

**Dimensionamento de um Permutador de Calor
Terra-Ar e Avaliação de Impacte na
Climatização de um Edifício**

Frederico Sérgio Marques Espinha Lopes

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Júri

Presidente: Professor Doutor Mário Manuel Gonçalves da Costa

Orientador: Professor Doutor João Luís Toste de Azevedo

Vogal: Professora Doutora Marta João Nunes Oliveira Panão

Novembro 2012

Agradecimentos

Não obstante o trabalho individual que logicamente esta dissertação encerrou, não poderia deixar de expressar o meu agradecimento a todos aqueles que, direta ou indiretamente, contribuíram para todo o percurso que culminou neste documento:

Ao Professor Toste de Azevedo, não só pela orientação, ajuda e disponibilidade no decorrer deste trabalho, mas por também pelo trabalho nas disciplinas que me lecionou e me fizeram enveredar por este tema.

Ao Corinthia Hotel Lisbon, na incansável pessoa do Eng.º Pedro Ferreira, por me ter fornecido o caso de estudo prático para a aplicação da tecnologia aprofundada.

Aos vários bons amigos que o IST me permitiu conhecer e que, pelo bom ambiente no dia-a-dia, tornaram estes cinco anos numa jornada efémera repleta de bons momentos para relembrar, deixando um agradecimento especial ao Alexandre Alcântara e ao Caio Pereira que os últimos seis meses de luta conjunta justificam.

A todos os meus amigos sem exceção que, injustamente, não particularizo, mas sem os quais teria sido muito mais complicado um percurso académico bem-sucedido.

E finalmente, à minha família, provavelmente a única contribuição sem a qual não me seria possível ser a pessoa que sou hoje, pelo inquestionável apoio, pela devida exigência e por todas as oportunidades proporcionadas.

Resumo

Neste trabalho propôs-se estudar a viabilidade técnica da tecnologia de climatização passiva, permutador de calor Terra-Ar, desde a fase de dimensionamento até à fase de avaliação do seu impacto em termos da redução das necessidades de climatização ativa num edifício novo, resultante da ampliação de um restaurante do Corinthia Hotel Lisbon.

Este estudo englobou uma fase preliminar de análise paramétrica à influência da velocidade média de escoamento do ar, do diâmetro e do comprimento no desempenho do sistema, para a qual se desenvolveu um Pré-Processador de cálculo e que permitiu colmatar algumas limitações do modelo *Earthtube* do EnergyPlus. Esta fase culminou no dimensionamento do sistema considerado ideal dentro das limitações espaciais de instalação do mesmo no caso do edifício em estudo.

Seguidamente utilizou-se o modelo *Earthtube* do EnergyPlus para construir um tubo enterrado com desempenho equivalente ao sistema dimensionado por forma a avaliar o impacto que este teria na dinâmica global térmica do edifício. Para esta avaliação tirou-se partido das capacidades do EnergyPlus para simulação térmica anual e em condições de projeto, com o intuito de investigar não só as poupanças de energia alcançadas com esta tecnologia, mas também a redução de potência instalada para climatização.

O estudo termina com um balanço térmico ao edifício para concluir qual o impacto global desta tecnologia no mesmo, e aborda estratégias de controlo para otimizar o desempenho do sistema.

Palavras-chave: Permutador de Calor Terra-Ar, Tubos enterrados, Climatização Passiva, Modelo *Earthtube* do EnergyPlus, Ganho térmico de ventilação.

Abstract

This work aimed to assess the technical feasibility of the passive air-conditioning technology Earth-to-Air-Heat-Exchanger (EAHE), from the very early stage of the design through the evaluation of its impact on the reduction of the active air-conditioning needs in a new building. This new building is the extension of an existent restaurant, which is property of Corinthia Hotel Lisbon.

This study comprised a preliminary phase of parametric analysis to the influence of mean air flow speed through the tubes, diameter and length in the system performance. This entailed the development of a Pre-Processor calculation program in order to overcome some limitations that *Earthtube* model of EnergyPlus holds. This phase ended up with the system optimal characteristics design within the space constraints that the case study implied.

Afterwards, EnergyPlus *Earthtube* model was used to build a buried pipe with such dimensions that its performance lead to results equivalent to those of the optimum projected system. That equivalent earth tube was used to evaluate the impact of the projected system in the global building thermal performance. This evaluation was conducted by taking advantage of the all-year-round and design days simulation available in EnergyPlus, aiming not only to investigate the energy savings brought by this technology but also the reduction on the rated power for air-conditioning.

This study finishes with an energy balance to the building in order to conclude about the global impact of this technology, and report on control strategies for optimizing the EAHE performance.

Keywords: Earth-to-Air-Heat-Exchanger, Buried Pipes, Passive Air-conditioning, EnergyPlus *Earthtube* model, Ventilation Heat Gain.

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	iii
Abstract	v
Índice	vii
Lista de Ilustrações	ix
Lista de Tabelas	xii
Lista de Símbolos	xiv
Lista de Acrónimos	xvi
1 Introdução	1
1.1 <i>Enquadramento</i>	1
1.2 <i>Objetivo e metodologia</i>	3
1.3 <i>Revisão Bibliográfica</i>	4
1.3.1 <i>Modelação</i>	5
1.3.2 <i>Casos de Estudo e dados experimentais:</i>	7
1.3.3 <i>Considerações gerais sobre a tecnologia:</i>	9
1.4 <i>Contribuição</i>	11
1.5 <i>Organização</i>	12
2 Modelação	13
2.1 <i>Introdução ao EnergyPlus e DesignBuilder:</i>	13
2.1.1 <i>Métodos de Cálculos de Energia:</i>	14
2.2 <i>Modelo do Edifício</i>	18
2.2.1 <i>Localização geográfica e condições climatéricas</i>	18
2.2.2 <i>Modelo da Envolvente</i>	19
2.2.3 <i>Simulação</i>	24
2.2.4 <i>Condições de Operação do edifício</i>	26
2.3 <i>Modelo Earthtube do EnergyPlus</i>	30
2.4 <i>Modelo do Pré-Processador</i>	35

3	Discussão de Resultados	45
3.1	<i>Estudo paramétrico ao sistema de tubos enterrados</i>	47
3.1.1	Velocidade média de escoamento do ar	49
3.1.2	Diâmetro	51
3.1.3	Comprimento	53
3.2	<i>Dimensionamento do sistema</i>	55
3.3	<i>Modelo equivalente no EnergyPlus</i>	59
3.4	<i>Desempenho do sistema em condições de projeto</i>	61
3.4.1	Dia de arrefecimento de projeto	62
3.4.2	Dia de aquecimento de projeto	66
3.5	<i>Desempenho do sistema ao longo do ano</i>	70
3.6	<i>Estratégias de controlo:</i>	75
3.7	<i>Balanço de Energia ao espaço:</i>	80
4	Conclusões	85
5	Referências Bibliográficas	89
6	Anexos	A-1
A.	<i>Dados de apoio à modelação</i>	A-1
B.	<i>Dados climáticos</i>	B-1
C.	<i>Outras Simulações</i>	C-1

Lista de Ilustrações

<i>Ilustração 1.1 - Desagregação dos Consumos de Energia Primária nos EUA [1]</i>	1
<i>Ilustração 2.1 - Volume de controlo na face exterior da envolvente</i>	16
<i>Ilustração 2.2 - Volume de controlo na face interior da envolvente</i>	16
<i>Ilustração 2.3 - Volume de controlo ao ar no interior da zona térmica</i>	17
<i>Ilustração 2.4 - Localização geográfica do edifício em estudo</i>	19
<i>Ilustração 2.5 - Desenhos 3D do projeto de ampliação do restaurante</i>	19
<i>Ilustração 2.6 - Representação gráfica do modelo construído no DesignBuilder</i>	20
<i>Ilustração 2.7 - Esquema genérico do permutador de calor Terra-Ar</i>	35
<i>Ilustração 3.1 - Representação esquemática do permutador de calor Terra-Ar projetado</i>	46
<i>Ilustração 3.2 - Influência do passo-de-comprimento da simulação na temperatura de insuflação do ar e Potência térmica trocada</i>	48
<i>Ilustração 3.3 - Influência da condutibilidade do tubo na temperatura de insuflação do ar e Potência térmica trocada</i>	48
<i>Ilustração 3.4 – Variação do COP e Potências Térmica e de Ventilação com a Velocidade média do escoamento</i>	49
<i>Ilustração 3.5 - Variação da Temperatura e caudal de insuflação com a Velocidade média do escoamento</i>	50
<i>Ilustração 3.6 - Variação do COP e das Potências Térmica de Ventilação com o diâmetro</i>	52
<i>Ilustração 3.7 - Variação da Temperatura e Caudal de insuflação com o diâmetro</i>	53
<i>Ilustração 3.8 - Variação do COP e das Potências Térmica de Ventilação com o comprimento</i>	54
<i>Ilustração 3.9 - Variação da Temperatura e Caudal de insuflação com o comprimento</i>	54
<i>Ilustração 3.10 - Variação do Caudal insuflado com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos</i>	56
<i>Ilustração 3.11 - Variação da Temperatura de Insuflação com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos</i>	56
<i>Ilustração 3.12 - Configuração do permutador de calor com arranjos de tubos em série</i>	58
<i>Ilustração 3.13 - Evolução da temperatura no interior do espaço, no dia de arrefecimento de projeto num cenário de insuflação direta do ar exterior, sem climatização</i>	62
<i>Ilustração 3.14 - Evolução da temperatura no interior do espaço no dia de arrefecimento de projeto num cenário de insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar, sem climatização</i>	63
<i>Ilustração 3.15 - Evolução da temperatura no interior do espaço no dia de arrefecimento de projeto num cenário de insuflação direta do ar exterior, com climatização</i>	64
<i>Ilustração 3.16 - Evolução da temperatura no interior do espaço, no dia de arrefecimento de projeto num cenário de insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar, com climatização</i>	64
<i>Ilustração 3.17 - Perfil das necessidades de arrefecimento ativo no cenário de insuflação do ar diretamente do exterior</i>	65
<i>Ilustração 3.18 - Perfil das necessidades de arrefecimento ativo no cenário de insuflação do ar pelo permutador de calor Terra-Ar</i>	65
<i>Ilustração 3.19 - Evolução da temperatura no interior do espaço, no dia de aquecimento de projeto num cenário de insuflação direta do ar exterior, sem climatização</i>	66

<i>Ilustração 3.20 - Evolução da temperatura no interior do espaço no dia de aquecimento de projeto num cenário de insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar, sem climatização</i>	<i>67</i>
<i>Ilustração 3.21 - Evolução da temperatura no interior do espaço, no dia de aquecimento de projeto num cenário de insuflação direta do ar exterior, com climatização</i>	<i>68</i>
<i>Ilustração 3.22 - Evolução da temperatura no interior do espaço no dia de aquecimento de projeto num cenário de insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar, com climatização</i>	<i>68</i>
<i>Ilustração 3.23 - Perfil das necessidades de aquecimento ativo no cenário de insuflação do ar diretamente do exterior.....</i>	<i>69</i>
<i>Ilustração 3.24 - Perfil das necessidades de aquecimento ativo no cenário de insuflação do ar pelo permutador de calor Terra-Ar.....</i>	<i>69</i>
<i>Ilustração 3.25 - Evolução da temperatura média diária no interior do espaço, com insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar e com climatização</i>	<i>70</i>
<i>Ilustração 3.26 - Perda térmica introduzida no espaço pelo sistema de ventilação.....</i>	<i>71</i>
<i>Ilustração 3.27 - Ganho térmico introduzido no espaço pelo sistema de ventilação</i>	<i>72</i>
<i>Ilustração 3.28 - Necessidades de aquecimento que o sistema de climatização tem de satisfazer.....</i>	<i>73</i>
<i>Ilustração 3.29 - Necessidades de arrefecimento que o sistema de climatização tem de satisfazer.....</i>	<i>73</i>
<i>Ilustração 3.30 - Balanço anual aos consumos de climatização ativa</i>	<i>74</i>
<i>Ilustração 3.31 - Balanço anual aos consumos de climatização ativa, em função da estratégia de controlo</i>	<i>76</i>
<i>Ilustração 3.32 - Redução efetiva do pico de potência de aquecimento por alteração de horário de funcionamento</i>	<i>78</i>
<i>Ilustração 3.33 - Evolução da temperatura do ar exterior numa semana quente de Verão.....</i>	<i>78</i>
<i>Ilustração 3.34 - Temperatura do interior na sala numa semana quente de Verão Sem Free Cooling</i>	<i>79</i>
<i>Ilustração 3.35 - Temperatura do interior na sala numa semana quente de Verão Com Free Cooling</i>	<i>79</i>
<i>Ilustração 3.36 - Desagregação dos ganhos térmicos do espaço no caso de insuflação direta do ar exterior.....</i>	<i>80</i>
<i>Ilustração 3.37 - Desagregação das perdas térmicas do espaço no caso de insuflação direta do ar exterior</i>	<i>80</i>
<i>Ilustração 3.38 – Desagregação dos ganhos térmicos do espaço no caso de insuflação do ar pelo permutador Terra-Ar</i>	<i>81</i>
<i>Ilustração 3.39 - Desagregação das perdas térmicas do espaço no caso de insuflação do ar pelo permutador Terra-Ar</i>	<i>81</i>
<i>Ilustração 3.40 - Ganhos térmicos pelos vãos envidraçados</i>	<i>82</i>
<i>Ilustração 3.41 - Perdas térmicas pelas superfícies opacas da envolvente</i>	<i>83</i>
<i>Ilustração 6.1 - Áreas de implantação do novo espaço e disponíveis para o permutador.....</i>	<i>A-1</i>
<i>Ilustração 6.2 - Representações gráficas das soluções construtivas para fachada, pavimento e cobertura, respetivamente</i>	<i>A-1</i>
<i>Ilustração 6.3 - Planta do novo restaurante.....</i>	<i>A-2</i>
<i>Ilustração 6.4 - Características dos vãos envidraçados da fachada Sul do Hotel</i>	<i>A-2</i>
<i>Ilustração 6.5 - Evolução da temperatura média diária do ar exterior ao longo do ano.....</i>	<i>B-1</i>
<i>Ilustração 6.6 - Evolução da temperatura exterior no dia de projeto de arrefecimento.....</i>	<i>B-1</i>
<i>Ilustração 6.7 - Perfil constante da temperatura exterior no dia de projeto de aquecimento</i>	<i>B-1</i>
<i>Ilustração 6.8 - Variação do COP e das Potências Térmica de Ventilação com o diâmetro</i>	<i>C-1</i>

<i>Ilustração 6.9 - Variação da Potência Nominal de Arrefecimento com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos</i>	<i>C-1</i>
<i>Ilustração 6.10 - Variação da Potência de Ventilação com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos.....</i>	<i>C-2</i>
<i>Ilustração 6.11 - Variação do COP com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos.</i>	<i>C-2</i>
<i>Ilustração 6.12 - Consumos de Energia na semana quente de Agosto Sem Free Cooling</i>	<i>C-3</i>
<i>Ilustração 6.13 - Consumos de Energia na semana quente de Agosto Com Free Cooling.....</i>	<i>C-3</i>

Lista de Tabelas

<i>Tabela 2.1 - Descrição das superfícies opacas da envolvente</i>	21
<i>Tabela 2.2 - Descrição dos vidros da envolvente</i>	21
<i>Tabela 2.3 - Caracterização das superfícies da envolvente</i>	22
<i>Tabela 2.4 - Caracterização da zona térmica</i>	24
<i>Tabela 2.5 - Parâmetros da simulação computacional</i>	24
<i>Tabela 2.6 - Perfil de ocupação do edifício</i>	26
<i>Tabela 2.7 - Caudais de Ventilação</i>	27
<i>Tabela 2.8 - Caracterização do sistema de climatização</i>	28
<i>Tabela 2.9 - Perfil de funcionamento do restaurante e sistemas de climatização e ventilação</i>	29
<i>Tabela 2.10 - Dados de entrada requeridos pelo Earthtube</i>	31
<i>Tabela 2.11 - Características térmicas dos tipos de solo disponíveis no EnergyPlus</i>	31
<i>Tabela 2.12 - Dados para cálculo do perfil de temperaturas do solo em profundidade</i>	32
<i>Tabela 2.13 - Descrição das variáveis utilizadas para calcular a temperatura do solo em profundidade</i>	33
<i>Tabela 2.14 - Descrição das variáveis utilizadas para o cálculo das resistências térmicas do modelo</i>	34
<i>Tabela 2.15 - Equações para o cálculo da temperatura de saída do ar dos tubos consoante o cenário</i>	34
<i>Tabela 2.16 - Listagem das variáveis utilizadas pelo programa Pré-Processador</i>	37
<i>Tabela 2.17 - Lista de variáveis e métodos de cálculo das propriedades termofísicas do ar</i>	39
<i>Tabela 2.18 - Coeficientes de perda de carga concentrada para troço vertical descendente</i>	41
<i>Tabela 2.19 - Coeficientes de perda de carga concentrada para troço vertical ascendente</i>	43
<i>Tabela 3.1 - Características do sistema ensaiado para avaliação da evolução pressão no sistema</i>	45
<i>Tabela 3.2 - Resultados dos efeitos de aquecimento do ar pelo ventilador e da impulsão térmica</i>	47
<i>Tabela 3.3 - Descrição dos parâmetros mantidos constantes nos estudos paramétricos</i>	47
<i>Tabela 3.4 - Descrição dos parâmetros mantidos constantes no estudo paramétrico da velocidade do escoamento de ar</i>	49
<i>Tabela 3.5 - Descrição dos parâmetros mantidos constantes no estudo paramétrico do diâmetro</i>	51
<i>Tabela 3.6 - Descrição dos parâmetros mantidos constantes no estudo paramétrico do comprimento</i>	53
<i>Tabela 3.7 - Desempenho dos tubos em arrefecimento para a temperatura extrema do ar à entrada de 34°C</i>	57
<i>Tabela 3.8 - Desempenho dos tubos em arrefecimento para uma temperatura mais comum do ar à entrada de 26°C</i>	57
<i>Tabela 3.9 - Desempenho dos tubos em aquecimento para uma temperatura extrema do ar à entrada de 4°C</i> ..	57
<i>Tabela 3.10 - Desempenho dos tubos em aquecimento para uma temperatura mais comum do ar à entrada de 11°C</i>	57
<i>Tabela 3.11 - Características geométricas do sistema de tubos dimensionado</i>	58
<i>Tabela 3.12 - Desempenho do permutador com configuração dos tubos alternativa, para uma temperatura do ar à entrada de 34°C</i>	59
<i>Tabela 3.13 - Desempenho do permutador com configuração dos tubos alternativa, para uma temperatura do ar à entrada de 26°C</i>	59
<i>Tabela 3.14 - Características geométricas do tubo equivalente</i>	60

<i>Tabela 3.15 - Comparação de resultados entre o modelo do Pré-Processador e o EarthTube do EnergyPlus</i>	<i>61</i>
<i>Tabela 3.16 - Condições do dia de arrefecimento de projeto</i>	<i>62</i>
<i>Tabela 3.17 - Condições do dia de aquecimento de projeto</i>	<i>66</i>
<i>Tabela 3.18 - Desempenho global do sistema de permutador de calor Terra-Ar</i>	<i>74</i>
<i>Tabela 3.19 - Novo horário de funcionamento do sistema de ventilação e aquecimento para evitar pico de potência</i>	<i>77</i>

Lista de Símbolos

A_s	Amplitude da temperatura à superfície do solo
C_{p_i}	Calor específico do ar seco a pressão constante
D	Diâmetro dos tubos do permutador de calor
$d\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor no tubo
e	Espessura da parede dos tubos enterrados
f	Fator de atrito
g	Constante de aceleração gravítica
H	Profundidade de instalação dos tubos enterrados
k_i	Condutibilidade térmica
L	Comprimento do tubo
\dot{m}_f	Caudal mássico do escoamento
M_i	Massa molar
n	Número de tubos do permutador
Nu	Número de Nusselt
p_i	Pressão parcial
P_{ar}	Pressão total do ar
P_{atm}	Pressão atmosférica
Pr	Número de Prandtl
R	Constante universal dos gases perfeitos
r_1	Raio interior do tubo
r_2	Espessura da parede do tubo
r_3	Distância a partir da parede exterior do tubo além da qual se assume o solo como não-perturbado
R_c	Resistência de convecção
R_p	Resistência de condução na parede do tubo

R_s	Resistência de condução no solo
R_t	Resistência total
$R_{v,r}$	Rácio de recuperação de potência do ventilador
Re	Número de Reynolds
T_{ext}	Temperatura ambiente exterior
$T_{f,i}$	Temperatura de entrada do fluido nos tubos
$T_{f,o}$	Temperatura de saída do fluido dos tubos
t_{shift}	Constante de defasamento da temperatura à superfície do solo
T_{solo}	Temperatura do solo à profundidade de instalação dos tubos
$T_{solo,z}$	Temperatura do solo à distância z de profundidade
U_t	Coefficiente global de transferência de calor linear
\dot{V}	Caudal volumétrico do escoamento
V_{ar}	Velocidade do ar nos tubos
y_i	Fração mássica
$\dot{W}_{ventilador}$	Potência elétrica do ventilador
W	Largura da área disponível para implantação do sistema
y_i	Fração volumétrica
z	Profundidade de instalação dos tubos
α_s	Difusividade térmica do solo
μ_i	Viscosidade dinâmica
ω_{ar}	Humidade absoluta exterior
ΔP_{k_i}	Perda de carga concentrada
ΔP_{l_i}	Perda de carga em linha
ΔL	Comprimento de subdivisão do troço horizontal para cálculo de transferência de calor
ε	Rugosidade do material constituinte da parede do tubo

Lista de Acrónimos

AVAC	Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado
CHL	Corinthia Hotel Lisbon
COP	Coeficiente de Performance
EAHE	<i>Earth-to-Air-Heat-Exchanger</i>
HRV	<i>Heat Recovery Ventilation</i>
LED	<i>Light-Emitting Diode</i>
RSECE	Regulamento dos Sistemas Energéticos e Climatização de Edifícios
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
VC	Ventilo-convetor

1 Introdução

1.1 Enquadramento

O paradigma energético atual, caracterizado pela instabilidade no abastecimento energético e volatilidade dos preços deste mercado, obriga a que as nações industrializadas, que se pretendam qualificar como energeticamente sustentáveis, comecem a reduzir os consumos energéticos tanto pela promoção de programas de racionalização energética como pela legislação de normas, a cumprir pelos variados sectores económicos.

