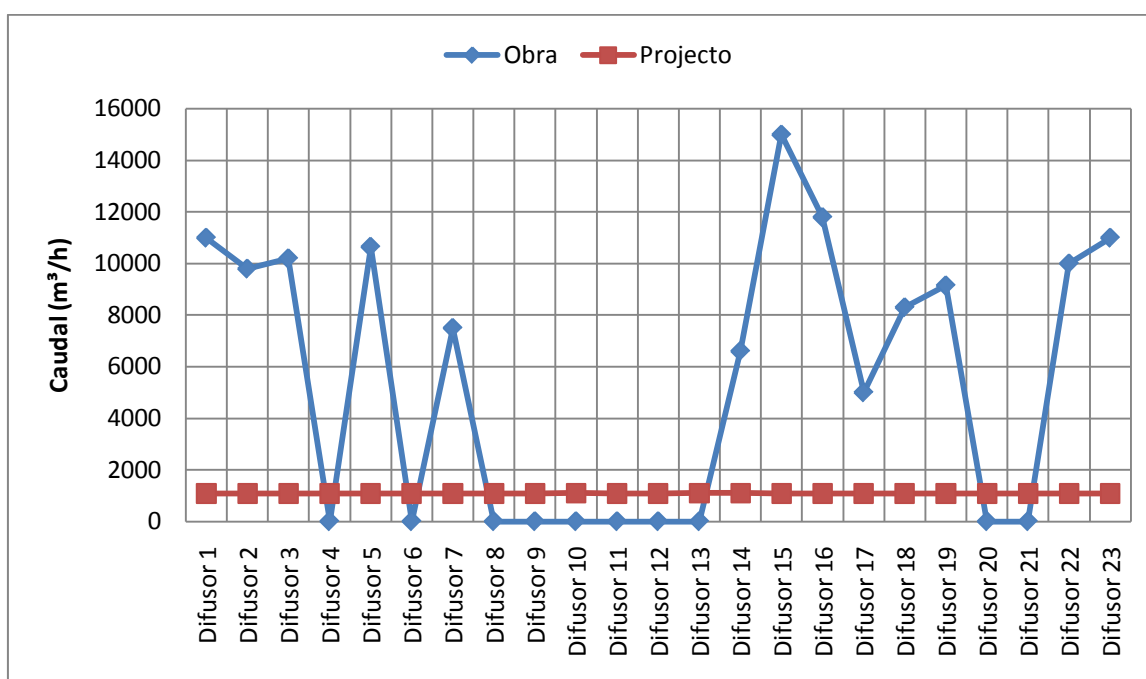


Fig. 22 – Caudal de projecto e caudal medido em obra dos difusores da unidade de tratamento de ar 5

Valores Medidos de Potência (nas chapas da UTA)

Os ventiladores instalados em obra correspondem aos de projecto, 11 KW para o ventilador de insuflação e 5,5 KW para o ventilador de extracção.

Valores Medidos de Corrente (Obra)

Sistema Trifásico (400 V)

Ligação Estrela Triângulo

Corrente (Insuflação) – 18.7 A (Quadro eléctrico)

Corrente (Retorno) – 8.5 A (Quadro eléctrico)

$$P = \sqrt{3} \times V \times I \times \cos \phi \text{ [16]}$$

$$\cos \phi = 0,8$$

$$\text{Potência (Insuflação)} = \sqrt{3} \times 400 \times 18.7 = 10365 \text{ W}$$

$$\text{Potência (Extracção)} = \sqrt{3} \times 400 \times 8.5 = 4712 \text{ W}$$