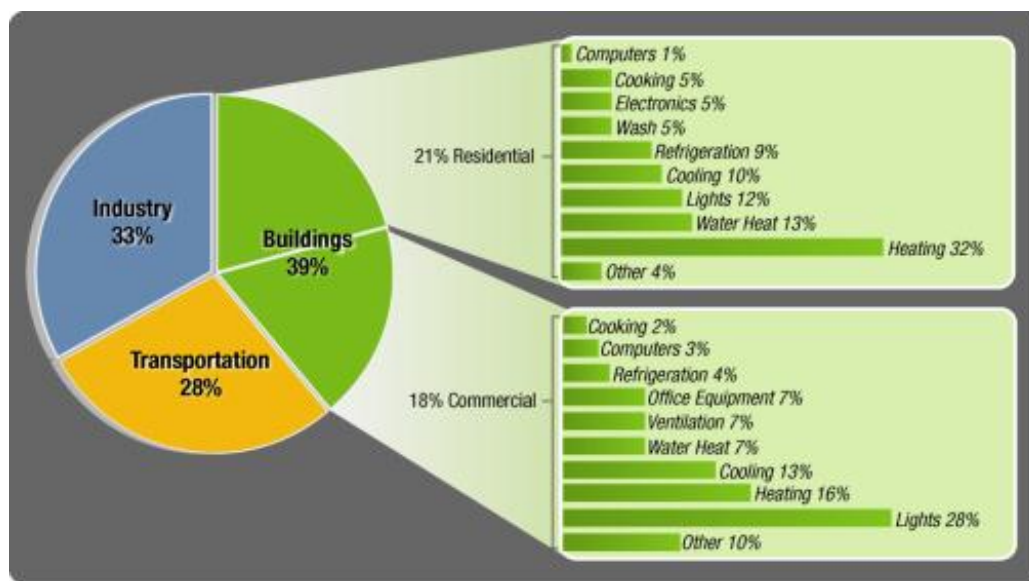


Ilustração 1.1 - Desagregação dos Consumos de Energia Primária nos EUA [1]

De acordo com *Lawrence Berkeley National Laboratory* [1] o sector dos edifícios é responsável por 39% dos consumos de energia primária nos Estados Unidos da América. Na Europa, são fortes as pressões para que o sector dos edifícios caminhe rapidamente para os edifícios com necessidades quase nulas de energia (*Nearly Zero-Energy Buildings*). A atual Estratégia Europeia para a Energia e o Clima, desenhada para responder aos desafios da segurança energética, do crescimento económico e da luta contra as alterações climáticas, pretende reduzir em 20% as emissões de gases com efeito estufa mediante a utilização de 20% de energias renováveis e de um aumento de 20% da eficiência energética. Este objetivo é transversal ao sector dos edifícios, e de acordo com a Directiva 2010/31/EU [2] todos os estados-membros asseguram que até 31 de Dezembro de 2020, todos os edifícios novos serão edifícios com necessidades quase nulas de energia.

Estimativas recentes indicam que, à luz do valor dos investimentos iniciais, é bastante mais rentável investir em medidas de eficiência energética do que em tecnologias de geração de energia através de recursos renováveis. Por exemplo, a substituição de uma instalação antiga de ar

condicionado (AVAC) num edifício comercial existente por uma solução mais eficiente, poupa ao proprietário cerca de 100€ por tonelada de CO₂ abatido, enquanto a integração de um sistema centralizado de painéis fotovoltaicos impõe um custo suplementar de 70€ por cada tonelada de CO₂ evitada [3]. Portanto, qualquer projeto rentável de um edifício com necessidades quase nulas de energia deverá passar por uma maximização das soluções de eficiência energética que se verificarem viáveis e só depois avançar-se para medidas de geração de energia com fontes renováveis.

Entre as medidas de eficiência energética, o facto de os consumos devidos à climatização dos edifícios representarem, em média (nos EUA), cerca de 42% dos consumos totais dos mesmos, podendo ascender a valores superiores em regiões com climas mais rigorosos e/ou edifícios com alta exposição solar, confere às medidas de climatização passiva um elevado potencial por explorar.

No presente trabalho estudou-se o potencial da implementação da medida passiva de permutador de calor Terra-Ar para climatização de um espaço novo resultante da ampliação de um edifício existente. O edifício em questão foi a propriedade do Corinthia Hotel Lisbon, um hotel de grande dimensão localizado no centro de Lisboa, e no qual se implementou nos últimos meses um projeto inovador de eficiência energética através de um contrato de desempenho financiado em grande parte pela GALP Energia e com o acompanhamento do projeto feito pelo ISQ-Energia. Com 518 quartos e uma vasta oferta de salas tanto para reuniões como para conferências, o CHL é o maior hotel 5 estrelas de Portugal e está entre os 10 maiores da Europa.

Um hotel com estas dimensões trava-se, logicamente, com desafios energéticos de grande escala que se traduzem nas seguintes necessidades: aumento da autonomia energética, redução da fatura energética, redução da exposição à flutuabilidade das tarifas do mercado energético e, de acordo com a política defendida pelo grupo, reforço do posicionamento do hotel no âmbito da sua responsabilidade social e ambiental. Foram estes motivos que o levaram a abraçar o projeto de eficiência energética anteriormente citado e a incorporar uma política de sustentabilidade transversal a todo o hotel. Atualmente, o hotel tem assistido a uma crescente procura do seu restaurante para organização de eventos, a qual não é satisfatória com a capacidade atual do mesmo. Nesta perspetiva, o hotel estudou a possibilidade de ampliar esse restaurante, tendo já o Pedido de Implementação Prévia aceite pela Câmara Municipal de Lisboa. No seguimento do projeto de eficiência energética e seguindo a política de sustentabilidade defendida pelo hotel, procurou-se, no estudo descrito neste documento, avaliar a viabilidade dos tubos enterrados para climatização.

1.2 Objetivo e metodologia

O objetivo deste trabalho foi dimensionar um permutador de calor Terra-Ar para pré-condicionamento do ar e avaliar o seu impacto sobre as necessidades de condicionamento térmico do novo espaço, quer fosse pela capacidade de satisfazer totalmente as necessidades de frio e calor ou por permitir reduzir a potência instalada de um eventual sistema ativo de climatização.

Para avaliar as necessidades do novo espaço, recorreu-se ao programa de simulação energética para edifícios EnergyPlus, o qual permite projetar sistemas de climatização tanto ativos como passivos e estudar os seus efeitos nos edifícios modelados. A limitação deste programa a nível da modelação de sistemas de permuta de calor do tipo Terra-Ar, conduziu a que se desenvolvesse uma rotina de cálculo para dimensionamento destes sistemas com a finalidade de se analisar a influência dos diferentes parâmetros.

1.3 Revisão Bibliográfica

Uma técnica de climatização passiva que tem sido utilizada recentemente com razoável sucesso é conhecida por Permutadores de calor Terra-Ar ou, na literatura inglesa, *Earth to Air Heat Exchanger* (EAHE). É também denominada Tubos Enterrados ou Subterrâneos para Climatização, sendo as três terminologias utilizadas no decorrer deste trabalho. Esta solução consiste em fazer o ar exterior passar por tubos instalados no subsolo, de forma a tirar partido das temperaturas que aí se verificam, por serem mais constantes (menos oscilantes) do que as do ar exterior. Devido à elevada inércia térmica do solo, as flutuações de temperatura na sua superfície, exposta ao clima exterior, são tanto mais amortecidas quanto maior a profundidade no solo. Além disso, existe também um atraso temporal entre as flutuações à superfície e as que se verificam em camadas mais profundas. Portanto, a uma profundidade suficiente a temperatura do solo é consideravelmente mais baixa que a do ar exterior no Verão e superior no Inverno. Quando o ar novo é insuflado através dos tubos enterrados, este é arrefecido no Verão e aquecido no Inverno. Este princípio de funcionamento, combinado ou não com outras soluções passivas, pode substituir ou reduzir significativamente as necessidades de condicionamento de ar ativo.

Embora não seja uma medida universalmente aceite, nem considerada viável independentemente das situações (em todas situações), esta técnica, que remonta aos anos 70, voltou a merecer interesse nos últimos 10 anos devido ao efeito conjunto dos seguintes motivos: necessidade de responder aos elevados custos decorrentes da climatização dos edifícios, imposições de caudais mínimos de ar novo (exterior) mais exigentes para garantia da qualidade do ar interior e das pressões para que se caminhe para edifícios com consumos quase nulos de energia. Este recente interesse na solução dos tubos enterrados tem resultado em trabalhos de investigação tanto na área experimental como de modelação científica e computacional. A evolução dos programas computacionais de simulação energética dos edifícios faz emergir a necessidade de se construir modelos de cálculo para estimar o desempenho térmico dos tubos enterrados bem como o seu impacto no edifício. Neste capítulo, faz-se uma revisão a alguns modelos desenvolvidos e existentes na literatura que diferem em complexidade, hipóteses consideradas e naturalmente nos resultados alcançados.

No entanto, faz-se também uma revisão a casos de estudo implementados pois permitem recolher informações úteis acerca do real potencial desta solução, considerações de montagem, funcionamento e formas de controlo e experiências sobre a qualidade do ar insuflado.

Em termos de modelação, os principais aspetos a considerar consistem na estimativa da temperatura do solo à profundidade de instalação dos tubos e na sua utilização como condição fronteira no balanço energético ao tubo para calcular a transferência de calor no tubo. Genericamente, a temperatura do solo é calculada em função da temperatura exterior introduzindo-se um fator de amortecimento da sua amplitude térmica que resulta em valores quase constantes a partir

de uma certa profundidade. O modelo para cálculo da temperatura não perturbada do solo apresentado por Kusuda *et al* [4], é o modelo clássico, transversal à maioria dos trabalhos desenvolvidos nesta área, e consiste numa função que depende da temperatura média anual da superfície do solo, tempo em horas após início do ano, amplitude anual média da temperatura da superfície do solo, dia a que se verifica o valor mínimo anual da temperatura média diária e da difusividade térmica do solo. O documento da norma europeia EN15241 [5] contém em anexo um modelo simplificado de tubos enterrados, no qual a distribuição da temperatura do solo ao longo do ano é modelada por uma curva sinusoidal baseada na temperatura média anual do ar exterior. Contudo, em relação à temperatura do ar, a temperatura do solo é corrigida em amplitude e deslocada (devido à inércia térmica do solo que retarda o reflexo das condições exteriores no solo) em função da profundidade. As correções fazem-se pelo cálculo de termos para amplitude e atraso cujas funções são polinómios de 3º grau com a profundidade como variável. Independentemente do grau de simplificação ou complexidade dos modelos, o grau de humidade do solo é sempre considerado por afetar significativamente as características térmicas do mesmo.

1.3.1 Modelação

Quanto à modelação das trocas de calor do solo para o ar no tubo podem-se utilizar desde modelos de maior complexidade, transientes que contabilizam o sobreaquecimento do solo e a possibilidade de calor latente associado à condensação e evaporação no tubo, a modelos menos avançados, estacionários e que assumem que a temperatura da parede do tubo é constante. Tzaferis *et al.* [6] apresentam uma revisão de oito modelos de tubos enterrados classificando os algoritmos em dois grupos:

1. Os algoritmos que consideram a convecção do ar no interior do tubo e a condução no solo envolvente. Os dados de entrada necessários são os seguintes:

- Características geométricas do sistema;
- Características térmicas do solo;
- Características térmicas do tubo;
- Temperatura não perturbada do solo durante a operação do sistema.

2. Os algoritmos que apenas calculam o fluxo de calor convectivo entre o ar circulante e o tubo. Neste caso, os dados de entrada são:

- Características geométricas do sistema;
- Características térmicas do solo;
- Temperatura da superfície do tubo.

Seis desses modelos utilizam uma descrição unidimensional estacionária do tubo, permitindo calcular a temperatura de saída a partir da de entrada no tubo. Em nenhum desses modelos é possível contabilizar quer a influência da capacidade térmica da Terra, quer a interação entre os vários tubos num arranjo. Um desses algoritmos divide o terreno envolvente dos tubos em elementos

cilíndricos coaxiais, considera a resistência térmica do mesmo temporalmente-dependente e divide o tubo em segmentos, calculando a temperatura do ar à saída de cada segmento. Noutro algoritmo o balanço de energia em condições estacionárias é resolvido entre um ponto não perturbado no solo e o tubo. Os autores concluem que os diferentes modelos conduzem a resultados comparáveis, apesar do facto de estes oferecerem métodos de solução e discretização diferentes para as mesmas equações.

Os modelos unidimensionais revistos baseiam-se em hipóteses bastante similares tais como: Solo homogéneo e isotrópico, trocas de calor latente desprezadas, e condução desprezável na direção longitudinal (do escoamento) tanto no solo como na parede. As hipóteses em que alguns divergem consistem em considerar, ou não, as resistências térmicas de condução do tubo (pouco influente pelo facto de ser bastante inferior à resistência térmica da convecção), e a condução no terreno envolvente. A condutibilidade do solo confere à segunda hipótese um carácter mais conceptual. Sendo esta baixa, a resistência térmica que impõe não deve ser desconsiderada, e o facto de o fazer representa que se assume que a temperatura do terreno em contacto com o tubo é a temperatura não perturbada do solo àquela profundidade. Logicamente esta hipótese é pouco conservadora e sobrestima o desempenho do sistema de tubos enterrados. Contudo, ter em conta a condutibilidade do solo obriga a que se defina uma distância no exterior dos tubos a partir da qual se considere que o solo não é perturbado pelos tubos. O valor dessa distância não é consensual mas valores na ordem do raio do tubo são considerados razoáveis [7]. Outros aspetos em que os modelos variam são as correlações utilizadas para cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção e do fator de atrito (para o regime turbulento). Contudo, embora as correlações sejam de diferentes autorias, os resultados são comparáveis pelo facto de as condições de funcionamento (número de Reynolds) serem similares.

Modelos mais complexos têm também sido desenvolvidos, estando vocacionados para avaliar o potencial real dos sistemas de tubos enterrados de uma perspetiva mais consistente em termos teóricos e permitindo alcançar resultados mais fidedignos. Contudo, o código destes modelos está reservado aos seus autores, e pela sua maior complexidade sobrecarregam em termos computacionais as simulações. Assim sendo, os projetistas optam por modelos unidimensionais e, normalmente, estacionários que não comprometem o dimensionamento dos sistemas. Os modelos ditos mais complexos distinguem-se dos abordados até agora, por serem transientes, pela forma como a geometria é descrita (2D, 3D, coordenadas polares) e pela forma como incorporam as variações de humidade e efeitos consequentes tanto no solo como no ar. Por exemplo, Deglin D. *et al* [8] desenvolveram um modelo não-estacionário tridimensional de transferências de calor para simular as trocas de calor num sistema de tubos enterrados e combinaram-no com estudos experimentais para analisar a influência de vários parâmetros tais como: diâmetro, comprimento, profundidade, espaçamento, tipo de solo e velocidade de passagem do ar). Neste modelo o tubo e solo circundante são divididos em troços longitudinais, sendo cada troço dividido num número finito de cilindros concêntricos. A transferência de calor do ar para o solo é governada pela diferença de temperaturas

entre ambos, sendo a temperatura de cada superfície cilíndrica de solo calculada em cada passo-de-tempo (análise não-estacionária) a partir do balanço de energia, aplicado às camadas em torno do tubo. A condutibilidade do solo é definida em função da densidade do solo seco e da percentagem de humidade do solo. Nos casos em que o solo atinja temperatura de congelação (0°C), as variações de humidade e a energia associada ao calor latente são contabilizadas e a variação de temperatura da camada calculada. A única camada em que a transferência de calor não é calculada com a condutibilidade do solo, é a primeira camada de solo, imediatamente exterior ao tubo, em que se considera a transferência de calor por convecção, sob a hipótese de a espessura do tubo ser muito fina e portanto a resistência térmica e a acumulação de energia serem desprezáveis.

1.3.2 Casos de Estudo e dados experimentais:

Os casos de estudo realizados para avaliação do potencial dos tubos enterrados na climatização de edifícios demonstram que, como qualquer outra medida passiva, a sua viabilidade técnica está bastante condicionada pelas condições atmosféricas exteriores e pelo tipo de construção dos edifícios.

Desde casos em que o desempenho dos tubos enterrados é considerado duvidoso, a casos em que é totalmente infrutífero, e a outros em que a experiência foi bem-sucedida, é possível encontrar bastantes condicionantes a sistema que conduziram a esses cenários, como se irá apresentar de seguida. Um dos aspetos considerado de indispensável atenção consiste nas estratégias de controlo a utilizar para evitar situações indesejadas tais como: aquecimento no Verão ou arrefecimento no Inverno do ar insuflado, e sobreaquecimento do solo por falta de descanso térmico. Assim sendo, os casos práticos de implementação deste sistema aparecem normalmente acoplados a outras medidas passivas tais como o arrefecimento noturno (*night cooling*), a ventilação natural (*by-pass* com o sistema de tubos) e aproveitamento da energia térmica do ar extraído num recuperador de calor em aquecimento (*HRV – Heat Regenerative Ventilation*). Mais, é praticamente consensual que esta técnica é bastante interessante como forma de amortizar o impacte dos picos nas condições térmicas exteriores e dessa forma reduzir o sobredimensionamento dos equipamentos ativos de climatização.

É na Europa Central que se concentra a maioria dos edifícios equipados com tubos enterrados para climatização, pelo tipo de climas aí verificados, embora em Portugal já se tenha também adoptado este sistema. Os edifícios nos quais se tem aplicado tubos enterrados variam desde edifícios comerciais, de escritórios a residenciais, com resultados também bastante variáveis, como se passa a apresentar:

1) Weilheim, Alemanha [9]

Edifício de escritórios de 1500 m² com um sistema de 180 m de tubos enterrados à sua volta a 2 m de profundidade que foi monitorizado durante 3 anos com COPs médios de 50, 35 e 38 nesses

anos, cobrindo 20% das necessidades de arrefecimento devido aos elevados ganhos térmicos internos. A estratégia de controlo foi: em aquecimento, fazer by-pass dos tubos caso a temperatura do solo fosse inferior à temperatura do ar exterior, e em arrefecimento, fazer by-pass se a temperatura da sala for inferior a 22°C. Ainda assim, ganhos indesejados foram verificados quando as temperaturas exteriores eram inferiores à do solo no Verão.

2) Illinois, EUA [10]

Edifício residencial PassivHaus construído pelo arquiteto Katrin Klingenberg com um sistema de tubos enterrados com 30 m de comprimento e 20 cm de diâmetro. A casa inclui um HRV com registos de controlo que seleccionam entre dois sistemas possíveis de condutas de insuflação, dependendo da temperatura do ar exterior: se esta for baixa, o ar passa pelos tubos enterrados; se for amena é insuflada diretamente do exterior; se alta, é novamente insuflada pelos tubos. Esta estratégia de controlo não foi totalmente bem-sucedida, e, de acordo com [11], na segunda PassivHaus em Illinois, não se avançou para um sistema de tubos enterrados, o que demonstra um revés em termos de confiança nesta solução.

3) Vila do Bispo, Portugal [12] e [13]

Caso de estudo de 3 casas do tipo vivenda, localizadas no sudoeste português, em que se incorporou tubos enterrados para funcionar parte do dia (meio da tarde até início da manhã), monitorizando o seu desempenho e impacte em termos de condições térmicas interiores. Os resultados foram considerados parcialmente inconclusivos por terem sido registados apenas durante 6 meses (de meados de Julho a meados de Janeiro) e porque o terreno tinha sido perturbado recentemente, logo não tinha tido tempo para “assentar”. Não obstante, o estudo mostrou que o sistema de tubos é excelente a remover os máximos e mínimos da temperatura exterior diária, conseguindo fazer a temperatura do ar variar no máximo: -11°C em arrefecimento e +8°C em aquecimento. A potência de arrefecimento média tinha sido estimada em 2.5 kW e a atingida foi avaliada em 4.8 kW. O relatório revela que a razão de se ter optado por não funcionar com o sistema em contínuo foi para permitir a recuperação térmica do solo embora se diga que esta pode não ser necessária. Não se apresentam dados que comprovem esta necessidade no entanto o relatório [12] e [13] menciona um decréscimo do rendimento do sistema quando se usa o sistema vários dias quentes seguidos, devido ao sobreaquecimento do solo.

4) Lisboa, Portugal [14]

O edifício SolarXXI, construído em Lisboa no ano de 2006, é considerado um edifício altamente eficiente à luz da regulação portuguesa e combina várias medidas passivas com tecnologias de energias renováveis. Uma das soluções passivas implementadas consiste na insuflação de ar por tubos enterrados para pré-arrefecimento do ar, sendo este o único mecanismo de arrefecimento do edifício. O sistema de tubos enterrados é constituído por 32 tubos de 30 cm de diâmetro e 15 m de comprimento, instalados a 4.5 m de profundidade onde a temperatura do solo varia entre 13 - 19°C, conferindo um bom potencial de arrefecimento do ar exterior no Verão. O ar circula por convecção natural ou ventilação forçada (cada tubo tem um ventilador de 30 W

associado). Nos dias de verão o ar é insuflado nos gabinetes entre os 22 - 23 °C, resultando num decréscimo da temperatura interior de cerca de 2 - 3 °C. A ventilação natural por infiltração pela fachada e cobertura desempenha um papel fundamental nas condições de conforto no interior, principalmente quando promovida durante a noite no Verão, para remoção da carga térmica acumulada durante o dia.

1.3.3 Considerações gerais sobre a tecnologia:

A tecnologia de tubos enterrados pode ser utilizada tanto em aquecimento como em arrefecimento. Contudo, o funcionamento em arrefecimento é considerado, na maioria das vezes, como mais interessante pelo facto de na situação de aquecimento, a recuperação de energia térmica do ar extraído para o ar insuflado (HRV) ser uma técnica bastante mais madura e sem problemas de controlo. Não obstante, mesmo em aquecimento, os tubos enterrados podem ser uma solução bastante útil para evitar congelação no HRV quando os edifícios se localizam em climas muito rigorosos. Em arrefecimento podem-se distinguir três tipos de aplicações dos tubos enterrados: Arrefecimento para conforto, Arrefecimento de espaço e Arrefecimento auxiliar [15].

No “Arrefecimento para conforto”, o sistema de tubos é usado unicamente para aumentar o conforto no espaço, sem uma capacidade de arrefecimento predefinida. As aplicações típicas são sistemas de ventilação de espaços com taxas de renovação do ar interior e ganhos térmicos internos baixos, nos quais não existem outros sistemas de climatização. Sendo assim, a temperatura do ar insuflado pelos tubos é normalmente inferior à temperatura interior, pelo que a ventilação com os tubos vai arrefecendo o espaço e cumprindo os caudais mínimos de ar novo. Este sistema é particularmente eficiente para remover cargas térmicas exteriores.

No “Arrefecimento de espaço”, a função do sistema de tubos é remover cargas térmicas interiores através da ventilação, logo para elevadas valores destas cargas, um valor elevado de caudal de ventilação é necessário. A capacidade de arrefecimento depende sobretudo da temperatura exterior e das condições do solo. Sob cargas constantes, o desempenho do sistema deteriora-se pela impossibilidade do solo recuperar a capacidade de arrefecimento (devido ao sobreaquecimento). Sendo assim, como medida única de arrefecimento, não é geralmente suficiente para remover níveis constantes de cargas térmicas elevadas. Valores experimentais apontam para um máximo de 30-50 kWh/m²dia com uma taxa de 2 renovações por hora. Assim que a temperatura exterior desce abaixo dos 19°C (por exemplo à noite) deve-se aproveitar para insuflar diretamente esse ar através de um *by-pass* aos tubos, com uma taxa superior a 4 renovações por hora. Este procedimento permite regenerar o sistema de tubos enterrados.

No “Arrefecimento auxiliar”, tal como o nome indica, o sistema de tubos assiste um sistema mecânico (ativo) de arrefecimento, ou vice-versa. Caso haja picos de ganhos térmicos interiores,

estes podem ser absorvidos pelo sistema mecânico e o restante arrefecimento ser feito por meio de ventilação com tubos enterrados. Caso as cargas térmicas sejam superiores, a ventilação e o arrefecimento devem ser separados. Sendo assim, o sistema de tubos enterrados é usado para cumprir os caudais mínimos de renovação de ar, estabelecendo um pré-arrefecimento, enquanto as restantes cargas térmicas são removidas por outro sistema de refrigeração.

Dois dos parâmetros determinantes para o funcionamento satisfatório do sistema de tubos enterrados são o seu posicionamento e a sua dimensão. No que diz respeito ao posicionamento, quanto mais profundo os tubos forem enterrados, maior o amortecimento da temperatura do solo em relação à exterior. No entanto, os custos com as escavações também crescem com a profundidade à qual se instalam os tubos, portanto um compromisso entre estas duas variáveis deve ser estabelecido. Outro fator importante em termos do posicionamento consiste na distância entre tubos instalados. De acordo com o IEA Annex [15], estes devem estar afastados cerca de 1 metro sob pena de haver interferência térmica considerável caso a distância seja menor. Todavia, não apresenta a gama de valores de diâmetros correspondente a este afastamento. É necessário ter também em atenção as transferências de calor pelo chão do edifício quando os tubos são implementados por baixo do edifício.

Quanto à dimensão do sistema, este é dependente do caudal de ar de projeto e da área de implantação disponível. Além destes, há que considerar também a potência de ventilação necessária para se atingir o caudal de ar pretendido, visto que, à medida que o comprimento dos tubos e velocidade de passagem do ar aumentam, esta também aumenta. A mesma referência bibliográfica [15] aponta para uma velocidade máxima de 2 m/s do escoamento para limitar as perdas de carga no sistema. Quanto ao comprimento, o aumento deste parâmetro implica geralmente um aumento do diâmetro para limitar as perdas em linha. Por outro lado, no projeto de tubos de grande comprimento deve ser considerada a expansão térmica do equipamento.

Considerando os tubos enterrados uma medida de ventilação é necessário ter em atenção a qualidade do ar insuflado. O ar à entrada do tubo pode desde logo estar contaminado por partículas suspensas, poluentes de ar não-voláteis (pólen, fungos e bactérias) e fumo de escape dos automóveis. Para reduzir-se a sua concentração, aconselha-se a elevar o ponto de insuflação e a colocar filtros de partículas, desde que a manutenção e limpeza que necessitam seja realizada. Outra vantagem de afastar a insuflação do solo é reduzir a temperatura do ar de entrada, no caso em que se pretenda arrefecimento. Com este fim é também comum colocar vegetação (inodora) nas redondezas da entrada dos tubos assim como afastá-la de superfícies com alta exposição solar. O outro fator determinante para a qualidade do ar interior é o crescimento de bactérias por acumulação de condensados ao longo do tubo, embora, segundo a literatura, seja fácil evitar este problema através do projeto, instalação, operação e manutenção apropriadas do sistema. O tubo deve apresentar baixa rugosidade, de preferência com revestimento “anti-micro-organismos”, alguma

inclinação para escoamento e evacuação de condensados num ponto inferior e junções seladas para evitar que a humidade do terreno penetre, dentro do possível, no sistema.

Em termos de manutenção, a maior atenção deve ser prestada aos filtros para garantir a qualidade do ar interior através da sua limpeza ou substituição monitorizadas pela perda de carga ou colmatação. A impossibilidade, ou elevada dificuldade, em reparar este tipo de sistemas obriga a que não se avance para soluções com maior probabilidade de falharem tais como espessura de tubos mais finas. Pelo contrário, todo o dimensionamento do sistema deve ter como objetivo um ciclo de vida longo (>50 anos).

Conclusões sobre os principais parâmetros de projeto [8]:

- Tipo de solo: A maior eficiência térmica é alcançada por um solo saturado argiloso. Quanto maior for a humidade do solo, maior será a condutibilidade térmica e a transferência de calor latente no inverno.
- Profundidade abaixo do nível do solo: Quanto maior a profundidade, menor será o efeito da variação do ambiente exterior no solo, mas mais elevados serão os custos de instalação;
- Diâmetro do tubo: tubos de menor diâmetro são termicamente mais eficientes mas impõem perdas de carga superiores e requerem instalações maiores. Um compromisso deve ser encontrado entre o custo da instalação e a sua eficiência térmica.
- Velocidade de passagem do ar: a sua diminuição conduz a um aumento da eficiência térmica e a diminuição das perdas de carga. Dependendo do valor de caudal de ar novo pretendido, a diminuição da velocidade do ar tem de ser compensada por um maior número de tubos.
- Comprimento dos tubos: este parâmetro determina a eficiência térmica da instalação mas o seu valor máximo encontra-se limitado pelo custo e perda de carga. Uma eficiência térmica de 100% requereria um tubo de comprimento infinito.

1.4 Contribuição

Em relação aos trabalhos efetuados na área e descritos no Capítulo 1.3, o presente trabalho apresenta as seguintes contribuições:

- Desenvolvimento de uma ferramenta de Pré-Processamento das variáveis com influência no desempenho do permutador de calor Terra-Ar para dimensionamento do arranjo ideal perante os constrangimentos à área de implantação.

- Esta ferramenta pretendeu dar resposta a duas limitações do modelo *Earthtube* do EnergyPlus: impossibilidade de modelar mais que um tubo de permuta, e analisar a potência de ventilação necessária para funcionamento do sistema. Sendo este modelo bastante difundido, foram revistos vários estudos paramétricos que careciam de versatilidade, ficando bastante limitados aos parâmetros desse modelo.
- Finalmente, esta ferramenta permite analisar as trocas térmicas entre o ar e o solo pelos mesmos algoritmos que o módulo *Earthtube*. Sendo assim, uma vez identificado o comprimento do tubo equivalente a um certo arranjo de tubos projetado no Pré-Processador, pode-se utilizar todas as capacidades do EnergyPlus para estudar o impacto do permutador dimensionado no funcionamento do edifício, visto que esse tubo equivalente reproduz com precisão o desempenho do sistema projetado ao longo do ano.

1.5 Organização

No Capítulo 1 enquadra-se o estudo de uma solução passiva de climatização na conjuntura atual e na política de sustentabilidade defendida pelo proprietário do edifício que é caso de estudo neste trabalho, Corinthia Hotel Lisbon. Seguidamente, apresenta-se uma revisão bibliográfica à tecnologia de tubos enterrados para climatização, abrangendo a modelação, casos de estudo e considerações gerais sobre a mesma.

O Capítulo 2 dedica-se à apresentação dos modelos utilizados neste estudo, nomeadamente, o modelo do edifício construído em EnergyPlus, o modelo *Earthtube* usado para avaliar as vantagens deste tipo de ventilação, e por último o modelo do Pré-Processador desenvolvido para o dimensionamento do permutador de calor Terra-Ar.

No que diz respeito ao Capítulo 3, é nele que os resultados das análises conduzidas são apresentados. Em primeiro lugar, apresenta-se uma análise paramétrica a três variáveis de projeto, que culmina com o dimensionamento do sistema considerado ideal para o caso em estudo. De seguida, apresenta-se a identificação desse modelo com um tubo equivalente do modelo *Earthtube* que possibilitou as análises subsequentes do desempenho do permutador no global do edifício por simulações anuais e em dias de projeto conduzidas no EnergyPlus. No final do capítulo, discutem-se algumas estratégias de controlo que otimizariam o desempenho do sistema e desagrega-se as cargas térmicas do edifício pelo balanço energético ao mesmo.

No quarto capítulo, são apresentadas as conclusões acerca das várias fases de estudo pelas quais passou este projeto.

2 Modelação

Existem duas formas básicas de se reduzir os gastos no consumo energético dos edifícios: por um lado, utilizando recursos de energia renováveis e, por outro, aumentando a eficiência energética do edifício. Por forma a garantir um elevado nível de eficiência energética, o edifício deve ser projetado para ser mais económico na sua utilização de energia, nomeadamente, para AVAC, iluminação e abastecimento de água quente.

Aspetos relacionados com transferência de calor, tais como a condução térmica, os fluxos convectivos, a radiação e os fluxos de massa pela envolvente, têm que ser contabilizados de forma apropriada para simular o desempenho térmico do edifício. Através de métodos de simulação computacional consegue-se melhorar a eficiência energética de forma mais exata pelo facto de estes permitirem modelar, com precisão, a interligação de elevada complexidade inerente aos fenómenos mencionados. Para se conseguir perceber os princípios de conservação de energia e estratégias operacionais, existe a necessidade essencial de estudar os fatores que afetam o desempenho energético e as características dos sistemas energéticos do edifício. Os programas atualmente existentes encerram capacidades de simulação energética detalhada do edifício bastante evoluídas, oferecendo uma análise extensiva e sistemática desses fatores através de técnicas de modelação computacionais.

As simulações computacionais são, genericamente, aceites pela maioria dos estudos para avaliar as necessidades energéticas dos edifícios. O Departamento de Energia dos EUA listou 410 ferramentas computacionais em todo o mundo com o intuito de simular, integralmente, os edifícios em termos energéticos [16].

Neste trabalho utilizaram-se duas dessas ferramentas computacionais, DesignBuilder e EnergyPlus, tanto para simular o comportamento energético do edifício com soluções clássicas de climatização como com soluções passivas.

2.1 Introdução ao EnergyPlus e DesignBuilder:

O EnergyPlus é um *software* de simulação energética de edifícios para modelar o aquecimento, arrefecimento, iluminação, ventilação e outros fluxos de energia nos mesmos. Esta ferramenta nasceu da junção das capacidades e potencialidades dos dois programas de simulação mais utilizados nos EUA durante muitos anos: BLAST (patrocinado pelo Departamento da Defesa Americano) e DOE-2 (patrocinado pelo Departamento de Energia Americano), que divergem, essencialmente, no método de cálculo das cargas térmicas. O primeiro utiliza a abordagem dos fatores ponderados, enquanto o segundo utiliza a abordagem do balanço energético.

As capacidades de simulação do EnergyPlus abrangem desde *timesteps* menores que uma hora, módulos de sistemas e equipamentos energéticos com simulações em cada zona baseadas no balanço térmico, fluxos de ar multi-zona, conforto térmico, consumos de água, ventilação natural até sistemas fotovoltaicos. Outra das características desta ferramenta é ser um *software* em código-aberto de estrutura modular que, deste modo, permite a adição de módulos para modelar novas situações. Uma das limitações do EnergyPlus consiste em não fornecer um interface gráfico ao utilizador. Para responder a esta limitação, foi mais tarde criado o programa DesignBuilder que permite o utilizador criar um modelo gráfico 3D do edifício num ambiente informático atrativo e a utilização de bases de dados meteorológicas construídas para mais de 2000 localizações mundiais. O DesignBuilder recorre, contudo, a todos os modelos e métodos de cálculo implementados no EnergyPlus, sendo portanto impossível desassociá-lo do último. Pelo contrário, o EnergyPlus funciona por si próprio, e o modelo do edifício que utiliza pode ser descrito diretamente em código ou importado do DesignBuilder.

Para utilizações correntes, o DesignBuilder é suficiente para descrever todas as soluções normalmente implementadas, e, por conseguinte, a simulação do edifício pode ser conduzida unicamente neste ambiente. O tipo de informação resultante da análise neste *software* resume-se ao tipo de variáveis normalmente consideradas relevantes para o projeto preliminar de edifícios: consumos energéticos associados ao aquecimento e arrefecimento em todas as estações do ano, valores médios das temperaturas interior e das superfícies dos espaços analisados ao longo do ano, entre outras. Outra das potencialidades deste programa é a possibilidade de se utilizar bases de dados de materiais nele integradas para a descrição da envolvente.

Já o EnergyPlus permite o cálculo das cargas nos balanços térmicos; cálculos integrados de cargas, sistemas e equipamentos no mesmo passo-de-tempo; e configurações personalizáveis pelo utilizador para o sistema de AVAC. Além de apresentar uma estrutura modular para tornar simples a integração de novos módulos de simulação por parte de investigadores, os formatos dos dados de entrada e saída do programa são elementares para facilitar o desenvolvimento de ferramentas gráficas de pós-processamento.

2.1.1 Métodos de Cálculos de Energia:

Genericamente, existem duas diferentes abordagens de modelação de edifícios e dos seus sistemas de AVAC: a Clássica (*forward*) e a Inversa (*Data-driven*). Na primeira estratégia o objetivo é prever-se as variáveis de saída de um determinado modelo com estrutura e parâmetros conhecidos. Pelo contrário, na abordagem Inversa, as variáveis de entrada e saída do modelo são conhecidas por medição, e o objetivo é determinar a descrição matemática do sistema e estimar os seus parâmetros. Nesta estratégia, o sistema, ou edifício, já se encontra fisicamente construído e os dados do seu desempenho estão disponíveis para desenvolver, identificar ou validar o modelo. Contudo, a

abordagem clássica é bastante mais usual dado o interesse para o projeto preliminar de sistemas, e é esta a estratégia implementada no EnergyPlus.

O primeiro passo na modelação é a descrição física do edifício, sistema ou equipamento de interesse. Dessa descrição, para o caso dos edifícios, fazem parte a geometria, localização geográfica, características físicas (como por exemplo a espessura e material das paredes), tipo de equipamentos e horários de funcionamento, tipo de sistema AVAC, horários de funcionamento do próprio edifício, entre outras informações que procuram descrever, tão fidedignamente quanto possível, o edifício. Aliando as informações anteriores às condições climáticas exteriores e condições de conforto pretendidas para o interior do edifício, é possível, através da abordagem Clássica, estimar as necessidades de energia médias e máximas do edifício. A descrição do modelo do edifício em estudo neste trabalho é apresentada mais à frente.

Calcular as cargas térmicas sensíveis instantâneas de um espaço trata-se de um passo chave em qualquer simulação energética de um edifício. Como mencionado anteriormente, dois métodos para este cálculo foram defendidos pelos departamentos de Defesa e de Energia dos EUA, o método do balanço térmico e o dos fatores ponderados, respetivamente. Existe ainda um terceiro método, designado por “rede-térmica” (*Thermal Network*), embora este não se encontre universalmente difundido. A carga térmica sensível instantânea de um espaço é o fluxo de calor para a massa de ar contida no mesmo. Esta grandeza, também conhecida como *Cooling Load*, difere dos ganhos térmicos (*Heat Gain*) pelo facto destes incluírem, normalmente, uma componente radiativa que atravessa o ar e é absorvida pelas superfícies do espaço. A carga térmica sensível instantânea de um espaço é inteiramente convectiva: sendo transmitida por convecção tanto na superfície de equipamentos, iluminação e ocupantes, como na superfície das paredes do espaço, as quais absorvem a parcela radiativa da energia das cargas anteriores.

Ambos os métodos, do balanço térmico e dos fatores ponderados, quantificam a condução através de funções de transferência para descrever os ganhos ou perdas térmicas pela envolvente. A principal diferença entre os dois, é o método utilizado para o cálculo da transferência de calor para o espaço subsequente. De acordo com a experiência, os resultados são bastante semelhantes nos dois métodos, tendo os fatores ponderados no método correspondente que ser, especificamente, determinados para cada edifício em análise. Contudo, o método do balanço térmico é uma abordagem mais fundamental e portanto, é este o método utilizado no EnergyPlus. Não obstante, a utilização deste método envolve considerar as seguintes hipóteses simplificativas para todas as superfícies (paredes, janelas, teto e chão) do espaço em estudo:

- Temperatura na superfície uniforme;
- Radiação de altos e baixos comprimentos de onda uniforme;
- Superfícies radiantes difusas;
- Condução de calor unidimensional.

Nos casos em que as hipóteses simplificativas anteriores conduzam a um modelo com precisão inferior à desejada, apenas modelos CFD se apresentam atualmente como solução alternativa.

A abordagem do balanço térmico aplica um volume de controlo na face exterior de cada superfície do edifício, outro na face interior e um terceiro envolvendo o ar confinado em cada zona térmica. As representações gráficas dos volumes de controlo são representadas nas Ilustração 2.1 e Ilustração 2.2 [17].

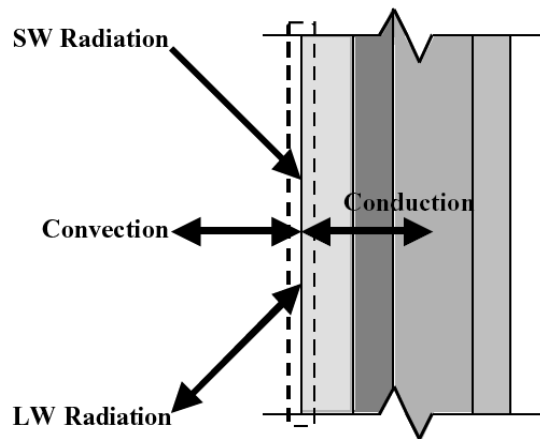


Ilustração 2.1 - Volume de controlo na face exterior da envolvente

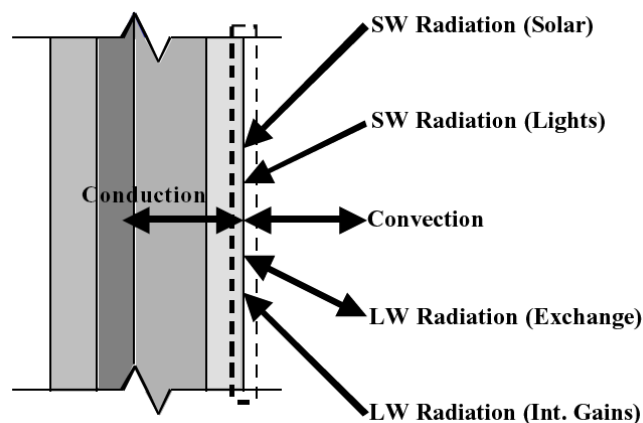


Ilustração 2.2 - Volume de controlo na face interior da envolvente

Nos balanços térmicos das superfícies, exterior e interior, as quatro e seis contribuições, respetivamente, a atuar sobre os volumes de controlo têm de estar equilibradas para o princípio da conservação de energia se verificar. Matematicamente pode-se formular equações 2.1 e 2.2 para os diagramas das Ilustração 2.1 e Ilustração 2.2, referentes às faces exterior e interior, respetivamente.

$$Q_{SWrad} + Q_{LWrad} + Q_{conv} + Q_{cond} = 0 \quad (2.1)$$

Em que:

Q_{SWrad} é o calor absorvido pela superfície devido à radiação solar (curto comprimento de onda),

Q_{LWrad} é o calor trocado pela superfície com a vizinhança (incluindo o solo, o céu, o ar, outros edifícios, vegetação, etc.) por radiação térmica (longo comprimento de onda),

Q_{conv} é o calor trocado entre o ar envolvente e a superfície por convecção,

Q_{cond} é o calor conduzido pelos materiais da parede.

$$Q_{solar} + Q_{SWlngths} + Q_{LWradExch} + Q_{LWradIntGains} + Q_{conv} + Q_{cond} = 0 \quad (2.2)$$

Em que:

Q_{solar} é o calor absorvido na face interior da superfície devido à radiação solar,

$Q_{SWlngths}$ é o calor absorvido pela superfície devido à radiação de curto comprimento de onda proveniente das iluminação interior

$Q_{LWradExch}$ é o valor “líquido” de calor trocado entre a superfície e as restantes superfícies da zona por radiação térmica (longo comprimento de onda)

$Q_{LWradIntGains}$ é o calor absorvido pela superfície devido à radiação de longo comprimento de onda proveniente dos ganhos térmicos interiores tais como pessoas, iluminação e equipamentos.

Q_{conv} é o calor trocado entre o ar da zona e a superfície por convecção,

Q_{cond} é o calor conduzido pelos materiais da parede.

O balanço térmico ao ar interior da zona sob estudo pode ser formulado de duas formas distintas caso se contabilize, ou não, a acumulação de energia no próprio ar, ou seja, a sua inércia térmica. O diagrama com as contribuições térmicas para o ar é apresentado na Ilustração 2.3 [17].

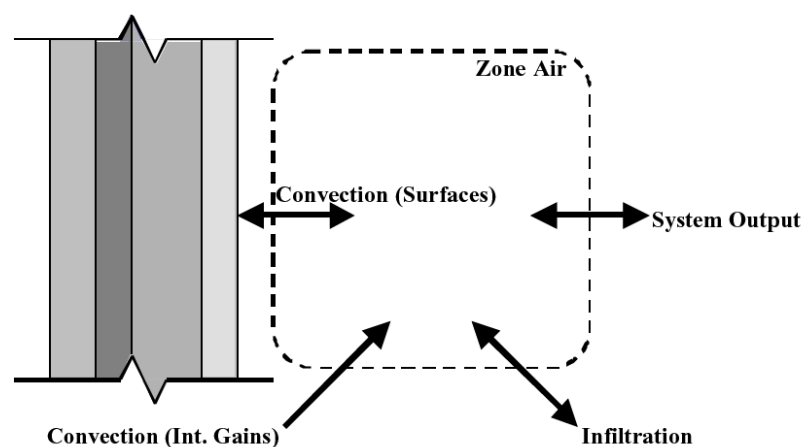


Ilustração 2.3 - Volume de controle ao ar no interior da zona térmica

A formulação que não toma em consideração a inércia térmica do ar é descrita matematicamente pela equação 2.3 de balanço térmico:

$$Q_{conv} + Q_{convIntGains} + Q_{infil} + Q_{sys} = 0 \quad (2.3)$$

Em que:

Q_{conv} é a transferência de calor por convecção entre todas superfícies e o ar no volume de controlo,

$Q_{convIntGains}$ é a contribuição convectiva de calor dos ganhos internos tais como pessoas, iluminação e equipamentos para o ar no volume de controlo,

Q_{infil} é o calor ganho ou perdido pelo ar devido à infiltração de ar exterior,

Q_{sys} é o calor fornecido ou retirado ao espaço devido ao sistema de condicionamento de ar existente.

Na maioria dos casos a equação quasi-estacionária apresentada anteriormente é adequada para resolver o balanço térmico ao volume de controlo. Contudo, caso se pretenda ter em conta a acumulação de energia no ar, o balanço térmico é descrito pela equação 2.4.

$$C \cdot \frac{dT}{dt} = Q_{conv} + Q_{convIntGains} + Q_{infil} + Q_{sys} \quad (2.4)$$

Em que C representa o produto entre a massa de ar no volume de controlo e o seu calor específico a pressão constante, e as restantes variáveis mantêm as definições anteriores.