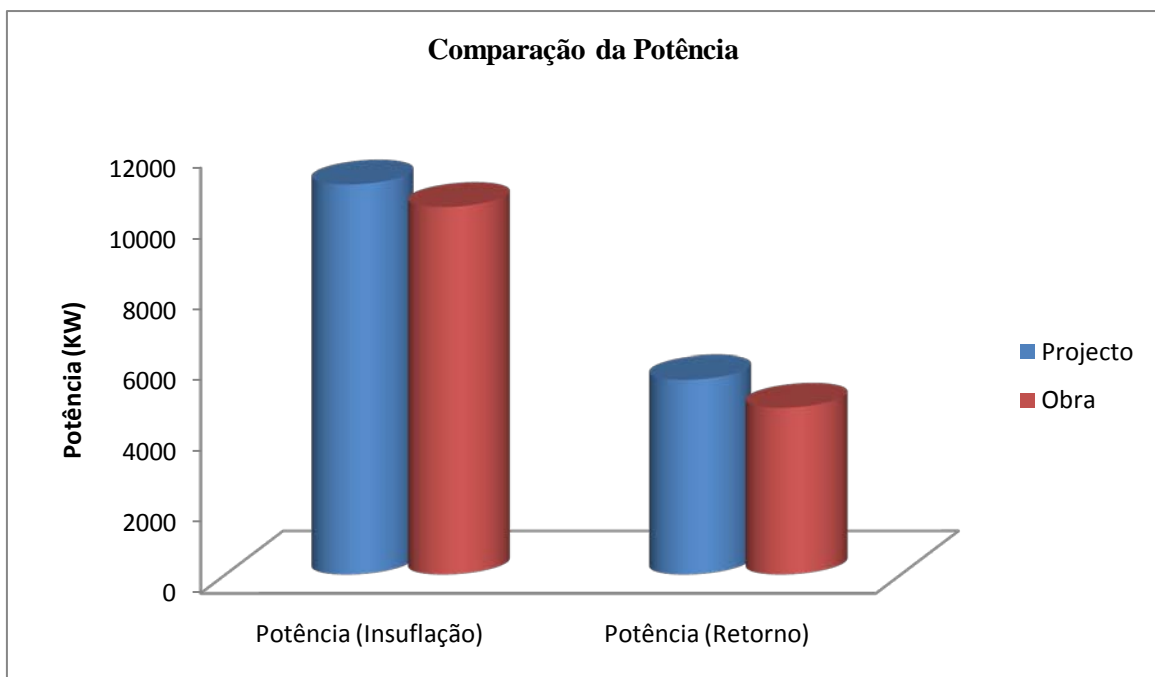


Fig. 23 – Comparação da potência (insuflação/retorno) no projecto e em obra

Comparação do SFP de projecto e em obra

UTA 5 (SFP Projecto)

Sfp (Insuflação) – 1,584 Kw/(m³/s)

Sfp (Extracção) – 1,07 Kw/(m³/s)

UTA 5 (SFP Obra)

Sfp (Insuflação) – $\frac{10.365}{7.84} = 1.32$ Kw/(m³/s)

Sfp (Extracção) – $\frac{4.712}{2.81} = 1.67$ Kw/(m³/s)