2.2 Modelo do Edifício

O edifício em análise caracteriza-se por ser uma extensão do atual restaurante do Corinthia Hotel Lisbon, através do qual se pretende aumentar a capacidade em 204 lugares sentados. Para a elaboração do modelo de simulação térmica do edifício, recorreu-se aos desenhos facultados e que são apresentados no Anexo A, e a dados sobre as soluções construtivas da fachada do hotel onde o novo espaço figurará.

2.2.1 Localização geográfica e condições climatéricas

O edifício em estudo será construído no atual jardim do Corinthia Hotel Lisbon, um hotel localizado na cidade de Lisboa, na zona de Sete-Rios (38.75°N, 9.15°E, 57m) como se apresenta na Ilustração 2.4.

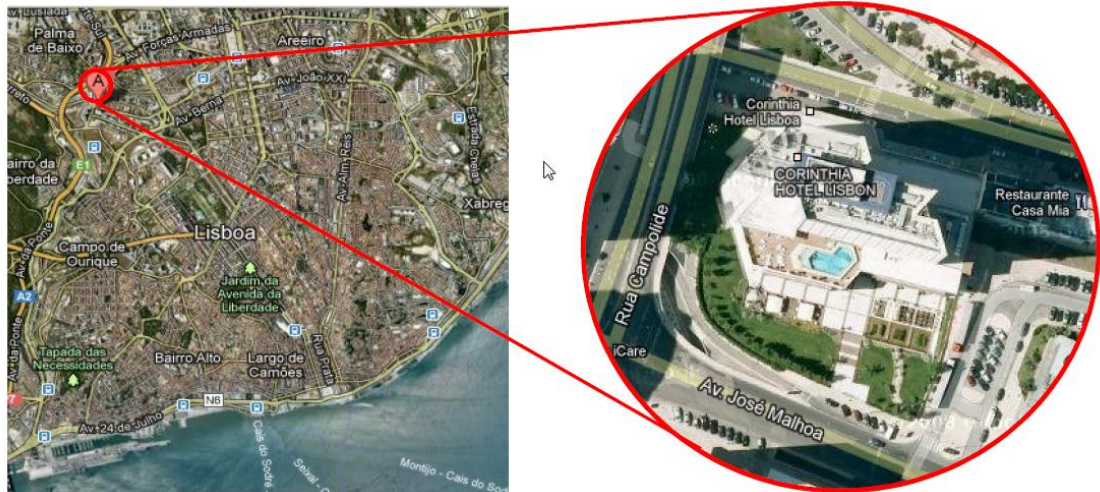


Ilustração 2.4 - Localização geográfica do edifício em estudo

Embora se tenha introduzido as coordenadas GPS atrás mencionadas na simulação, a localização é na realidade definida pelas coordenadas do local onde foram feitas as medições climatéricas do ficheiro de dados climáticos que se introduz para a simulação. No presente trabalho utilizou-se o ficheiro disponibilizado pelo LNEG (ex-INETI) para a região de Lisboa no qual se estabelecem condições climatéricas diárias para um ano típico e condições extremas para projeto de soluções de climatização. No Anexo B apresenta-se a distribuição da temperatura do ar exterior ao longo do ano assim como em condições de projeto.

2.2.2 Modelo da Envolvente

O modelo da envolvente foi desenvolvido no programa DesignBuilder pela, já citada, facilidade de modelação 3D em termos de interface gráfica, tendo resultado no modelo se apresenta na Ilustração 2.6.



Ilustração 2.5 - Desenhos 3D do projeto de ampliação do restaurante

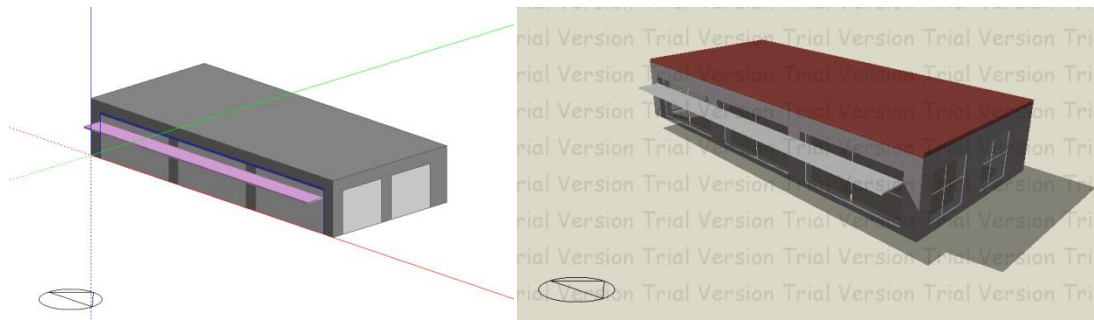


Ilustração 2.6 - Representação gráfica do modelo construído no DesignBuilder

A utilização de uma versão experimental do DesignBuilder (tal como está patente na marca de água da Ilustração 2.6) impossibilitou uma representação fidedigna da aparência do edifício pelo facto de os materiais do programa, utilizados na fachada e cobertura, não terem o aspeto visual das soluções construtivas do hotel. Faz-se a ressalva, contudo, de que esses materiais no programa correspondem às soluções construtivas reais em termos de propriedades físicas e térmicas.

A estrutura do novo edifício é do tipo pórtico com os espaços entre pilares acabados em vãos envidraçados do tipo porta. O facto de o edifício estar orientado a Sul, ou seja, tendo elevada exposição solar, obrigou a que se colocasse uma solução do tipo pala na fachada com esta orientação por forma a minimizar os ganhos térmicos devido à radiação solar. A razão de se posicionar essa pala a um nível inferior à altura do vão envidraçado, consiste em promover iluminação natural na sala. Devido à altitude solar ser mais elevada durante a estação de arrefecimento, a maior parte dos efeitos de aquecimento pela radiação solar são absorvidos pela pala nesta estação.

A simulação térmica do edifício requiere, necessariamente, uma descrição de toda a envolvente, nomeadamente, dimensões, geometria e propriedades térmicas e óticas macroscópicas dos materiais que a constituem. Em termos de dimensões e geometria o edifício terá uma geometria simples retangular com cerca de 187 m² (21,60 x 8,65 m) de área útil (interior) e um pé direito de, aproximadamente, 4 m. A escolha dos materiais para modelar a envolvente foi baseada nas soluções construtivas utilizadas na atual fachada do hotel onde será acoplado este novo espaço. Em termos das superfícies opacas, tanto a alvenaria das paredes (pilares da estrutura – pórtico) como a cobertura e o piso, são construídos em betão, diferindo então no isolamento e acabamento. A Tabela 2.1 resume a composição dos três tipos de soluções utilizadas nas superfícies opacas da envolvente. Representações gráficas destas soluções construtivas podem ser vistas na Ilustração 6.2, do Anexo A.

Tabela 2.1 - Descrição das superfícies opacas da envolvente

Propriedade		Pilares	Cobertura	Piso
U (W/m ² K)		2,339	0,620	1,162
Camada interior	Material	Gesso (Estuque)	Gesso (Teto falso)	Brita
	Espessura (mm)	30	20	100
Camada 2	Material	Betão	Ar	Betão
	Espessura (mm)	300	200	150
Camada 3	Material	-	Betão	Betonilha
	Espessura (mm)	-	200	40
Camada 4	Material	-	Betonilha	-
	Espessura (mm)	-	40	-
Camada 5	Material	-	<i>Roofmate</i> XPS Poliestireno Extrudido	-
	Espessura (mm)	-	30	-
Camada exterior	Material	Granito Vermelho	<i>Leca</i> (agregado leve de argila)	Madeira (pavimento)
	Espessura (mm)	30	40	20

Por outro lado, os vãos envidraçados, que representam cerca de 65% na envolvente lateral exterior do edifício, foram modelados, com as limitações inerentes ao programa, de acordo com as especificações dos atuais vidros utilizados na fachada Sul do hotel, cujas propriedades são apresentadas na Ilustração 6.4, do Anexo A. A Tabela 2.2 resume a constituição da solução adotada para as três fachadas laterais exteriores do edifício.

Tabela 2.2 - Descrição dos vidros da envolvente

Propriedade		Vidros
U (W/m ² K)		1,563
Transmissão solar total		0,583
Transmissão solar direta		0,467
Transmissão de luz		0,666
Camada interior	Material	"Clear glass"
	Espessura (mm)	6
Camada intermédia	Material	Ar
	Espessura (mm)	12
Camada exterior	Material	"Clear glass"
	Espessura (mm)	6

Além da especificação de todos os materiais, o modelo exige que se defina algumas propriedades das superfícies para avaliação térmica das mesmas. Na Tabela 2.3 é apresentado um resumo dessas propriedades, tanto para as superfícies opacas como para os vãos envidraçados do edifício em estudo.

Tabela 2.3 - Caracterização das superfícies da envolvente

Superfície/ Fachada	Solução construtiva	Área (m ²)	Condição de Fronteira Exterior	Exposição solar	Exposição ao Vento
Norte	Envidraçados	86.40	<i>Adiabatic</i>	<i>NoSun</i>	<i>NoWind</i>
Sul	Pilares	27.44	<i>Outdoors</i>	<i>SunExposed</i>	<i>WindExposed</i>
	Envidraçados	58.96			
Este	Pilares	13.54	<i>Outdoors</i>	<i>SunExposed</i>	<i>WindExposed</i>
	Envidraçados	34.60			
Oeste	Pilares	13.54	<i>Outdoors</i>	<i>SunExposed</i>	<i>WindExposed</i>
	Envidraçados	34.60			
Chão	Piso	186.84	<i>Ground</i>	<i>NoSun</i>	<i>NoWind</i>
Teto	Cobertura	186.84	<i>Outdoors</i>	<i>SunExposed</i>	<i>WindExposed</i>

No que diz respeito à modelação térmica da envolvente, os critérios de modelação anteriores (condição de fronteira exterior, exposição solar e exposição ao vento) apresentam-se como os mais relevantes. Juntamente com a solução construtiva, que define o coeficiente de transmissão de calor U (Tabela 2.1 e Tabela 2.2) e com a área, as superfícies ficam termicamente identificadas, cumprindo com os requisitos de utilização dos algoritmos ASHRAE implementados no EnergyPlus.

Uma descrição exaustiva dos algoritmos pode ser consultada nas publicações do *software*, nomeadamente, *EnergyPlus Input Output Reference Document* [18] e *EnergyPlus Engineering Reference Document* [19]. Não obstante, dada a pertinência para a explicação do modelo, apresenta-se de seguida uma descrição superficial de cada uma das opções.

Condição de Fronteira Exterior:

Adiabatic - Para modelar superfícies internas na mesma zona térmica (mesmas condições de conforto). Esta superfície não transfere calor para fora da zona térmica, mas tem capacidade de acumular calor por inércia térmica da sua massa. Apenas a face interior da superfície troca calor com a zona (i.e. duas superfícies adiabáticas seriam necessárias para modelar partições interiores onde ambos os lados da superfície estão a trocar calor com a zona). Uma vez que a superfície Norte do edifício, na situação real, estará aberta para o restaurante existente, as condições de conforto serão, à partida, as mesmas e não haverá trocas consideráveis de calor. Como neste trabalho não se modelou o espaço existente do restaurante, mas apenas o novo espaço, optou-se por modelar esta superfície Norte como adiabática para não permitir trocas de calor com o exterior, já que, na

simulação, o exterior desta superfície seria o meio ambiente, conduzindo a um impacto irrealista sobre a zona. Visto que o modelo *Adiabatic* considera a inércia térmica da superfície, e na realidade esta superfície não existirá, optou-se por modelá-la com uma solução construtiva de Envidraçados por ter menor capacidade de acumulação térmica que qualquer das soluções opacas consideradas.

Outdoors – Para modelar superfícies expostas a condições de temperatura do meio ambiente exterior. Está diretamente ligada aos modelos de Exposição solar e ao vento que são explicados adiante. Utilizou-se este tipo de condição de fronteira para todas as superfícies em contacto com o meio ambiente, que no caso do edifício modelado são as fachadas Este, Oeste e Sul, e ainda a cobertura.

Ground – Para modelar superfícies em contacto com o solo. As temperaturas que este modelo utiliza para a superfície do solo são valores médios introduzidos para cada mês. Neste projeto considerou-se o valor por defeito do programa EnergyPlus, 18°C, constante em todo o ano, e aplicou-se este modelo à superfície do piso o edifício.

Exposição solar:

As superfícies com exposição solar, fachadas laterais Este, Sul e Oeste, são modeladas como *SunExposed*. Pelo contrário, o piso e a fachada Norte, por serem superfícies interiores, não estão expostas à radiação solar e, portanto, são modeladas com *NoSun*.

Exposição ao Vento:

Homologamente à exposição solar, as superfícies interiores não se encontram expostas ao vento e são modeladas como *NoWind*, enquanto as exteriores são modeladas como *WindExposed*. Contudo, especificar uma superfície como *NoWind* acarreta várias implicações em termos de balanço térmico que é pertinente ressaltar. Por um lado, é utilizada a correlação para o coeficiente de convecção exterior mais simples do ASHRAE com velocidade do vento nula. Por outro lado, uma vez que o método simples do ASHRAE não separa os valores da radiação de comprimento de onda longo equivalente para o céu e solo, ao utilizar-se *NoWind* também se elimina as trocas por radiação de longo comprimento de onda do exterior da superfície em causa para o céu e solo. Sendo assim, o único mecanismo de transferência de calor nestas superfícies é convecção simples. Tendo em conta que ambas as superfícies assim modeladas no presente estudo são o piso e a fachada Norte (interior, logo sem interação radiativa com o solo e céu), pode-se considerar que esta hipótese está bem fundamentada.

As superfícies anteriores delimitam uma, e só uma, zona térmica, que em termos de modelação no EnergyPlus fica definida pelos parâmetros da Tabela 2.4.

Tabela 2.4 - Caracterização da zona térmica

Área útil (m ²)	186,84
Altura do teto (m)	4,0
Volume (m ³)	747,36
Algoritmo de Convecção Interior	<i>AdaptiveConvectionAlgorithm</i>
Algoritmo de Convecção Exterior	<i>AdaptiveConvectionAlgorithm</i>

As propriedades geométricas são calculadas automaticamente pelo *software* através da geometria da envolvente, visto que só se definiu uma zona térmica para o edifício. Mais interessante para o presente estudo é quais os algoritmos de convecção, interior e exterior, utilizados na zona em análise. O *AdaptiveConvectionAlgorithm* foi o utilizado por defeito em todas as simulações e é explicado adiante.

2.2.3 Simulação

Na secção do *software* destinada à simulação são definidos os parâmetros que a governam, tais como: algoritmos para convecção interior e exterior, algoritmo para o balanço térmico, intervalos de convergência e passo-de-tempo das simulações. Para todos estes parâmetros foram considerados as opções por defeito do programa, tal como se sintetiza na Tabela 2.5.

Tabela 2.5 - Parâmetros da simulação computacional

Versão	7.0
Algoritmo de Distribuição Solar	<i>FullExteriorWithReflections</i>
Passo-de-tempo (<i>timestep</i>)	4 h ⁻¹
Cálculo de Sombreamento	A cada 20 dias
Tolerância na convergência da Temperatura	0,4°C
Tolerância na convergência das cargas térmicas	4%
Algoritmo de Balanço térmico	<i>ConductionTransferFunction</i>
Algoritmo de Convecção Interior	<i>AdaptiveConvectionAlgorithm</i>
Algoritmo de Convecção Exterior	<i>AdaptiveConvectionAlgorithm</i>

Algoritmo de Distribuição Solar:

Esta opção permite escolher como o EnergyPlus deve tratar a radiação solar e reflexão em superfícies exteriores, que atingem o edifício e, eventualmente, entram na zona térmica. As possibilidades que o programa disponibiliza são: *MinimalShadowing*, *FullExterior*, *FullInteriorAndExterior*, *FullExteriorWithReflections* e *FullInteriorWithReflections*. A opção escolhida

foi a por defeito, *FullExteriorWithReflections*, que contabiliza todos os sombreamentos sobre as superfícies exteriores. Este modelo assume que toda a radiação solar que entra na zona, incide no piso, e portanto, é absorvida de acordo com a absorvidade do mesmo. A radiação refletida pelo piso é adicionada à parcela de radiação difusa transmitida no balanço de energia, que se assume que é uniformemente distribuída pelas superfícies interiores. O balanço térmico à zona é então aplicado a cada superfície e ao ar interior, com a radiação absorvida a ser tratada como um fluxo na superfície.

Algoritmo de balanço térmico:

A versão 7.0 do EnergyPlus oferece vários algoritmos para calcular a transferência de calor e humidade através dos elementos construtivos do edifício. Os algoritmos disponíveis diferem em termos de complexidade, aconselhando-se o *ConductionFiniteDifference*, o *ConductionFiniteDifferenceSimplified* e o *CombinedHeatAndMoistureFiniteElement* apenas para análises com propósitos avançados como investigação nesta área. Alternativamente, o software oferece dois modelos mais simples: *ConductionTransferFunction* e o *MoisturePenetrationDepthConductionTransferFunction*. O modelo utilizado foi o primeiro por ser o algoritmo por defeito do programa e pelo facto do segundo requerer dados em relação às propriedades de humidade dos materiais utilizados. O *ConductionTransferFunction* é um algoritmo que permite calcular o fluxo de calor sensível por uma superfície através de uma equação linear com coeficientes constantes relativamente simples, embora não considere a difusão nem acumulação de humidade. O *EnergyPlus Engineering Reference Document* [18] pode ser consultado para se obter informação mais detalhada acerca dos algoritmos.

Algoritmo de convecção interior:

Vários algoritmos estão disponibilizados na versão 7.0 do EnergyPlus para o cálculo dos coeficientes de convecção em superfícies interiores, nomeadamente, o *Simple*, *TARP*, *CeilingDiffuser*, e o *AdaptiveConvectionAlgorithm*. O algoritmo por defeito no programa é o último, tratando-se de um modelo dinâmico que organiza e seleciona, automaticamente, a correlação que melhor se adequa às condições em análise, entre as seguintes opções: *SimpleBuoyancy*, *In-floor Heating or in-ceiling Cooling*, *Wall Panel Heating*, *Convective Zone Heater*, *Mechanical Central Air Diffuser*, *Mechanical Zone Fan Circulation* ou *Mixed*. Informação mais pormenorizada acerca das correlações e procedimentos de cálculo deste modelo, bem como dos restantes, são facultadas no *EnergyPlus Engineering Reference Document* [18].

Algoritmo de convecção exterior:

Analogamente à situação interior, vários algoritmos são também disponibilizados para o cálculo dos coeficientes de convecção em superfícies exteriores, nomeadamente, o *SimpleCombined*, *TARP*, *MoWITT*, *DOE-2*, e o *AdaptiveConvectionAlgorithm*. Tal como na situação anterior, o algoritmo

por defeito no programa é o *AdaptiveConvectionAlgorithm*, funcionando da mesma forma. Contudo, no caso da convecção exterior, o modelo é bastante mais simples que no caso da interior, existindo apenas uma seleção por tipo de superfície entre as seguintes: *Roof Stable*, *Roof Unstable*, *Vertical Wall Windward*, *Vertical Wall Leeward*. Informação mais pormenorizada acerca das correlações e procedimentos de cálculo deste modelo, bem como dos restantes, são facultadas no *EnergyPlus Engineering Reference Document* [18]. Deixa-se, contudo, a seguinte nota: Em caso de condições exteriores de chuva, e estando a superfície exposta ao vento, o coeficiente de convecção atinge um valor muito elevado ($1000 \text{ W/m}^2\text{K}$) e a superfície fica exposta à temperatura de bolbo-húmido em vez da temperatura ambiente (temperatura de bolbo-seco) [18]. Ambas as temperaturas figuram no ficheiro de dados climáticos utilizado.

2.2.4 Condições de Operação do edifício

Ao efeito das condições ambientes e radiação solar, é necessário juntar aspetos funcionais do edifício tais como a ocupação, ventilação, iluminação, equipamentos entre outros, para se alcançar um modelo que simule de forma fidedigna o comportamento térmico do edifício. Neste projeto optou-se por modelar apenas a ocupação, a ventilação e iluminação como ganhos térmicos internos no espaço.

Ocupação:

De acordo com a planta apresentada na Ilustração 6.3 do Anexo A, a nova sala pretende ter uma lotação máxima de 204 pessoas pelo que no modelo se estabeleceu uma ocupação de 210 pessoas para contabilizar a presença dos funcionários do restaurante. Assumiu-se um funcionamento do restaurante com 100% da ocupação, para condições de projeto, durante 8 horas diárias. O nível de atividade estabelecido foi baixo, semelhante a estar sentado a escrever. Finalmente, para efeitos de balanço térmico, considerou-se que 30% do calor sensível produzido pelos ocupantes é libertado por radiação. A

Tabela 2.6 resume os principais parâmetros relacionados com o modelo de ocupação do hotel.

Tabela 2.6 - Perfil de ocupação do edifício

Ocupação	210 Pessoas
Fração radiante do calor sensível	0,3
Horário de ocupação	Diariamente das 12h às 16h e das 19h às 23h
Nível de atividade dos ocupantes (W/pessoa)	120

Ventilação:

Os caudais mínimos de ventilação de ar novo, para garantia de qualidade de ar interior são regulamentarmente definidos no Anexo VI do RSECE em função do tipo de atividade desenvolvida no espaço [20]. Para o caso de salas de refeições, o regulamento estabelece um valor mínimo de 35 m³/(ocupante · h) de ar novo. No modelo deste edifício estabeleceu-se o valor resultante do produto do caudal mínimo pelo número de ocupantes (210) tanto para insuflação como para extração, para que se mantivesse a sala à pressão atmosférica, e este é apresentado na Tabela 2.7. De forma a garantir que o caudal mínimo de ar novo era efetivamente respeitado, assumiu-se que este seria assegurado unicamente por meios mecânicos, não se tendo contabilizado qualquer infiltração indesejada de ar novo pela envolvente. Uma vez que este projeto trata o estudo do impacte de tubos enterrados na climatização do edifício, modelou-se a insuflação tanto por este tipo de permutador de calor como por sistemas típicos de insuflação. Ao invés, a extração é conseguida apenas por um sistema típico de extração.

Tabela 2.7 - Caudais de Ventilação

Caudal de Insuflação	2,042 m ³ /s
Caudal de Extração	2,042 m ³ /s

Iluminação:

Em termos de iluminação considerou-se um valor de potência de iluminação por unidade de área resultante da estimativa de acordo com a equação 2.5.

$$P = \frac{b}{\eta_e \cdot \eta_s \cdot I_s} = \frac{500}{0.5 \times 80} = 12.5 \frac{W}{m^2} \quad (2.5)$$

Em que:

P é a potência elétrica de iluminação por unidade de área.

b é o nível de iluminação recomendado em *Lux* que toma o valor de 500 *Lux* para trabalho de escritório normal, estudo em bibliotecas, restaurantes, etc.

$\eta_e \cdot \eta_s$ é o produto entre o rendimento do equipamento de iluminação e a eficiência de iluminação da sala, que toma valores típicos entre 0.3 e 0.6 pelo que se assumiu 0.5.

I_s é a intensidade luminosa da fonte de iluminação que apresenta o valor típico de 80 $\frac{lm}{W}$ para soluções de iluminação do tipo *LED*.

Sistema de climatização

O sistema de climatização utilizado na maioria dos espaços do hotel caracteriza-se pela existência de Unidades de Tratamento de Ar (inteiramente novo ou com recirculação), as quais condicionam o ar exterior pelas suas baterias de aquecimento ou arrefecimento até às condições de temperatura pretendida para esses espaços. Nestes espaços existem unidades de condicionamento terminais do tipo Ventilador-convetor que permitem um ajuste final de temperatura. Este seria o tipo de instalação utilizada neste projeto se o EnergyPlus permitisse modelar uma solução em que os tubos enterrados alimentassem uma UTAN. Não existindo essa possibilidade, optou-se por modelar um sistema apenas com Ventilador-convetores a garantir o conforto térmico no espaço em análise, e no qual o ar novo é diretamente insuflado (com passagem ou não pelo permutador de calor Terra-Ar).

A Tabela 2.8 apresenta as características do sistema AVAC considerado, com as quais o EnergyPlus, através de ferramentas de dimensionamento, projetou a sua capacidade tal que cumprisse com as condições de conforto requeridas.

Tabela 2.8 - Caracterização do sistema de climatização

Ventilador-convetor	Temperatura Pretendida para a sala	22°C
	Temperatura do ar após bateria de aquecimento	30°C
	Temperatura do ar após bateria de arrefecimento	14°C
Chiller e Circuito de água refrigerada	Temperatura da água de refrigeração	9°C
	Temperatura da água do condensador	35°C
	COP nominal	4
Caldeira e Circuito de água quente	Temperatura da água de aquecimento	82°C
	Eficiência da caldeira a Gás Natural	0,82

Horários de funcionamento:

Um dos aspetos mais importantes para uma utilização racional da energia é utilizar os sistemas de ventilação e AVAC apenas durante os períodos em que se justifique. No presente projeto assumiu-se que o restaurante funcionará, no máximo, 8 horas por dia, pelo que as simulações computacionais para dimensionar os sistemas de AVAC e avaliar o desempenho térmico do edifício foram executadas para este período de funcionamento. Contudo o arranque dos sistemas de ventilação e AVAC foram modelados para arrancar com uma hora de antecedência em relação aos períodos de funcionamento (i.e., períodos com ocupação), de forma a garantir as condições de conforto térmico desejadas para a sala, aquando do início de funcionamento do restaurante.

A Tabela 2.9 resume os horários considerados para alguns parâmetros do modelo tais como ocupação, ventilação e AVAC, e regulação da temperatura (termostato). Estes horários são a base

para todas as simulações apresentadas no capítulo de resultados, à exceção das referentes à análise de estratégias de controlo, as quais serão especificadas nessa secção.

Tabela 2.9 - Perfil de funcionamento do restaurante e sistemas de climatização e ventilação

		Ocupação	Ventilação e AVAC	Termóstato	
				Aquecimento	Arrefecimento
Época do ano (Verão, Inverno, Férias)		01/01 a 31/12	01/01 a 31/12	01/01 a 31/12	01/01 a 31/12
Tipo de dias (úteis, fim-de-semana, férias)		Todos os dias	Todos os dias	Todos os dias	Todos os dias
Horário de funcionamento diário	0h – 11h	0 <i>pax</i>	<i>Desligado</i>	–	–
	11h – 12h	0 <i>pax</i>	<i>Ligado</i>	22 °C	22 °C
	12h – 16h	210 <i>pax</i>	<i>Ligado</i>	22 °C	22 °C
	16h – 18h	0 <i>pax</i>	<i>Desligado</i>	–	–
	18h – 19h	0 <i>pax</i>	<i>Ligado</i>	22 °C	22 °C
	19h – 23h	210 <i>pax</i>	<i>Ligado</i>	22 °C	22 °C
	23h – 24h	0 <i>pax</i>	<i>Desligado</i>	–	–

Em relação ao parâmetro termostato faz-se a ressalva que as colunas *Aquecimento* e *Arrefecimento* remetem para as condições de funcionamento das baterias de aquecimento e arrefecimento dos Ventiladores-convetores, respetivamente. Ou seja, nos períodos em que o sistema se encontra desligado, não se apresenta qualquer valor para a temperatura objetivo na sala. Em termos do programa EnergyPlus, define-se temperaturas exageradas tais como 100°C para o arrefecimento e 0°C para o aquecimento, para prever o seu não funcionamento.

2.3 Modelo *Earthtube* do EnergyPlus

O modelo implementado no programa EnergyPlus para simulação da estratégia de ventilação através de tubos enterrados, *Earthtube*, foi desenvolvido por Lee e Strand [7]. Esta valência do programa foi utilizada neste projeto para se estudar o efeito da ventilação com ar novo, após trocar calor na sua passagem pelos tubos enterrados, na dinâmica térmica do edifício.

Este modelo baseia-se em algumas hipóteses simplificativas para poder oferecer um tempo de simulação baixo e requerer dados de entrada mínimos, que se adequam ao objetivo do mesmo: oferecer dados para uma fase preliminar de projeto de tubos enterrados englobados num programa de simulação anual. Por forma a comprovar a validade de utilização deste modelo, tendo em conta a precisão requerida no âmbito deste trabalho, apresenta-se de seguida as principais simplificações associadas ao modelo:

- A primeira hipótese é que o escoamento do fluido no interior dos tubos é termicamente e hidrodinamicamente desenvolvido. Esta hipótese pode ser facilmente estabelecida quando o comprimento do tubo é muito superior ao seu diâmetro. Escoamento não-desenvolvido ocorre apenas numa curta secção inicial e não tem grande influência sobre o comportamento térmico quando o tubo é longo. Esta hipótese permite a utilização de uma só correlação consoante o regime de escoamento.
- A hipótese seguinte é que a temperatura não perturbada do solo na vizinhança do tubo pode ser calculada utilizando o modelo desenvolvido por Kusuda e Achenbach [4]. Neste modelo de tubos enterrados utiliza-se esse modelo de temperatura do solo para calcular a temperatura não-perturbada do solo à profundidade do tubo (fora de um anel de terreno onde se considera ainda haver influência do tubo).
- A temperatura do solo na zona não perturbada não é afetada pelo próprio tubo. Esta hipótese permite que a temperatura do solo seja uniforme na direção axial do tubo, ao longo do todo o seu comprimento. Assim a solução do sistema fica bastante simplificada, mas comprometendo a precisão.
- O solo é homogéneo e mantém propriedades térmicas constantes (condução térmica) ao longo de qualquer “passo-de-tempo”. Contudo, em cada “passo-de-tempo”, as propriedades são ajustadas por um valor dependente da temperatura, e mantidas constantes durante o mesmo.
- O fluido é axi-simétrico em qualquer corte de secção reta, e o tubo mantém a área da mesma na direção axial.
- Em cada “passo-de-tempo” o comportamento de transferência de calor pode ser modelado como em regime estacionário.

Para uma ferramenta deste tipo ser útil, os dados de entrada requeridos devem ser de fácil acesso dos utilizadores. Tipicamente, isto consiste em simplificar o modelo para utilizar dados que a maioria das pessoas possa aceder. Este modelo em particular requer, como dados de entrada, propriedades tais como a geometria e condições de funcionamento do sistema, propriedades térmicas do material do tubo, tipo de solo terreno e temperatura anual média à superfície. A Tabela 2.10 resume todos os dados-de-entrada que o modelo exige.

Tabela 2.10 - Dados de entrada requeridos pelo *Earthtube*

Sistema	Caudal de ar (m ³ /s)
	Profundidade de instalação do tubo (m)
	Raio e comprimento do tubo (m)
	Espessura (m) e condutibilidade térmica (W/m.K) da parede do tubo
Solo	Tipo de solo
	Temperatura média à superfície do solo (°C)
	Amplitude da temperatura à superfície do solo (°C)
	Constante de fase da temperatura à superfície do solo (dias)

Para o dado do tipo de solo, esta ferramenta oferece quatro tipos de solo por defeito, dos quais se deve escolher o que melhor descrever a condição do solo na região em estudo. Neste projeto, utilizou-se o *Heavy soil, damp solid masonry* por ser o mais plausível para a zona considerada e pelo facto de apresentar valores médios de propriedades térmicas em relação aos restantes tipos. A Tabela 2.11 apresenta os vários tipos de solo e as propriedades térmicas correspondentes.

Tabela 2.11 - Características térmicas dos tipos de solo disponíveis no *EnergyPlus*

Tipo de solo	k_s (W/m · K)	α_s (m ² /s)
<i>Heavy soil, saturated</i>	2,42	9,04
<i>Heavy soil, damp solid masonry</i>	1,30	6,45
<i>Heavy soil, dry</i>	0,865	5,16
<i>Light soil, dry</i>	0,346	2,80

Os restantes parâmetros acerca do solo (temperatura média, amplitude e constante de fase de temperatura à superfície do solo) podem ser calculados numa rotina auxiliar do EnergyPlus, *CalcSoilSurfTemp*. Esta rotina necessita dos seguintes três dados de entrada:

- Ficheiro de dados climáticos para a região em estudo;
- Tipo de solo de entre os quatro apresentados na Tabela 2.11 para determinar qual a condutibilidade e difusividade térmicas do solo. Por coerência escolheu-se novamente o *Heavy soil, damp solid masonry*;

- Tipo de superfície do solo entre as seguintes hipóteses: *Bare and Wet*, *Bare and Moist*, *Bare and Arid*, *Bare and Dry*, *Covered and Wet*, *Covered and Moist*, *Covered and Arid* e *Covered and Dry*, para determinar o coeficiente de absorção e a fração de taxa de evaporação para a superfície. Mais uma vez, visto que a área de implantação dos tubos não será coberta, e por forma a considerar uma situação nem demasiado conservadora nem irrealista, classificou-se o solo como *Bare and Arid*.

A introdução destes dados de entrada na rotina auxiliar *CalcSoilSurfTemp* resultou nos valores apresentados na Tabela 2.12.

A temperatura média à superfície do solo é aproximada com base nos valores presentes no ficheiro de dados climáticos. A amplitude da temperatura à superfície do solo é calculada pela diferença de temperaturas máxima e mínima anuais registadas no ficheiro de dados climáticos a dividir por dois, enquanto a constante de fase da temperatura à superfície do solo é o tempo compreendido em dias entre o início do ano e o dia do ano em que se regista a mínima temperatura anual. Mais informações referentes à rotina *CalcSoilSurfTemp* podem ser consultadas no *EnergyPlus Auxiliary Programs Document* [21] e *EnergyPlus Engineering Reference Document* [19]

Tabela 2.12 - Dados para cálculo do perfil de temperaturas do solo em profundidade

Temperatura média à superfície do solo (°C)	18,06
Amplitude da temperatura à superfície do solo (°C)	4,77
Constante de desfasamento da temperatura à superfície do solo (dias)	46

Estando os dados de entrada introduzidos, o programa utiliza a temperatura exterior hora-a-hora e uma série de equações para calcular a temperatura de saída do ar dos tubos. Essas equações são descritas de seguida.

A primeira, Equação 2.6, calcula a temperatura do terreno na vizinhança dos tubos enterrados. Esta equação foi desenvolvida do trabalho de Kusuda e Achenbach [4], tendo-se adaptado para servir as valências deste modelo particular. As variáveis nela utilizada são definidas na Tabela 2.13.

$$T_{solo,z} = T_s - A_s \cdot e^{-z \cdot \sqrt{\frac{z}{360 \cdot \alpha_s}}} \cdot \cos \left[\frac{2 \cdot \pi}{365} \cdot \left(t - t_{shift} - \frac{z}{2} \cdot \sqrt{\frac{365}{\pi \cdot \alpha_s}} \right) \right] \quad (2.6)$$

Tabela 2.13 - Descrição das variáveis utilizadas para calcular a temperatura do solo em profundidade

Símbolo	Descrição	Unidade
$T_{solo,z}$	Temperatura do solo à profundidade de instalação dos tubos	°C
T_s	Temperatura anual média à superfície do solo	°C
A_s	Amplitude da temperatura à superfície do solo	°C
z	Profundidade de instalação dos tubos	°C
α_s	Difusividade térmica do solo	m ² /dia
t	Instante da simulação	dia
t_{shift}	Constante de desfasamento da temperatura à superfície do solo (i.e. 46 = 16 de Fevereiro)	dia

Tendo a temperatura não-perturbada do solo à profundidade de instalação dos tubos calculada, a análise pode-se focar no fluido. Para definir o interface fluido-tubo, um coeficiente de convecção é necessário. A correlação (não listada neste trabalho) é função do fluido (ar) e do regime de escoamento (laminar ou turbulento). Para fluidos típicos como ar ou água (visto que este algoritmo também se pode utilizar para permutadores de calor Terra-Água), existem variadas correlações disponíveis na literatura comum a transferência de calor e escoamento de fluido. Qualquer que seja a correlação utilizada, o resultado é o coeficiente de convecção, h , que é utilizado nos cálculos seguintes.

Tendo a informação relativa ao solo, ao tubo e ao fluido identificada, pode-se avançar para os passos seguintes da simulação. Primeiro, as resistências térmicas de cada material e, conseqüentemente, a resistência total à transferência de calor, são calculadas através das seguintes equações:

$$\text{Resistência de convecção} : R_c = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot h} \quad (2.7)$$

$$\text{Resistência de condução na parede do tubo} : R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_p} \cdot \ln \frac{r_1 + r_2}{r_1} \quad (2.8)$$

$$\text{Resistência de condução no solo} : R_s = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_s} \cdot \ln \frac{r_1 + r_2 + r_3}{r_1 + r_2} \quad (2.9)$$

$$\text{Resistência de condução total} : R_t = R_c + R_p + R_s \quad (2.10)$$

$$\text{Coeficiente global de transferência de calor} : U_t = \frac{1}{R_t} \quad (2.11)$$

Aplica-se depois o balanço térmico a um troço diferencial do tubo, onde a transferência de calor para o ar é igualada à capacidade de acumulação de calor do mesmo. De acordo com a simplificação anteriormente mencionada, de que a temperatura não-perturbada do solo é constante na direção axial do tubo, a temperatura de saída do ar é calculada por uma expressão simples, função do coeficiente total de transferência de calor, propriedades do fluido, temperatura de entrada do fluido no tubo, temperatura não-perturbada do solo e do comprimento do tubo. Por simplificação,

define-se, na Equação 2.12, um termo intermédio que ao ser calculado permite simplificar a expressão de cálculo da temperatura final de saída do ar que é apresentada na Tabela 2.15.

$$A = \frac{\dot{m}_f \cdot C_p \cdot \ln|T_{f,i} - T_{solo,z}| - U_t \cdot L}{\dot{m}_f \cdot C_p} \quad (2.12)$$

O desenvolvimento deste termo intermédio pode ser consultado no artigo de Lee e Strand [7]. As variáveis utilizadas nas Equações 2.7 a 2.12 são apresentadas na Tabela 2.14

Tabela 2.14 - Descrição das variáveis utilizadas para o cálculo das resistências térmicas do modelo

Símbolo	Descrição	Unidade
r_1	Raio interior do tubo	m
r_2	Espessura da parede do tubo	m
r_3	Distância a partir da parede exterior do tubo além da qual se assume o solo como não-perturbado. O programa impõe $r_3 = r_1$.	m
R_c	Resistência de convecção	m · K/W
R_p	Resistência de condução na parede do tubo	m · K/W
R_s	Resistência de condução no solo	m · K/W
R_t	Resistência total	m · K/W
U_t	Coeficiente global de transferência de calor linear	W/(m · K)
\dot{m}_f	Caudal mássico do escoamento	kg/s
C_p	Capacidade térmica mássica do fluido	J/(kg · K)
$T_{f,i}$	Temperatura de entrada do fluido nos tubos	°C
$T_{solo,z}$	Temperatura do solo à distância z em profundidade	m
L	Comprimento do tubo	m

Utilizando o termo intermédio da Equação 2.12, a temperatura de saída do fluido do tubo pode ser calculada baseando-se nos diferentes cenários relativamente à temperatura de entrada do fluido, $T_{f,i}$, e à temperatura do solo à profundidade do tubo, $T_{solo,z}$, tal como apresentado na Tabela 2.15. A taxa de transferência de calor no tubo pode ser calculada pela Equação 2.13.

$$d\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot C_p \cdot (T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (2.13)$$

Tabela 2.15 - Equações para o cálculo da temperatura de saída do ar dos tubos consoante o cenário

Cenário	Equação
$T_{f,i} > T_{solo,z}$	$T_{f,o}(L) = T_{solo,z} + e^A$
$T_{f,i} < T_{solo,z}$	$T_{f,o}(L) = T_{solo,z} - e^A$
$T_{f,i} = T_{solo,z}$	$T_{f,o}(L) = T_{solo,z}$

2.4 Modelo do Pré-Processador

Este trabalho envolveu o desenvolvimento de uma rotina em VBA que se designou por Pré-Processador, e que consiste num programa para dimensionamento de permutadores de calor Terra-Ar do tipo tubos enterrados, tal como esquematicamente apresentado na Ilustração 2.7. Este programa surgiu da necessidade de colmatar as seguintes limitações do modelo *Earthtube* do EnergyPlus:

- Impossibilidade de modelar mais do que um tubo enterrado, pelo que seria impossível dimensionar um sistema de arranjo de tubos.
- Impossibilidade de avaliar as necessidades de ventilação mecânica de uma forma criteriosa para estimar a potência de ventilação. Sendo esta energia o preço a pagar para o funcionamento do sistema, é necessário avaliar qual o melhor compromisso entre potência térmica trocada pelo ar e a potência de ventilação.

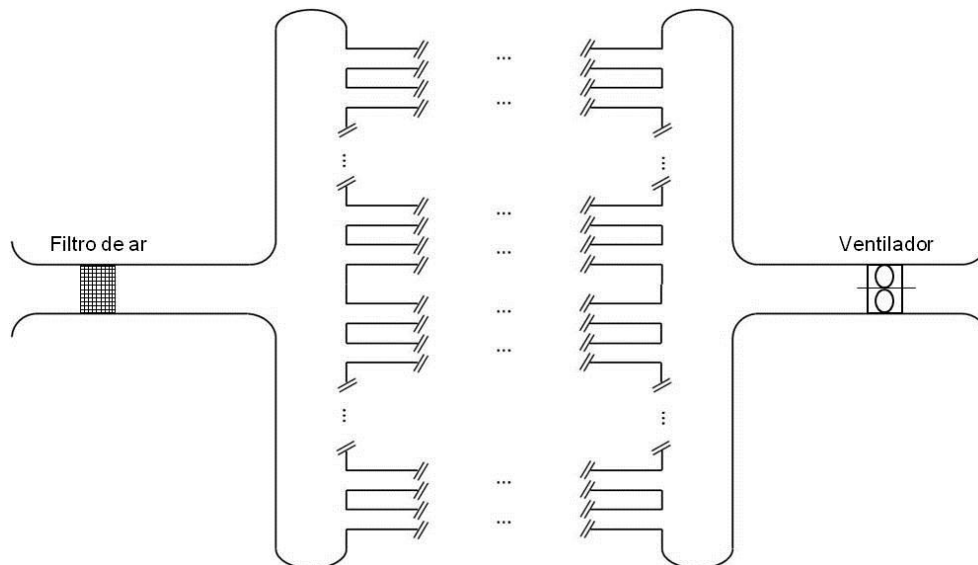


Ilustração 2.7 - Esquema genérico do permutador de calor Terra-Ar

Com o desenvolvimento desta ferramenta, foi possível fazer-se um estudo paramétrico às principais características do sistema (diâmetro, comprimento, caudal, velocidade do escoamento) para se compreender a sua influência no desempenho do mesmo.

Essencialmente, o modelo implementado baseou-se, em termos térmicos, no algoritmo de cálculo da temperatura de saída do ar dos tubos que foi descrito anteriormente para o *Earthtube* do EnergyPlus. Contudo, considerou também o cálculo das perdas de carga no sistema e, conseqüentemente, a potência de ventilação. Para tal, seguiu-se o guia de dimensionamento de condutas da ASHRAE [22]. Às hipóteses simplificativas enunciadas aquando da apresentação do modelo *Earthtube*, acrescem as seguintes:

- Considera-se que o sistema de tubos enterrados consiste num único tubo de entrada vertical que conduz o ar até um coletor horizontal, perpendicular ao eixo dos tubos enterrados, onde o caudal de ar se separa para atravessar os n tubos do sistema em direção ao coletor de saída (semelhante ao de admissão). Um tubo vertical igual ao de entrada assegura o transporte de ar até ao espaço a climatizar.
- A secção reta do tubo vertical de entrada é calculada em cada simulação, tal que o caudal total de ar pretendido para o sistema seja escoada neste tubo de admissão a uma velocidade típica nas unidades de tratamento de ar de 2 m/s. Este valor foi escolhido de forma a poder-se utilizar um coeficiente de perda de carga típico dos filtros usados nas UTAs.
- O tubo vertical de saída do ar para a sala apresenta secção igual à do tubo de entrada.
- O número n de tubos do sistema é o número máximo inteiro resultante da seguinte expressão: $n = \frac{W}{3 \cdot D}$, em que W é a dimensão transversal da área disponível para implantação do sistema e D é o diâmetro dos tubos do permutador de calor. Assume-se que se procurará tirar partido da máxima área disponível de implantação, para se colocar tubos suficientes que garantam a insuflação do caudal de ar novo pretendido a velocidades razoáveis. As velocidades de passagem do ar nos tubos é otimizada em termos de transferência de calor pela variação do diâmetro D . Assume-se também, em consonância com a hipótese colocada no modelo Earthtube, que existe um anel de solo com espessura igual ao raio do tubo (Ver Tabela 2.13) fora do qual a temperatura do solo é não-perturbada. Para tornar a análise mais conservadora em termos da interferência térmica entre os tubos, os seus eixos são afastados de uma distância igual a $3 \cdot D$, ou seja, para tubos com diâmetro de 0.5 m o intervalo entre as suas faces é de 1 m, valor que foi apontado como suficiente em [15].
- Em relação ao comprimento do sistema de tubos, este também foi maximizado para tirar total partido da dimensão longitudinal da área de implantação.
- As perdas de carga contabilizadas para estimativa da potência do ventilador (colocado no tubo de saída, imediatamente antes da abertura para a sala) foram perdas concentradas e em linha. As perdas concentradas consideradas foram: o efeito de entrada no tubo vertical de admissão, o filtro de ar colocado imediatamente a seguir a essa entrada, a saída do ar do tubo vertical de admissão para o coletor, a entrada do ar (proveniente do coletor) nos tubos de permuta de calor, a saída do ar dos tubos de permuta de calor para o coletor de saída, a entrada do ar (proveniente do coletor) no tubo de saída para a sala e, por último, o efeito de saída do ar para a sala. Quanto às perdas de carga em linha, considerou-se as resultantes da passagem pelo ar nos troços verticais e nos tubos de permuta de calor.
- A pressão dentro da sala foi considerada igual à pressão exterior, pelo que a potência do ventilador foi estimada de forma iterativa para que, juntamente com o efeito de impulsão térmico resultante do aquecimento (quando o sistema estiver a funcionar neste perfil), vença as perdas de carga, acima mencionadas.
- Não se considerou transferência de calor nos troços verticais do sistema nem nos coletores, por não se ter modelado a distribuição da temperatura do solo em profundidade e a área dos tubos verticais em relação ao caudal ser menor que nos tubos horizontais. Para a

temperatura não-perturbada do solo, utilizou-se valores retirados do EnergyPlus para situações em que a temperatura exterior fosse a utilizada na simulação com o pré-processador.