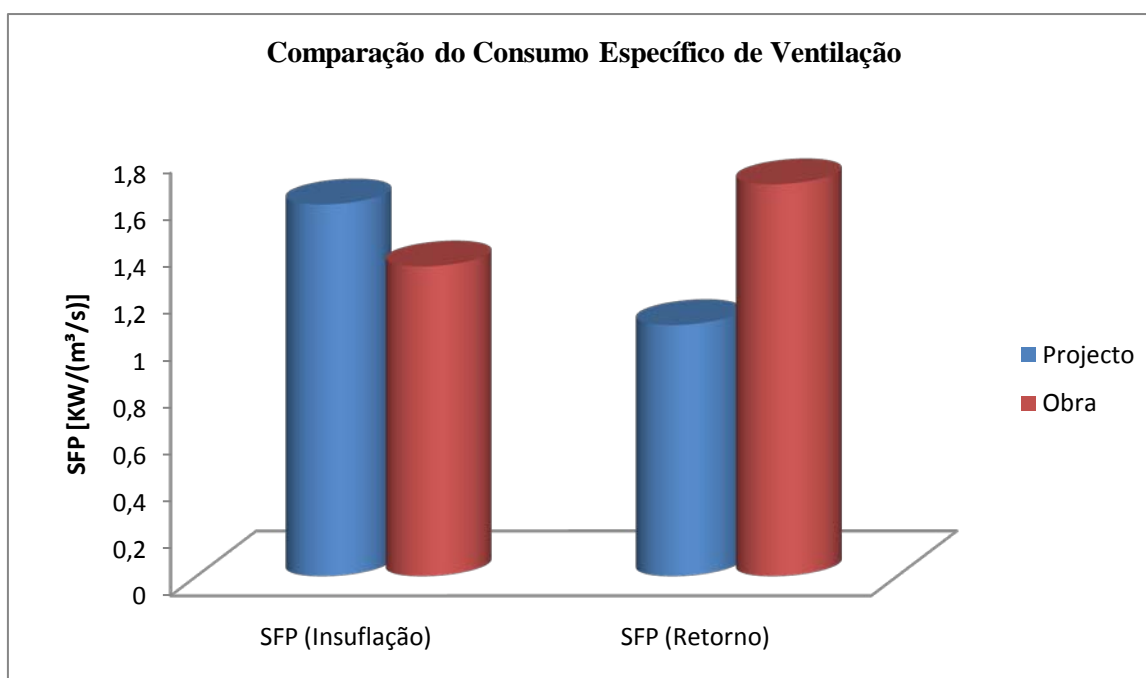


Fig. 24 – Comparação do SFP (insuflação/retorno) no projecto e em obra

Concluiu-se que o valor de SFP de insuflação em obra é inferior ao de projecto visto que apesar de a potência registada em obra ser semelhante, o caudal de insuflação em obra é 12% superior. Em relação ao SFP de extracção verifica-se o oposto, ou seja, o de obra é superior ao de projecto, visto que o caudal de retorno em obra é 45% inferior ao de projecto. Esta diferença significativa no retorno pode dever-se a fugas ou à colmatação de filtros. No que respeita ao SFP de insuflação, as potências são sensivelmente as mesmas, mas o caudal de insuflação é superior em obra e isso depende da equilibragem estabelecida no sistema.

Não foi possível medir todos os valores de caudal pois alguns difusores encontravam-se em locais sem acesso, por exemplo o difusor 13, e outros estavam desconectados da conduta.

4.5. Verificação da Influência da Geometria das Conduitas

Conduto Rectangular

Vantagens:

- *Considerações de espaço (dimensão do tecto falso) levam, em geral, ao formato rectangular. [17]*
- *Quanto maior for a relação a/b, maior será a perda de carga, $(a/b)_{Max} = 6$ [6]*

Desvantagens

- *Impõem maiores perdas energéticas em relação às condutas circulares [18]*

Conduto Circular

Vantagens:

- *Menores Perdas de Carga em relação às condutas rectangulares [6]*
- *Custos de instalação podem ser 50% inferiores aos custos de condutas rectangulares [17]*
- *Reduz os custos de energia e é mais simples efectuar a medição do caudal [17]*
- *Preferidas pelos arquitectos e por proprietários de edifícios comerciais [17]*
- *Conduitas circulares e ovais economizam energia devido a eliminar vazamentos e assim permitem a utilização de ventiladores mais eficientes [17]*
- *O seu peso leve reduz o trabalho de instalação [17]*
- *Maior resistência estrutural [17]*
- *Menor Ruído [6]*

Desvantagens:

- *Em locais em que o pé direito é pequeno, a aplicação deste tipo de geometria é limitada.*

Conduta Oval

Vantagens:

- Melhor “performance” técnica que as condutas rectangulares devido ao facto de possuir um contorno arredondado que permite reduzir a perda de carga e a turbulência
- Menos superfícies planas do que a conduta rectangular equivalente, o que permite diminuir as vibrações
- Adequada para ser instalada em tectos falsos em que existam fortes limitações de espaço
- Menor taxa de fugas, uma vez que tem menor número de ligações transversais
- Fácil montagem porque é mais leve e tem a possibilidade de utilizar troços com 3 metros de comprimento
- Área de chapa envolvente inferior, o que implica menos m² de isolamento
- Medidas normalizadas
- Esteticamente mais atraente [19]

Desvantagens:

- Preço elevado

Neste trabalho, realizou-se a comparação entre condutas rectangulares e circulares para a unidade de tratamento de ar 1.

UTA 1

Conduta Rectangular

Perda de Carga (Insuflação) – 1117 Pa

Perda de Carga (Extracção) – 466 Pa

Com base no gráfico X, como referido anteriormente, os valores de potência são:

Insuflação – 8950 W

Retorno – 3680 W

Total –12630 W

Conduta Circular

Perda de Carga (Insuflação) – 1108 Pa

Perda de Carga (Extracção) – 460 Pa

Com base no gráfico X, como referido anteriormente, os valores de potência são:

Insuflação – 8890 W

Retorno – 3650 W

Total – 12540 W

Os diâmetros utilizados no cálculo das perdas de carga circulares são normalizados [18]. A diferença de potência necessária entre os dois tipos de geometria é de 0.7 %.

Considerando que a UTA 1 funciona 13 horas por dia (8:30 – 9:30), e que o preço do kWh é de 0.1011 € ao final do ano

Condutas rectangulares : $12.63 \text{ kW} \times 4745 \times 0.1011 = 6058 \text{ €}$

Condutas circulares : $12.54 \text{ kW} \times 4745 \times 0.1011 = 6015 \text{ €}$

Ao fim do ano poupam-se 43 € em electricidade.

Considerando que nas outras UTA's a diferença de consumos é aproximadamente a mesma, ao final do ano, poupam-se 258 € em electricidade.

5. Conclusão e sugestões de trabalhos futuros

Conclusões

i) O SFP dos ventiladores de insuflação das UTA's andam à volta de 1.4 Kw/(m³/s) e os de extracção 0.6 Kw/(m³/s), o que na norma DIN EN 13779 corresponde às classes SFP 2 e SFP 4 respectivamente, concluindo-se que os valores obtidos são muito bons.