- As propriedades termofísicas do ar foram calculadas de acordo com correlações que são apresentadas adiante, contemplando a percentagem de humidade no ar por uma questão meramente teórica dada a pouca influência na gama de temperaturas consideradas. Os valores das propriedades que dependem da temperatura e/ou pressão são, nesta rotina, atualizadas sempre que se registre uma variação no valor médios destes parâmetros. Não se considerou a possibilidade de condensação ou evaporação no interior dos tubos.

Tal como referido anteriormente, uma das razões que conduziu ao desenvolvimento deste pré-processador foi o objetivo de se estudar o efeito de alguns parâmetros no funcionamento do sistema, nomeadamente, o diâmetro, comprimento e velocidade média do escoamento no tubo. Sendo assim, dependendo do tipo de análise, os dados de entrada requeridos nem sempre são os mesmos por fazer-se variar, automaticamente, o parâmetro desejado. Contudo, na Tabela 2.16 apresenta-se todas as variáveis necessárias para o programa satisfazer o seu intuito inicial: estimar a potência térmica trocada, temperatura de insuflação do ar na sala e potência de ventilação necessária de acordo com a geometria do sistema e condições ambiente exteriores.

Tabela 2.16 - Listagem das variáveis utilizadas pelo programa Pré-Processador

Símbolo	Descrição	Unidade
D	Diâmetro dos tubos de permuta de calor	m
e	Espessura da parede dos tubos enterrados	m
g	Constante de aceleração gravítica	m/s^2
H	Profundidade de instalação dos tubos enterrados	m
k_{solo}	Condutibilidade térmica do solo	$W/(m \cdot K)$
k_t	Condutibilidade térmica do material constituinte da parede do tubo	$W/(m \cdot K)$
L	Comprimento da área disponível para implantação do sistema	m
P_{atm}	Pressão atmosférica	kPa
T_{ext}	Temperatura ambiente exterior	°C
T_{solo}	Temperatura do solo à profundidade de instalação dos tubos	°C
\dot{V}	Caudal volumétrico total de projeto	m^3/s
W	Largura da área disponível para implantação do sistema	m
ΔL	Comprimento de subdivisão do troço horizontal para cálculo de transferência de calor	m
ε	Rugosidade do material constituinte da parede do tubo	m
ω_{ar}	Humidade absoluta exterior	Kg_v/Kg_a

As propriedades termofísicas do ar necessárias para os cálculos efetuados em termos de transferência de calor no Pré-Processador, bem como as correlações utilizadas, são apresentadas de seguida. Contudo, a presença de humidade no ar exterior obriga a que sejam calculadas, primeiro, as frações volumétricas de ar seco e vapor.

- Frações volumétricas, calculadas com base na humidade específica exterior, e mantidas constantes durante a análise.

$$\text{Pressão parcial de vapor} : p_{vapor} = \frac{P_{ar}}{1 + \frac{0.622}{\omega_{ar}}} \quad (2.14)$$

$$\text{Pressão parcial de ar seco} : p_{arSeco} = P_{ar} - p_{vapor} \quad (2.15)$$

$$\text{Fração volumétrica de vapor} : y_{vapor} = \frac{p_{vapor}}{P_{ar}} \quad (2.16)$$

$$\text{Fração volumétrica de ar seco} : y_{arSeco} = \frac{p_{arSeco}}{P_{ar}} \quad (2.17)$$

- Massa volúmica ou densidade do ar (com humidade), calculada pela lei dos gases perfeitos com a massa molar do ar húmido.

$$\text{Massa molar do ar húmido} : M_{ar} = y_{arSeco} \cdot M_{arSeco} + y_{vapor} \cdot M_{vapor} \quad (2.18)$$

$$\text{Massa volúmica do ar húmido} : \rho = \frac{M_{ar} \cdot P_{ar}}{R \cdot (T_{ar} + 273.15)} \quad (2.19)$$

- Calor específico do ar húmido para evolução a pressão constante.

$$\text{Calor específico do ar} : C_{par} = \frac{(C_{parSeco} + \omega_{ar} \cdot C_{pvapor})}{1 + \omega_{ar}} \quad (2.20)$$

- Condutibilidade térmica do ar (com humidade), calculada pela ponderação das frações mássicas de ar seco e vapor.

$$\text{Fração mássica de vapor} : x_{vapor} = y_{vapor} \cdot \frac{M_{vapor}}{M_{ar}} \quad (2.21)$$

$$\text{Fração mássica de de ar seco} : x_{arSeco} = y_{arSeco} \cdot \frac{M_{arSeco}}{M_{ar}} \quad (2.22)$$

$$\text{Condutibilidade térmica do ar húmido} : k_{ar} = x_{arSeco} \cdot k_{arSeco} + x_{vapor} \cdot k_{vapor} \quad (2.23)$$

- Viscosidade dinâmica do ar (com humidade), calculada por uma simplificação da fórmula de Wilke [23].

$$\text{Viscosidade din\u00e2mica do ar h\u00famido} : \mu_{ar} = \sum_i \frac{\mu_i}{1 + \frac{1}{x_i} \cdot \sum_{j \neq i} \frac{x_j \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{M_i}{M_j} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2}{2\sqrt{2} \cdot \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (2.24)$$

i = arSeco, vapor
j = arSeco, vapor

As vari\u00e1veis utilizadas nas Equa\u00e7\u00f5es 2.14 a 2.24 s\u00e3o descritas e o seu m\u00e9todo de c\u00e1lculo (ou valor constante) apresentado na Tabela 2.17.

Tabela 2.17 - Lista de vari\u00e1veis e m\u00e9todos de c\u00e1lculo das propriedades termof\u00edsicas do ar

S\u00edmbolo	Descri\u00e7\u00e3o	Constante ou f\u00f3rmula [unidade]
$C_{parSeco}$	Calor espec\u00edfico do ar seco	$1,0622 + A_1 \cdot T_{ar}^5 + A_2 \cdot T_{ar}^4 + A_3 \cdot T_{ar}^3 + A_4 \cdot T_{ar}^2 + A_5 \cdot T_{ar}$ [J/(kg \u00b7 K)] $A_1 = -2 \times 10^{-10}$, $A_2 = -2 \times 10^{-8}$, $A_3 = 10^{-7}$, $A_4 = 0,0004$, $A_5 = 0,0185$
C_{pvapor}	Calor espec\u00edfico do vapor	$1,2 \cdot T_{ar} + 1882,2$ [J/(kg \u00b7 K)]
k_{arSeco}	Condutibilidade t\u00e9rmica do ar seco	$8 \times 10^{-5} \cdot T_{ar} + 0,0236$ [W/(m \u00b7 K)]
k_{vapor}	Condutibilidade t\u00e9rmica do vapor	$(0,0659 \cdot T_{ar} + 16,96) \times 10^{-3}$ [W/(m \u00b7 K)]
M_{arSeco}	Massa molar do ar seco	28,97 [kg/kmol]
M_{vapor}	Massa molar do vapor	18,02 [kg/kmol]
R	Constante universal dos gases perfeitos	8,314 [kJ]/(kmol \u00b7 K)]
μ_{arSeco}	Viscosidade din\u00e2mica do ar seco	$[A_1 \cdot (T_{ar} + 273,15)^2 + A_2 \cdot (T_{ar} + 273,15) + 1,7529] \times 10^{-7}$ [kg/(m \u00b7 s)] $A_1 = -0,0004$, $A_2 = 0,7389$
μ_{vapor}	Viscosidade din\u00e2mica do vapor	$(0,0281 \cdot T_{ar} + 9,1806) \times 10^{-6}$ [kg/(m \u00b7 s)]

A metodologia de c\u00e1lculo do pr\u00e9-processador \u00e9 apresentada adiante e divide-se em tr\u00eas sec\u00e7\u00f5es principais: o tro\u00e7o vertical descendente, o permutador de calor enterrado e o tro\u00e7o vertical ascendente. Dado o facto do m\u00e9todo de c\u00e1lculo ser transversal nestas tr\u00eas sec\u00e7\u00f5es, para o c\u00e1lculo de perdas de carga em linha e concentradas, as f\u00f3rmulas utilizadas s\u00e3o apresentadas de seguida.

Perdas de carga concentradas:

$$\Delta P_{k_i} = K_i \cdot \frac{1}{2} \rho_{ar} V_{ar}^2 \quad (2.25)$$

Em que:

K_i é o coeficiente de perda de carga concentrada devido ao elemento i .

V_{ar} é a velocidade do ar à passagem pelo elemento i em m/s.

Perdas de carga em linha:

$$\Delta P_{l_i} = f_i \cdot \frac{L_i}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho_{ar} V_{ar}^2 \quad (2.26)$$

Em que:

f_i é o fator de atrito no troço i .

L_i é o comprimento do troço i em m.

O fator de atrito f é calculado pelas seguintes expressões, de acordo com o regime de escoamento no interior do tubo (função do número de Reynolds, Re):

- Laminar ($Re \leq 2300$), relação teórica

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.27)$$

- Transição laminar-turbulento ($2300 < Re < 4000$), interpolação linear:

$$f = \frac{Re - 2300}{1700} \cdot f_{lam} + \frac{4000 - Re}{1700} \cdot f_{turb} \quad (2.28)$$

com f_{lam} calculado substituindo $Re = 2400$ na equação 2.27,
e f_{turb} por substituição de $Re = 4000$ na equação 2.29

- Turbulento ($Re \geq 4000$), fórmula de Colebrook, resolvida iterativamente:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot f^{1/2}} \right) \quad (2.29)$$

Como mencionado anteriormente, a metodologia de cálculo divide-se em três secções, que são aqui detalhadas.

Troço vertical descendente:

Nesta secção analisa-se o percurso do ar desde o exterior até ao coletor de admissão. Este percurso é caracterizado pela presença de elementos na tubagem que promovem perdas de carga, nomeadamente, a entrada do tubo, o filtro, o próprio tubo e a saída para o coletor. As condições do ar à entrada do tubo, temperatura e pressão, são as condições do ambiente exterior pedidas como dados de entrada da rotina. Não se contabilizando a transferência de calor neste troço, os cálculos

nesta secção resumem-se à perda de carga. A Tabela 2.18 sintetiza os coeficientes de perda de carga concentrada retirados do guia de dimensionamento de condutas da ASHRAE [22].

Tabela 2.18 – Coeficientes de perda de carga concentrada para troço vertical descendente

Descrição	Valor ou fórmula de cálculo
Entrada no tubo de admissão	0,5
Filtro	20
Saída para coletor de admissão (divergência)	$\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$
Entrada nos tubos de permuta (convergência)	<p>Se $0,8 \leq \frac{A_3}{A_2} < 1$, $\frac{1}{0,813 \cdot (1 - A_3/A_2)}$</p> <p>Se $0,5 \leq \frac{A_3}{A_2} < 0,8$, $\frac{1}{0,681 \cdot (0,8 - A_3/A_2)}$</p> <p>Se $0,1 \leq \frac{A_3}{A_2} < 0,5$, $\frac{1}{0,624 \cdot (0,5 - A_3/A_2)}$</p> <p>Se $\frac{A_3}{A_2} < 0,1$, $\frac{1}{0,624} - 1$</p>

Em que:

A_1 é a área da secção reta do tubo descendente de entrada.

A_2 é área da projeção horizontal do coletor de admissão

A_3 é a área resultante da soma das áreas de todos os tubos enterrados do permutador

A perda de carga em linha neste troço é calculada recorrendo às Equações 2.26 e 2.27, 2.28 ou 2.29 (consoante o regime do escoamento), com o Re calculado com o diâmetro do tubo de admissão (que, como exposto nas hipóteses simplificativas, é tal que a velocidade de passagem seja 2 m/s para o caudal especificado).

Permutador de calor enterrado:

A análise da secção anterior contempla o percurso do ar até imediatamente depois do ar entrar nos n tubos que constituem a área de permuta de calor. A partir deste momento, o modelo contempla a transferência de calor entre o ar no tubo e o terreno circundante, fazendo a análise para um único tubo e extrapolando os resultados para os n tubos.

O tubo é subdividido de acordo com o valor do ΔL introduzido, e em cada subdivisão, resolve-se iterativamente a equação 2.32, sob as hipóteses de regime estacionário e de temperatura constante no solo envolvente (temperatura não-perturbada do solo à mesma distância que a utilizada no modelo *Earthtube* do EnergyPlus, apresentada na Tabela 2.14) e a Equação 2.26 para avaliar a perda de carga em linha na mesma.

Em cada iteração as seguintes propriedades termofísicas do ar são avaliadas à temperatura e pressão médias entre entrada e saída da subdivisão, até se alcançar a convergência em termos de

temperatura e pressão: massa volúmica, condutibilidade térmica, viscosidade dinâmica, calor específico e, conseqüentemente, difusividade térmica, viscosidade cinemática, e número de Prandtl.

Em termos de coeficientes de transferência de calor, esta análise segue o mesmo modelo apresentado para o *Earthtube* do EnergyPlus, na Tabela 2.14. Para o cálculo do coeficiente de convecção, calcula-se o número de Nusselt, Nu, por uma das seguintes expressões, em função do número de Reynolds, Re.

- Regime laminar ($Re < 3000$), solução exata:

$$Nu = 3,66 \quad (2.30)$$

- Regime transição e turbulento ($3000 < Re < 5 \times 10^6$ e $0.5 \leq Pr \leq 2000$), correlação de Gnielinski:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (2.31)$$

A equação que determina a temperatura à saída de cada subdivisão do tubo é a mesma que já foi apresentada na descrição do modelo *Earthtube*, e que se especifica de seguida:

$$T_{i+1} = T_{solo} - (T_i - T_{solo}) \cdot \exp\left(\frac{-U_t \cdot \Delta L_i}{\rho_{ar} \cdot \dot{V}_{ar_{unitario}} \cdot C_{par}}\right) \quad (2.32)$$

Assim que o processo iterativo converge em cada subdivisão, o cálculo avança para a subdivisão seguinte, sendo as condições do ar à entrada as verificadas à saída da subdivisão anterior.

A taxa de transferência de calor em cada subdivisão do tubo, resulta do balanço energético à mesma, tal como se apresenta na equação

$$\delta \dot{Q}_l = \rho_{ar} \cdot \dot{V}_{ar_{unitario}} \cdot C_{par} \cdot (T_{i+1} - T_i) \quad (2.33)$$

Esta secção de cálculo termina imediatamente antes do ar sair dos tubos de permuta para o coletor de saída. Como a metodologia só analisa a perda de carga em linha e calor trocado com o terreno para um tubo, no final do método, estes dois valores são extrapolados para o sistema total de n tubos.

Troço vertical ascendente:

Esta secção é responsável pela análise ao percurso do ar compreendido entre a saída do permutador e a saída para a sala. O procedimento de cálculo é em tudo semelhante ao do tubo vertical descendente, embora aplicado no sentido contrário, ou seja, desde o coletor de saída até à

saída do tubo. A principal diferença entre os dois tubos verticais trava-se com a existência do filtro de ar no primeiro (maior contribuição para a perda de carga no sistema) e o ventilador no segundo.

As perdas de carga consideradas nesta secção são apresentadas na Tabela 2.19, analogamente às da primeira secção na Tabela 2.18.

Tabela 2.19 - Coeficientes de perda de carga concentrada para troço vertical ascendente

Descrição	Valor ou fórmula de cálculo
Saída para coletor de saída (divergência)	$\left(1 - \frac{A_3}{A_4}\right)^2$
Entrada no tubo de saída (convergência)	<p>Se $0.8 \leq \frac{A_4}{A_3} < 1$, $\frac{1}{0.813 \cdot (1 - A_4/A_3)}$</p> <p>Se $0.5 \leq \frac{A_4}{A_3} < 0.8$, $\frac{1}{0.681 \cdot (0.8 - A_4/A_3)}$</p> <p>Se $0.1 \leq \frac{A_4}{A_3} < 0.5$, $\frac{1}{0.624 \cdot (0.5 - A_4/A_3)}$</p> <p>Se $\frac{A_4}{A_3} < 0.1$, $\frac{1}{0.624} - 1$</p>
Saída para o espaço a climatizar	1

O ventilador encontra-se posicionado imediatamente antes da saída do ar para o exterior. Portanto, o seu dimensionamento é feito de forma iterativa para garantir que com essa última perda de carga, a pressão final do ar seja a pressão do ar ambiente. A elevação de pressão proporcionada pelo ventilador tem de ser suficiente para vencer todas as perdas de cargas acumuladas no sistema. No caso de o sistema funcionar em aquecimento, há que se considerar o efeito de impulsão térmica que reduz a elevação de pressão, efetivamente, requerida ao ventilador. Ao invés, na situação de arrefecimento verifica-se o efeito oposto, pelo que o modelo implementado, também o considerou. A Equação 2.34 permite calcular a redução ou aumento de pressão devido ao efeito de impulsão térmico enquanto as Equações 2.35 e 2.36 permitem avaliar a potência de ventilação necessária.

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{térmico}} &= (\rho_{\text{sala}} - \rho_{\text{tubo}_{\text{entrada}}}) \cdot g \cdot (-H) + (\rho_{\text{sala}} - \rho_{\text{tubo}_{\text{saída}}}) \cdot g \cdot (H) = \\ &= (\rho_{\text{tubo}_{\text{entrada}}} - \rho_{\text{tubo}_{\text{saída}}}) \cdot g \cdot H \end{aligned} \quad (2.34)$$

$$\Delta p_{\text{ventilador}} = \sum_i \Delta P_i - \Delta p_{\text{térmico}} \quad (2.35)$$

$$\dot{W}_{\text{ventilador}} = \frac{\dot{m}_{\text{ar}}}{\rho_{\text{tubo}_{\text{saída}}}} \cdot \Delta p_{\text{ventilador}} \quad (2.36)$$

Nas quais:

g é a constante de aceleração gravítica (9.81 m/s²)

H é a profundidade de instalação dos tubos enterrados, à qual corresponde a diferença de alturas para cálculo do efeito de impulsão térmica.

$\sum_i \Delta P_i$ é a soma de todas as perdas de carga do sistema.

Finalmente, este modelo contabiliza também o calor transferido para o ar devido ao funcionamento do ventilador, estimando, através do rendimento do mesmo, o incremento de temperatura do ar devido ao motor do ventilador. A equação 2.37 foi implementada com esse fim.

$$\Delta T_{ventilador} = \frac{R_{v,r} \cdot \Delta p_{ventilador}}{\rho_{ar} \cdot C_{par}} \quad (2.37)$$

Em que:

$\Delta T_{ventilador}$ é o incremento de temperatura em °C devido à presença do motor do ventilador

$R_{v,r}$ é o rácio de recuperação de potência do ventilador que assume os valores de 0.9 ou 0.6 quando o motor se encontra dentro ou fora do escoamento de ar, respetivamente. Utilizou-se o valor de 0.9.

3 Discussão de Resultados

Neste capítulo faz-se uma exposição com breve explicação dos resultados alcançados por simulação tanto no EnergyPlus como no Pré-Processador. Através do Pré-Processador estudou-se o efeito de vários parâmetros do sistema de tubos no seu desempenho e concluiu-se qual a configuração ótima do mesmo para a utilização pretendida no novo restaurante. Quanto ao EnergyPlus, tirou-se partido das suas capacidades de simulação para avaliar o impacte que as condições de funcionamento (fruto da configuração ótima proveniente do Pré-Processador) teriam no comportamento do edifício, tanto em termos da potência instalada para climatização como da energia despendida com esta necessidade ao longo do ano.

Uma das valências que se implementou no Pré-Processador consistiu em estimar todas as perdas de carga do sistema de tubos subterrâneos, com o principal intuito de projetar o ventilador necessário para as vencer. Na Ilustração 3.1 apresenta-se o esquema planificado do sistema de tubos idealizado, assim como a evolução da pressão total relativa à atmosférica desde um ponto fora do sistema no exterior (ponto mais à esquerda) até um ponto também fora do sistema mas no interior da sala onde o ar novo é insuflado (ponto mais à direita na ilustração). Adicionalmente, a pressão total relativa é decomposta nas suas parcelas estática e dinâmica, e os seus valores são também calculados e apresentados na ilustração.

Faz-se a ressalva de que o esquema apresentado é meramente exemplificativo, pelo que o número de tubos de permuta de calor pode ser variável, assim como as escalas nas dimensões do sistema não são respeitadas.

As características do sistema ensaiado, com influência na evolução da pressão apresentada na Ilustração 3.1, são resumidas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Características do sistema ensaiado para avaliação da evolução pressão no sistema

Número de tubos de permuta (m)	Diâmetro dos tubos de permuta (m)	Comprimento dos tubos de permuta (m)	Caudal de ar Insuflado (m^3/s)	Velocidade de passagem do ar nos tubos (m/s)
19	0,35	20	2,042	1,11

Do gráfico da Ilustração 3.1, conclui-se que as maiores contribuições para a perda de carga no sistema se devem à perda concentrada no filtro de ar e às perdas em linha nos 19 tubos de permuta de calor. Em relação ao filtro, este resultado está de acordo com o expectável devido ao coeficiente de perda de carga do filtro e à velocidade de passagem na conduta de admissão (2 m/s) estabelecidos na descrição do modelo do Pré-Processador (ver Capítulo 2.3). Estes valores são inerentes ao modelo e, por conseguinte, qualquer configuração testada conduziria a uma perda de carga de cerca de 50 Pa no filtro. No que diz respeito às perdas em linha no permutador, este valor está intimamente relacionado ao caudal de ar pretendido e diâmetro dos tubos considerado. Valores

mais baixos do último, para o mesmo caudal de ar, conduzirão a velocidades de passagem nos tubos mais elevadas e, portanto, a perdas de carga em linha mais elevadas.

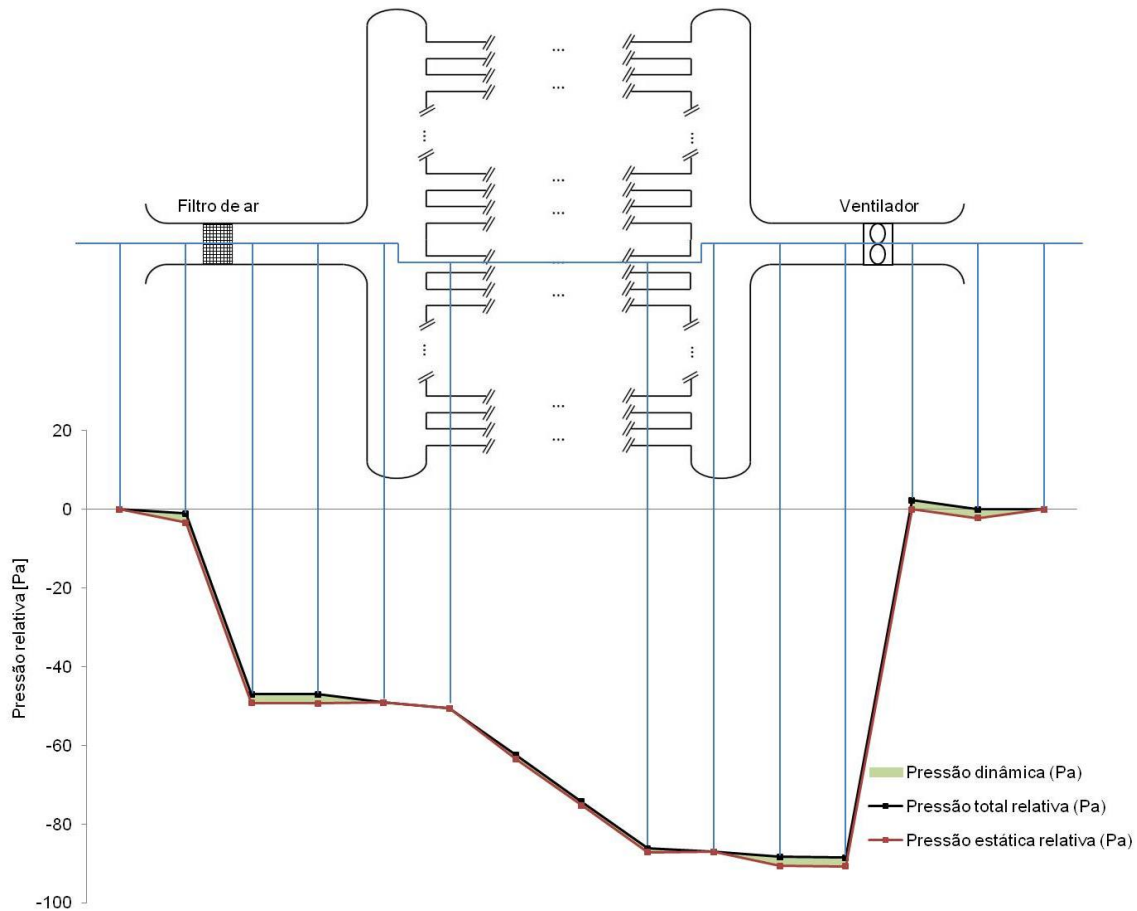


Ilustração 3.1 - Representação esquemática do permutador de calor Terra-Ar projetado

As restantes perdas de carga do sistema têm pouca influência no aumento de pressão exigido ao ventilador. Contudo, destaca-se que a divergência do caudal de ar à entrada de ambos os coletores provoca uma redução de pressão dinâmica devido ao aumento de área dos mesmos e consequente redução da velocidade do escoamento, e que a última variação da pressão estática do escoamento (imediatamente a jusante da saída) se deve à recuperação da energia cinética do escoamento ao entrar na sala. No entanto, não foi considerada a perda de carga nas condutas de distribuição que não foram desenhadas (a jusante da saída) e introduziriam uma perda de carga adicional, visto que qualquer outro sistema mecânico de insuflação de ar introduziria essas mesmas perdas.

O último tópico abordado nesta primeira análise consiste em avaliar duas contribuições modeladas no Pré-Processador: o aumento de temperatura local devido à presença do motor do ventilador e o efeito de impulsão térmica devido à troca de calor nos tubos subterrâneos. O último é tanto mais influente quanto maior a diferença de temperaturas entre a entrada e a saída do sistema. Sendo assim simulou-se uma situação limite com ar exterior à temperatura de 4°C a passar num

sistema com a configuração apresentada na Tabela 3.1. Os resultados são apresentados na Tabela 3.2, concluindo-se que estas duas contribuições são negligenciáveis comparativamente aos restantes valores em causa no sistema.

Tabela 3.2 - Resultados dos efeitos de aquecimento do ar pelo ventilador e da impulsão térmica

Temperatura do ar exterior (°C)	Temperatura do ar à saída dos tubos (°C)	Aumento de temperatura devido ao ventilador (°C)	Efeito de impulsão térmica (Pa)
4	9,83	0,06	0,78

3.1 Estudo paramétrico ao sistema de tubos enterrados

De seguida apresenta-se um estudo paramétrico realizado sobre o sistema com o objetivo de avaliar qual a configuração ideal, em termos técnicos, para o permutador de calor Terra-Ar. Neste estudo, os valores de alguns parâmetros do modelo do Pré-Processador foram mantidos constantes em todas as análises paramétricas, sendo estes listados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Descrição dos parâmetros mantidos constantes nos estudos paramétricos

Parâmetro	Descrição	Valor
e	Espessura da parede dos tubos enterrados	0,025 m
H	Profundidade de instalação dos tubos enterrados	3 m
k_{solo}	Condutibilidade térmica do solo	1,3 W/(m · K)
k_t	Condutibilidade térmica do material constituinte da parede do tubo	39 W/(m · K)
P_{atm}	Pressão atmosférica	101,325 kPa
T_{ext}	Temperatura ambiente exterior	34 °C
T_{solo}	Temperatura do solo à profundidade de instalação dos tubos	18 °C
W	Largura da área disponível para implantação do sistema	20 m
ΔL	Comprimento de subdivisão do troço horizontal para cálculo de transferência de calor	0,1 m
ε	Rugosidade do material constituinte da parede do tubo (aço)	0,025 mm
ω_{ar}	Humidade absoluta exterior	0,007 kg _v /kg _a

Dois parâmetros que foram mantidos constantes são a condutibilidade térmica do material constituinte da parede do tubo, k_t , e o comprimento dos troços em que se dividiu os tubos enterrados no cálculo da transferência de calor (nos quais se avaliou as propriedades térmicas do escoamento), ΔL . Conduzindo simulações nas mesmas condições da Tabela 3.3, com o ar exterior a 34°C, alcançaram-se os resultados apresentados nos gráficos das Ilustração 3.2 e Ilustração 3.3.

Em ambos os casos, verificou-se a baixa influência na temperatura de insuflação e na potência térmica conseguida, com a variação destes dois parâmetros. A influência desprezável do comprimento dos troços é notória pela variação do valor na terceira casa decimal da temperatura de

insuflação e da potência térmica trocada (razão pela qual se apresentou, propositadamente, escalas dos eixos “absurdas”). Contudo, visto que maiores troços conduzem a uma sobrestimação do desempenho, optou-se pelo valor de $\Delta L = 0,1$, por uma questão de princípio. Quanto à condutibilidade do material do tubo, apenas o valor de k_t referente ao material PVC, $0,156 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, apresenta um impacte considerável no desempenho do sistema. Sendo assim escolheu-se o valor de $k_t = 39 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ do aço, em detrimento dos valores $1,4 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ e $200 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, típicos do betão e alumínio, respetivamente.

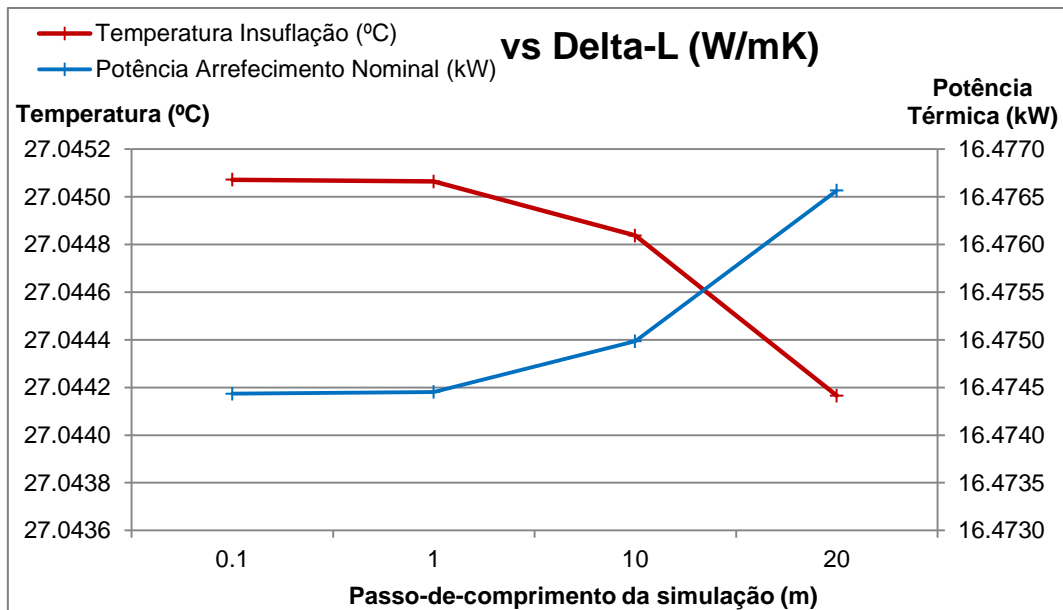


Ilustração 3.2 - Influência do passo-de-comprimento da simulação na temperatura de insuflação do ar e Potência térmica trocada

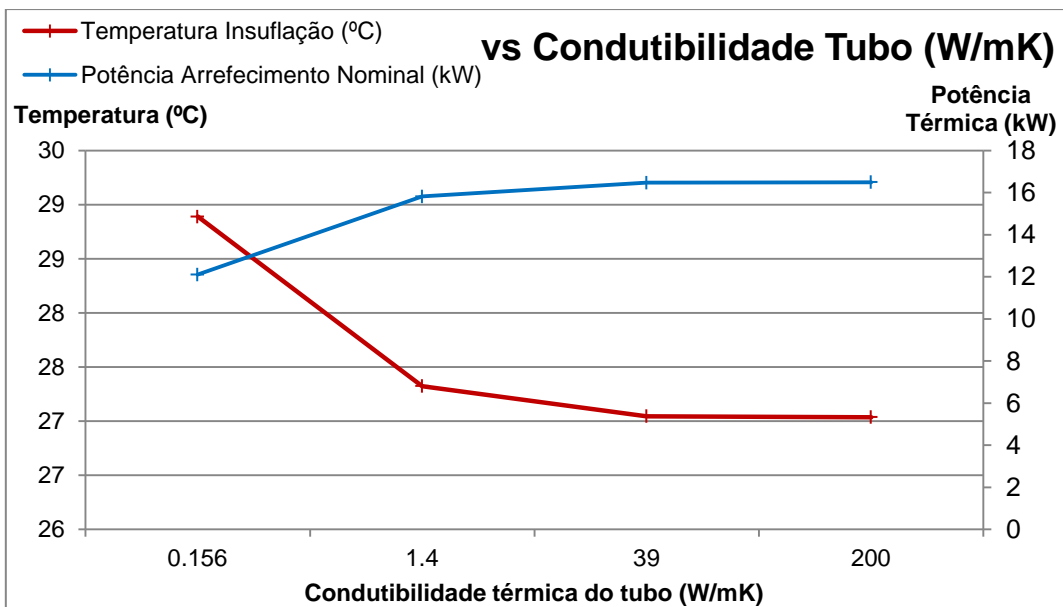


Ilustração 3.3 - Influência da condutibilidade do tubo na temperatura de insuflação do ar e Potência térmica trocada

Tendo-se apresentado os parâmetros que se mantiveram constantes no estudo paramétrico, o qual incidu sobre a velocidade média do escoamento, diâmetro e comprimento do sistema de tubos, expõe-se de seguida os resultados alcançados.

3.1.1 Velocidade média de escoamento do ar

Para se estudar a influência da velocidade de escoamento do ar nos tubos do permutador de calor recorreu-se ao Pré-Processador desenvolvido, tendo-se acrescentado as condições presentes na Tabela 3.4 àquelas da Tabela 3.3. Os resultados das simulações com várias velocidades (0,01 a 2,0 m/s) são exibidos por meio dos gráficos das Ilustração 3.4 e Ilustração 3.5.

Tabela 3.4 - Descrição dos parâmetros mantidos constantes no estudo paramétrico da velocidade do escoamento de ar

Parâmetro	Descrição	Valor
D	Diâmetro dos tubos de permuta de calor	0,35 m
L	Comprimento da área disponível para implantação do sistema	20 m
v	Velocidade média do escoamento dentro dos tubos (impondo-se o diâmetro dos tubos, define-se o caudal volumétrico)	0,01 a 2,0 m/s

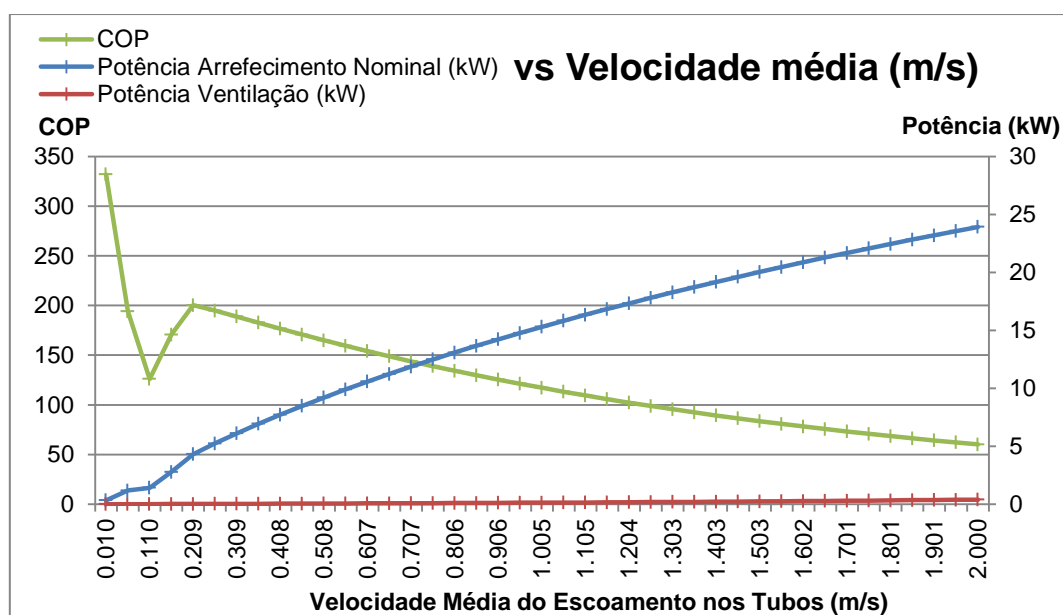


Ilustração 3.4 – Variação do COP e Potências Térmica e de Ventilação com a Velocidade média do escoamento

O gráfico da Ilustração 3.4 mostra que velocidades médias de passagem do ar no tubo mais baixas garantem valores de coeficiente de performance (COP) mais elevados, sendo esta propriedade o quociente entre a Potência de Arrefecimento Nominal e a Potência de Ventilação necessária para o sistema funcionar. Este valor de COP inclui não só o sistema de aproveitamento de

calor assim como a parcela referente à ventilação necessária para filtrar o ar, que existiria noutra instalação convencional com admissão do ar do exterior a tratar numa UTAN.

Genericamente, à medida que a velocidade de passagem aumenta, a potência térmica trocada entre o ar e o solo é cada vez maior, visto que, para o mesmo diâmetro, quando a velocidade média aumenta, o caudal de ar e coeficiente de transferência de calor por convecção também aumentam. Contudo, o aumento da velocidade também obriga a uma potência superior de ventilação, sendo que o aumento desta é mais rápido que o aumento da potência térmica trocada, o que conduz à deterioração do COP. Um ponto particularmente importante no gráfico, é o pico de COP que ocorre (para o diâmetro considerado neste estudo) para velocidades na ordem dos 0,2 m/s e que se deve à transição do regime de escoamento de laminar para turbulento ($Re = 3000$). Esta alteração de regime é acompanhada por um salto no valor do coeficiente de transferência de calor por convecção que, consequentemente, permite que a potência térmica trocada seja superior. Embora para esse Re o coeficiente de atrito também seja afetado pelo regime turbulento, o efeito é dominante a nível da transferência de calor pelo Nu , e portanto o aumento de potência térmica transferida não é compensado pela potência de ventilação, registando-se o pico do COP.

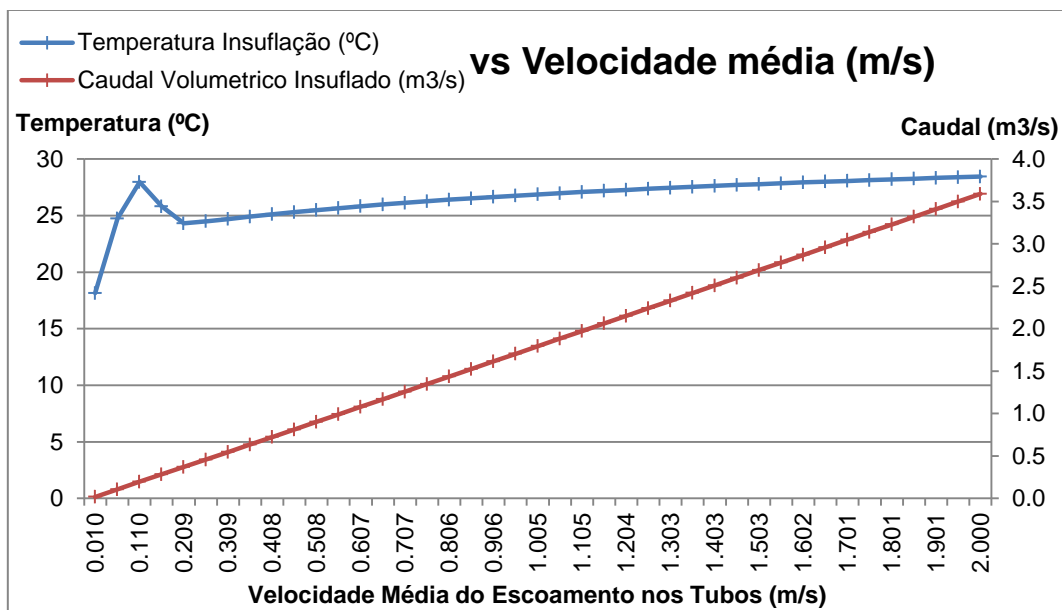


Ilustração 3.5 - Variação da Temperatura e caudal de insuflação com a Velocidade média do escoamento

A Ilustração 3.5 revela resultados do caudal e temperatura do ar insuflado na sala (depois da passagem pelo permutador) para as mesmas velocidades do gráfico anterior. Estando o sistema a funcionar em modo de arrefecimento (temperatura exterior de 34°C e temperatura do solo de 18°C), deve-se privilegiar as temperaturas de insuflação menores possíveis. Temperaturas de insuflação mais baixas são conseguidas para velocidades mais baixas visto que o caudal de passagem é menor e há mais tempo para ocorrer transferência de calor. A curva da temperatura de insuflação apresenta um andamento semelhante à do COP, mas invertida. Sendo assim, pelas razões apontadas para o

COP, a temperatura de insuflação também apresenta um pico (invertido) quando há transição de regime laminar para turbulento. A curva do caudal é, naturalmente, linear com a velocidade visto que o diâmetro permaneceu constante. Contudo, esta curva é apresentada para mostrar a gama de caudais de ar novo com que é possível alimentar a sala com o diâmetro de 0,35 m, dependendo da velocidade de passagem. Por exemplo, o caudal necessário para o objeto de estudo deste trabalho, cerca de 2,0 m³/s, seria alcançado com uma velocidade de, aproximadamente, 1,10 m/s.

Conclui-se que a seleção da velocidade de escoamento do ar nos tubos deverá ser o compromisso entre a temperatura de insuflação e caudal pretendidos. É seguro que velocidades mais elevadas asseguram potências de troca de calor mais elevadas, não obstante acarretarem também necessidades de ventilação superiores. Como última nota faz-se referência ao facto de o aumento de velocidade de passagem do ar no tubo favorecer o coeficiente de transferência de calor por convecção. Contudo, a redução do tempo para transferência de calor é mais rápida e não é compensada pelo aumento do coeficiente de convecção.

3.1.2 Diâmetro

O diâmetro dos tubos de permuta de calor é uma característica geométrica do sistema determinante para o desempenho do mesmo. Ao estudar-se este parâmetro, foram realizadas duas análises paramétricas ao diâmetro, uma com caudal volumétrico de ar constante e outra com velocidade média do escoamento constante. Contudo, a primeira revelou-se mais conclusiva e, principalmente, mais aconselhável para o projeto em estudo que estabelece um caudal mínimo de ar novo a ser insuflado na sala. Na Tabela 3.5 resume-se os valores dos parâmetros que juntamente com os da Tabela 3.3, serviram esta análise.

Tabela 3.5 - Descrição dos parâmetros mantidos constantes no estudo paramétrico do diâmetro

Símbolo	Descrição	Unidade
D	Diâmetro dos tubos de permuta de calor	0,2 a 0,5 m
L	Comprimento da área disponível para implantação do sistema	20 m
\dot{V}	Caudal volumétrico total de projeto	2,042 m ³ /s

Da análise com velocidade constante (Ver Ilustração 6.8 do Anexo C) foi possível concluir que, independentemente do diâmetro considerado, a potência térmica se mantém aproximadamente constante para a mesma velocidade de passagem. Os resultados da análise paramétrica ao diâmetro, com caudal constante (igual ao exigido pelas condições de projeto), são apresentados nos gráficos das Ilustração 3.6 e Ilustração 3.7.