O valor obtido de SFP para o edifício foi de 1.9 Kw/(m³/s) o que segundo a norma DIN EN 13779 corresponde à classe SFP 4,concluindo-se que é um valor razoável.

ii) A energia para movimentação do ar (ventilação) expressa em energia primária, representa 15% do valor do IEE, e 48 % do valor do S aproximadamente. Verifica-se que a ventilação tem um “peso” importante no valor do IEE nominal visto que, na parte superior da escala do SCE, de 25 em 25% do valor do S ocorre mudança da classe energética.

Verificou-se ainda que os consumos específicos de ventilação em obra são superiores aos calculados em projecto.

iii) Confirmou-se que as condutas de geometria rectangulares provocam maior perda de carga que as condutas circulares, logo vão ser necessárias potências mais elevadas e um consumo de energia para ventilação superior. No caso em estudo, a diferença anual no consumo de electricidade foi de 258 €

Sugestões de Trabalhos Futuros

Como trabalho futuro, poderá ser realizado a comparação dos valores de projecto e em obra das restantes unidades de tratamento de ar.

6. Referências Bibliográficas

- [1] <http://feupload.fe.up.pt/get/7S0ttyAyD6hin0z>
- [2] EUROVENTIL. Ventilação, http://www.euroventil.pt/produto.php?id_artigo=41&id_grupo_destaque=18&tipoD=3 (consultado em 23/09/2010);
- [3] GILROY, Enda. Designing building services, (2009). http://www.pmg.ie/contentfiles/news/BS_%20News_Fan_Power.pdf (consultado em 16/10/2010);
- [4] ALEXANDRE, José Luís; LEAL, Vítor. Acetatos da disciplina de Climatização, 2009/2010, <http://feupload.fe.up.pt/get/6G1WlLelNvPYM05> (consultado em 7/11/2010) ;
- [5] ROBATHERM. Energy efficient air handling units, http://www.sifeeaction.ro/documente-sifee/robatherm_Energy_Efficiency.pdf (consultado em 7/10/2010);
- [6] CASTRO, Manuel Dias de. Dimensionamento de Conduas, <http://feupload.fe.up.pt/get/4kB1NpTATIWN7Yp> (consultado em 8/11/2010) <http://feupload.fe.up.pt/get/w0BOhzcJ9tuNokR> (consultado em 8/11/2010)
- [7] http://www.geradordeprecos.info/imagenes2/icr_chapa_int_net0_356_267_4038A8.jpg
- [8] http://www.geradordeprecos.info/imagenes2/icr_obl_tubo_356_267_3F8668.jpg
- [9] ASHRAE, 2009; ASHRAE Handbook - Fundamentals, Chapter 21, Duct Design, <http://feupload.fe.up.pt/get/vk7TmaWUylhYfJ9> (consultado em 22/09/2010)
- [10] <http://feupload.fe.up.pt/get/XVSnQ0wtupq6y7F>
- [11] RDH, 2002; Ventiladores Centrífugos de Dupla Aspiração, p. 81, (2002). <http://feupload.fe.up.pt/get/trrpxFNI7SrTFJ6> (consultado em 27/10/2010)
- [12] FRANCE AIR, <http://feupload.fe.up.pt/get/04HrIEHewQnWet9> (consultado em 12/11/2010)
- [13] R.S.E.C.E.; “Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios”; Decreto-Lei nº 67 /2006, Anexo X, (4 de Abril de 2006). <http://feupload.fe.up.pt/get/iBSjbsGIn7QXHO4> (consultado em 15/11/2010)
- [14] S.C.E.; “Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do Ar Interior nos Edifícios; Decreto-Lei nº 69/2008, (8 de Abril de 2008). <http://feupload.fe.up.pt/get/gafaWXaJnw3wE1E> (consultado em 17/12/2010)
- [15] <http://feupload.fe.up.pt/get/c3mki95XSM6AKJw>
- [16] <http://www.dsee.fee.unicamp.br/~sato/ET515/node43.html>
- [17] HRANEC SHEET METAL INCORPORATED, Spiral and Oval Ductwork, <http://www.hranec.com/ductwork-spiral.htm> (consultado em 9/11/2010);
- [18] QUINTELA, Divo, A ventilação como medida preventiva da exposição à SCR, http://www.inform.pt/seminarios/actsilica/pdf/adai_divo_quintela.pdf (consultado em 23/12/2010);
- [19] SANDOMETAL, Conduas, <http://www.sandometal.pt/custompages/showpage.aspx?pageid=c9d7342d-a3c4-4baa-ac47-fdbb0c3ce25f&m=b8> (consultado em 4/12/2010).