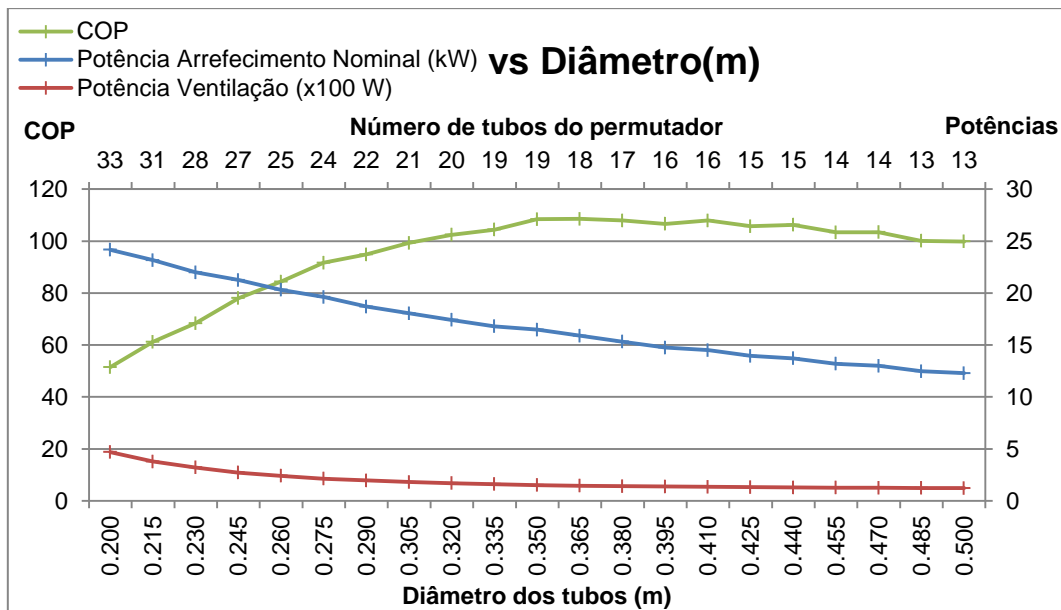


Ilustração 3.6 - Variação do COP e das Potências Térmica de Ventilação com o diâmetro
 (Nota: Apresentou-se a potência de ventilação na unidade [100 W], equivalente a [10⁻¹ kW], para permitir uma observação mais clara do andamento da curva, dado os baixos valores desta variável)

A Ilustração 3.6 introduz uma nova variável, o número de tubos do permutador, que está diretamente relacionada com o diâmetro dos tubos. Tal como explicitado na descrição do modelo do Pré-Processador (Ver capítulo 2.3), o sistema foi projetado de tal forma que tirasse partido de toda a largura da área disponível para implantação, respeitando uma distância entre eixos igual a três diâmetros. Sendo assim, à medida que o diâmetro aumenta, o número de tubos, logicamente, vai diminuindo. Verifica-se que para alguns pares de diâmetros, o número de tubos que é possível instalar é o mesmo. Neste caso, deve-se escolher os de maior diâmetro se se der preferência ao COP, e escolher os de menor diâmetro se se privilegiar a potência térmica trocada. Em relação à potência térmica, há que referir que esta é maior para diâmetros menores, visto que, para o mesmo caudal de ar, as velocidades atingidas pelo escoamento são superiores. Como seria de esperar, este aumento de potência térmica é alcançado à custa de um aumento de potência de ventilação, pelo que o COP é, nitidamente, menor para diâmetros menores. Verifica-se em relação ao COP que, para este caudal insuflado, o seu máximo ocorre para diâmetros da ordem dos 0,35 m, dado que a potência de ventilação aumenta para diâmetros menores, e que para diâmetros maiores a potência térmica é sacrificada pelas baixas velocidades de passagem do ar no permutador.

Os resultados patentes no gráfico da Ilustração 3.7 confirmam as razões apontadas para a explicação do andamento das variáveis da Ilustração 3.6. A variação da velocidade do ar nos tubos é decrescente com o diâmetro pelo facto do caudal insuflado ser constante. Já a temperatura de insuflação ser mais baixa (i.e. maior diferença de temperaturas entre entrada e saída pois está em arrefecimento) para diâmetros menores, está em consonância com o andamento da curva da potência térmica na Ilustração 3.6 que, para o mesmo caudal de ar, é tanto maior quanto maior for a diferença de temperaturas.

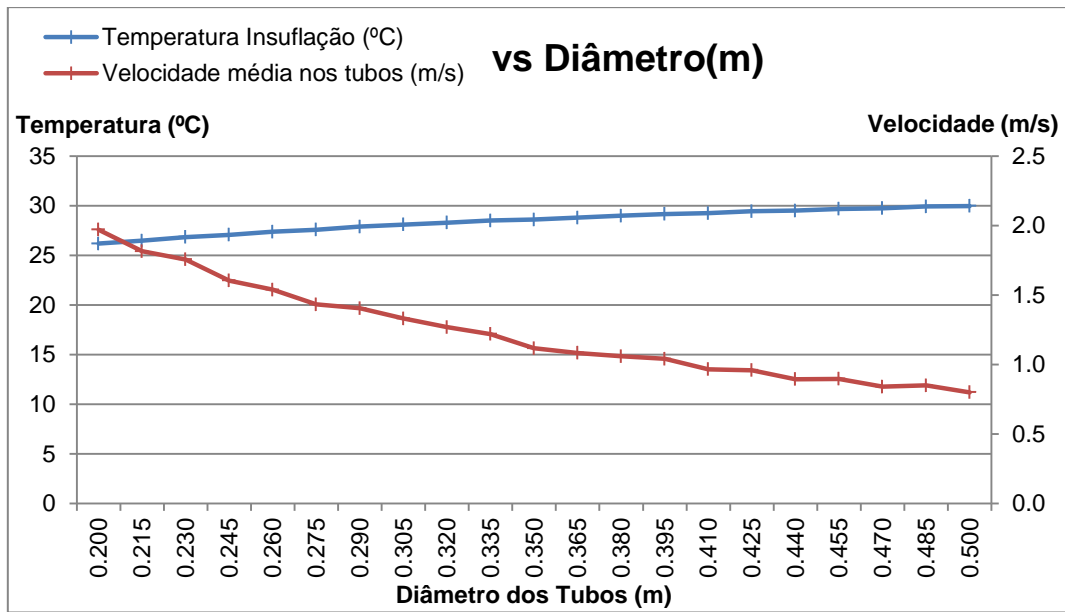


Ilustração 3.7 - Variação da Temperatura e Caudal de insuflação com o diâmetro

3.1.3 Comprimento

O comprimento é último dos parâmetros que foram alvo do estudo paramétrico, a ser apresentado. A Tabela 3.6 acrescenta à Tabela 3.3 as condições definidas para conduzir este estudo. As Ilustração 3.8 e Ilustração 3.9 apresentam os resultados desta análise.

Tabela 3.6 - Descrição dos parâmetros mantidos constantes no estudo paramétrico do comprimento

Símbolo	Descrição	Unidade
D	Diâmetro dos tubos de permuta de calor	0,35 m
L	Comprimento da área disponível para implantação do sistema	10 a 100 m
\dot{V}	Caudal volumétrico total de projeto	2,042 m ³ /s

Da Ilustração 3.8 é possível confirmar o que seria espectável, que à medida que o comprimento dos tubos de permuta aumenta, tanto a potência térmica trocada como a potência de ventilação necessária aumentam. A primeira aumenta porque o ar percorre um trajeto maior nos tubos, estando mais tempo em contacto com o solo e, portanto, transferindo-se mais calor. A segunda aumenta devido ao aumento da parcela das perdas de carga em linha no sistema. O COP reflete o aumento de ambas as variáveis, atingindo o seu valor máximo (para o caudal de ar e diâmetros considerados) para um comprimento na ordem dos 50 m. Para comprimentos inferiores a este valor, a diferença de temperatura entre o ar e o solo ainda é tal que a taxa de transferência de calor é suficientemente elevada para o aumento de potência térmica suplantar o aumento de perdas em linha. Todavia, quando o comprimento sobe acima dos 50 m, o efeito das perdas de carga em linha torna-se dominante e o COP deteriora-se.

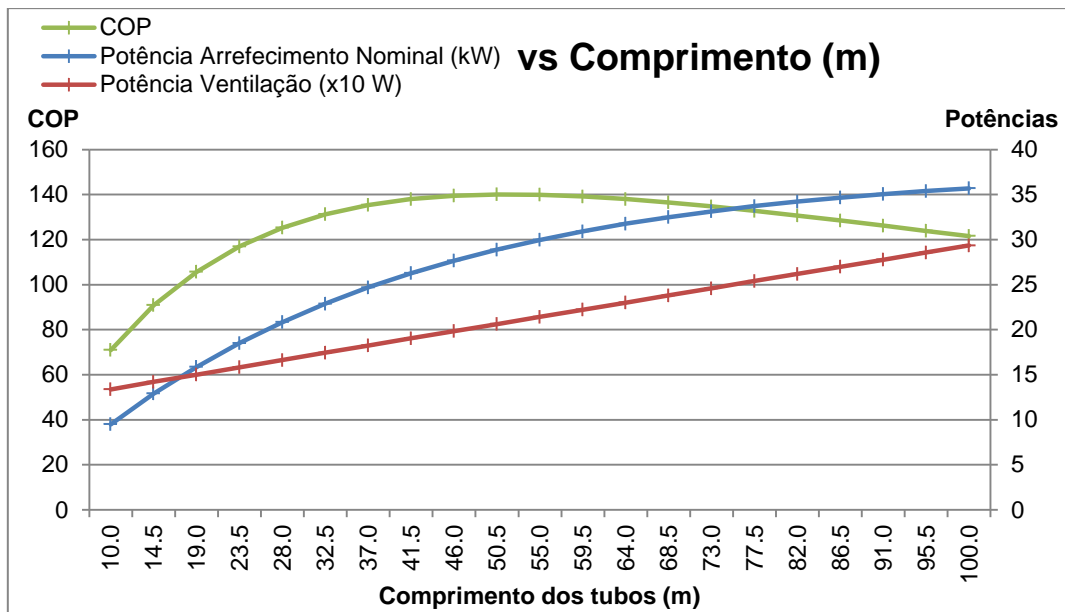


Ilustração 3.8 - Variação do COP e das Potências Térmica de Ventilação com o comprimento.
 (Nota: Apresentou-se a potência de ventilação na unidade [10 W], equivalente a [10⁻² kW], para permitir uma observação mais clara do andamento da curva, dado os baixos valores desta variável)

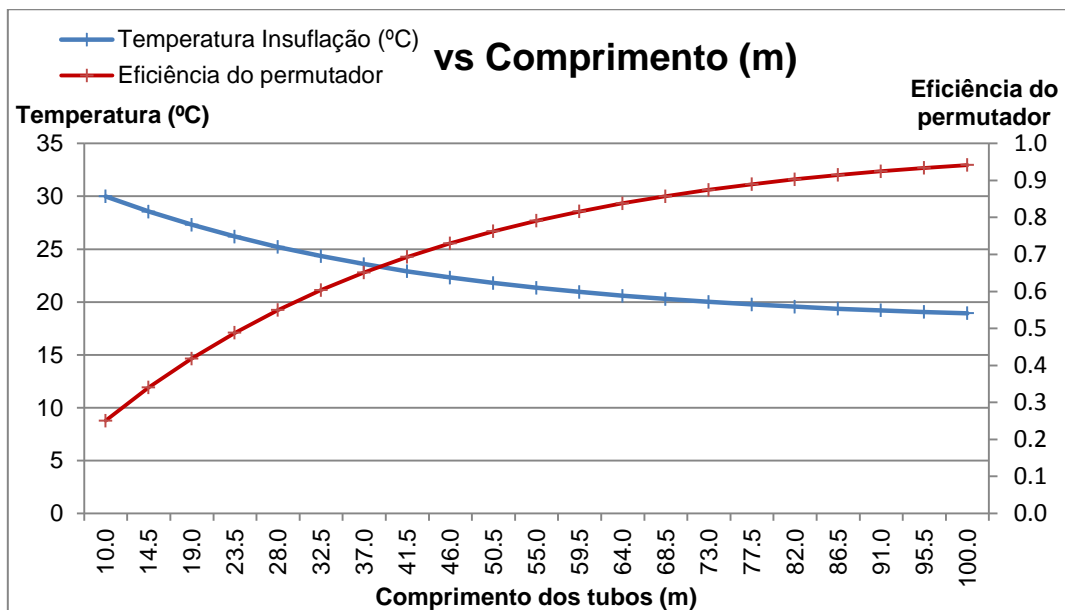


Ilustração 3.9 - Variação da Temperatura e Caudal de insuflação com o comprimento

O gráfico da Ilustração 3.9 introduz uma nova variável, a eficiência do permutador, que consiste no quociente entre o valor absoluto da diferença entre as temperaturas do ar à saída e entrada, e o valor absoluto da máxima diferença de temperaturas possível no sistema. Esta diferença máxima corresponde ao ar sair do permutador com temperatura igual à do solo, e só seria possível com tubos de comprimento infinito. Para o limite máximo de comprimento testado (100 m) verifica-se uma eficiência de cerca de 90% que corresponde a uma temperatura de, aproximadamente, 19°C. Quando se atingem diferenças de temperatura entre o ar e o solo baixas, a taxa de transferência de calor baixa e a temperatura do ar tende a manter-se quase constante, ou seja, por cada metro que se

acrescente ao tubo cada vez o ganho de potência térmica trocada é menor. Este desempenho é descrito do modelo pela equação que estabelece a temperatura à saída do tubo como uma função do decaimento exponencial da diferença de temperaturas entre o ar e o solo. Este decaimento é fielmente demonstrado pela curva da temperatura do ar de insuflação.

Após o estudo dos principais parâmetros que influenciam o desempenho do sistema e conhecimento dos efeitos que as suas variações provocam no mesmo, é possível avançar-se para o dimensionamento do sistema ideal para a utilização em causa. Vários critérios poderiam ter sido estabelecidos para justificar a escolha tais como: COP superior a 50 (valor mínimo de COP para uma medida ser considerada passiva por defeito), potência térmica trocada máxima, temperatura do ar de insuflação mais próxima da do solo e caudais mínimos de ar novo do espaço garantidos, entre outros.

3.2 Dimensionamento do sistema

O critério definido consistiu no compromisso entre alguns dos critérios apresentados, tendo-se colocado como primeiro requisito, que o caudal de ar novo imposto pela regulamentação para garantia de qualidade do ar interior no espaço em estudo ($2,042 \text{ m}^3/\text{s}$), fosse satisfeito. Adicionalmente, procurou-se a solução que garantisse uma diferença de temperatura entre o ar insuflado e o solo mais baixa, a qual, para o mesmo caudal, corresponde à maior potência térmica trocada. Definiu-se também que o comprimento do sistema deveria ser maximizado, visto que, o comprimento máximo disponível para a área de implantação disponível ($L = 20 \text{ m}$) é inferior ao comprimento para o qual o COP, no gráfico da Ilustração 3.8, apresenta o seu máximo ($L = 50 \text{ m}$). Ou seja, enquanto o comprimento do sistema se encontrar inferior ao que apresenta COP máximo, um aumento do comprimento representa um aumento da eficiência do permutador sem degradação do COP.

Estando o caudal de insuflação objetivo e o comprimento dos tubos definidos, resta escolher qual o diâmetro dos tubos do permutador de calor e, conseqüentemente, a velocidade de passagem do ar nos mesmos. Para tal, avaliou-se por meio de gráficos, do tipo dos apresentados nas Ilustração 3.10 e Ilustração 3.11, como as propriedades de interesse variavam, simultaneamente, com a velocidade de passagem e diâmetro dos tubos. Os gráficos das Ilustração 3.10 e Ilustração 3.11 assim como as setas representadas são exemplificativos de que o caudal de insuflação foi o primeiro critério de projeto a satisfazer (a partir do qual se avaliou as restantes grandezas), tendo sido os resultados nesses gráficos calculados para as condições apresentadas na Ilustração 3.3 e, pelas razões mencionadas, para um comprimento do sistema de 20 m.

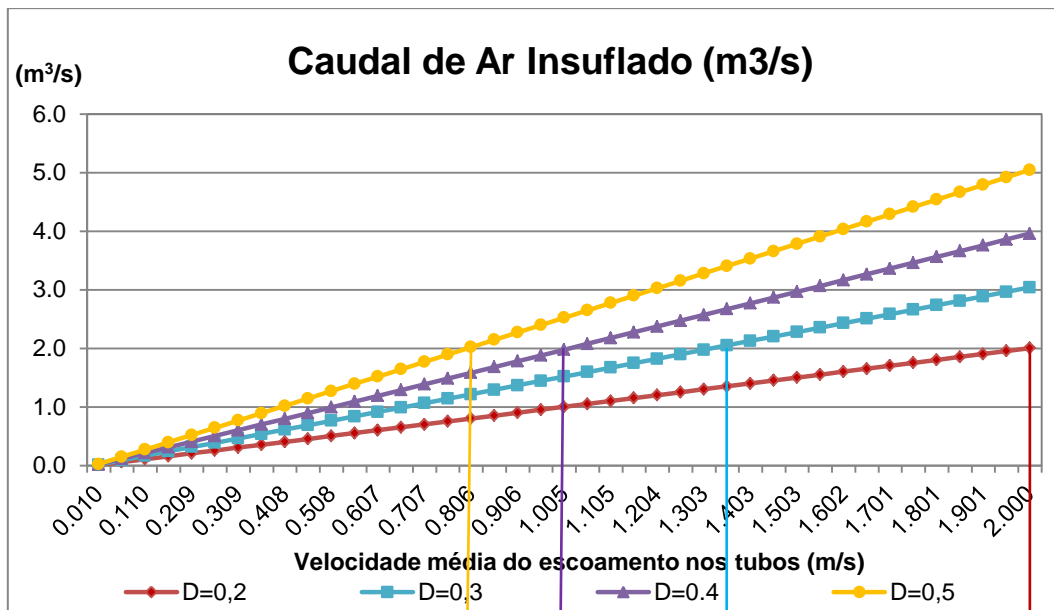


Ilustração 3.10 - Variação do Caudal insuflado com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos

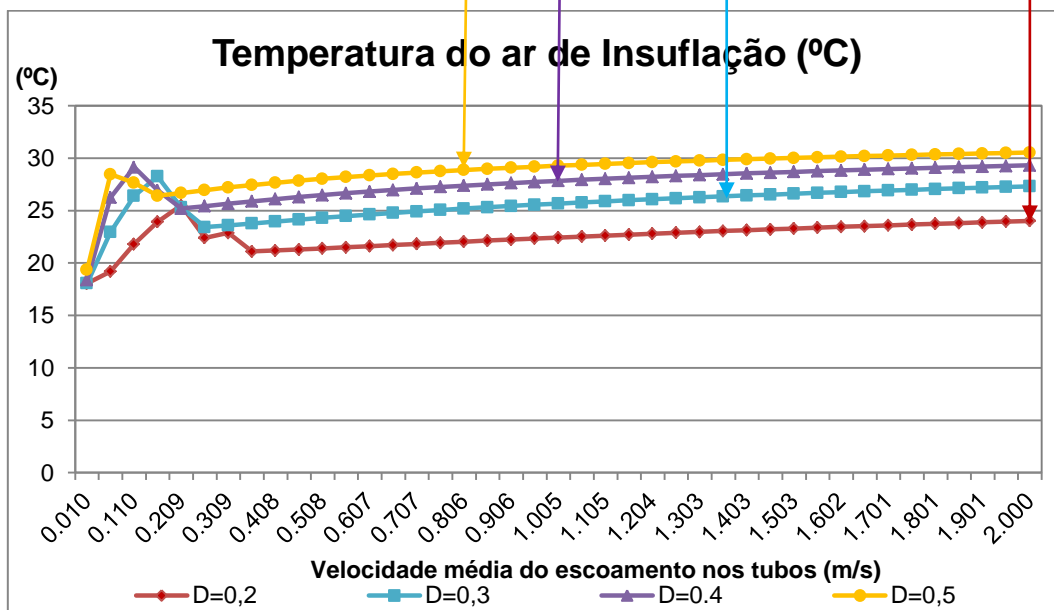


Ilustração 3.11 - Variação da Temperatura de Insuflação com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos

A temperatura de insuflação foi outro dos critérios de seleção e, neste caso de arrefecimento, a temperatura mais baixa de insuflação atingida foi a resultante da passagem do ar em tubos com diâmetro de $D = 0,2$ m. Este é, portanto, um forte candidato a ser selecionado. Gráficos análogos aos dois anteriores, que atestam o desempenho dos tubos de vários diâmetros com diferentes velocidades de passagem do ar, em termos da potência térmica trocada, potência de ventilação requerida e COP, são apresentados no Anexo C.

As Tabela 3.7 a Tabela 3.10 resumem o desempenho dos tubos com os quatro diâmetros considerados, a funcionar com a velocidade de passagem do ar mínima tal que satisfaça o caudal de ar novo pretendido, para quatro diferentes temperaturas do ar exterior (i.e. do ar que entra no permutador). Nestas tabelas, são destacados a negrito os valores mais interessantes em cada coluna, cuja propriedade seja relevante para a escolha do ótimo.

Tabela 3.7 - Desempenho dos tubos em arrefecimento para a temperatura extrema do ar à entrada de 34°C

Diâmetro (m)	Velocidade do ar nos tubos (m/s)	Potência nominal térmica (kW)	Potência Ventilação (kW)	COP	Caudal de ar insuflado (m ³ /s)	Temperatura do ar de insuflação (°C)
0,2	2,000	25,26	0,59	42,84	2,072	24,16
0,3	1,353	19,40	0,26	74,51	2,103	26,48
0,4	1,055	15,47	0,20	75,87	2,120	28,05
0,5	0,806	12,70	0,18	70,40	2,056	28,97

Tabela 3.8 - Desempenho dos tubos em arrefecimento para uma temperatura mais comum do ar à entrada de 26°C

Diâmetro (m)	Velocidade do ar nos tubos (m/s)	Potência nominal térmica (kW)	Potência Ventilação (kW)	COP	Caudal de ar insuflado (m ³ /s)	Temperatura do ar de insuflação (°C)
0,2	2,000	12,61	0,58	21,78	2,072	21,19
0,3	1,353	9,68	0,26	37,44	2,103	22,29
0,4	1,055	7,71	0,20	37,86	2,120	23,07
0,5	0,806	6,33	0,18	35,02	2,056	23,52

Tabela 3.9 - Desempenho dos tubos em aquecimento para uma temperatura extrema do ar à entrada de 4°C

Diâmetro (m)	Velocidade do ar nos tubos (m/s)	Potência nominal térmica (kW)	Potência Ventilação (kW)	COP	Caudal de ar insuflado (m ³ /s)	Temperatura do ar de insuflação (°C)
0,2	2,000	21,95	0,55	39,87	2,072	12,94
0,3	1,353	16,82	0,25	66,24	2,103	10,69
0,4	1,055	13,39	0,20	65,73	2,120	9,29
0,5	0,806	10,98	0,18	60,32	2,056	8,48

Tabela 3.10 - Desempenho dos tubos em aquecimento para uma temperatura mais comum do ar à entrada de 11°C

Diâmetro (m)	Velocidade do ar nos tubos (m/s)	Potência nominal térmica (kW)	Potência Ventilação (kW)	COP	Caudal de ar insuflado (m ³ /s)	Temperatura do ar de insuflação (°C)
0,2	2,000	10,99	0,56	19,65	2,072	15,58
0,3	1,353	8,43	0,26	33,02	2,103	14,40
0,4	1,055	6,71	0,20	32,96	2,120	13,69
0,5	0,806	5,51	0,18	30,32	2,056	13,28

Conclui-se que, tal como o tinha sido verificado a partir dos gráficos das Ilustração 3.10 e Ilustração 3.11, referentes à temperatura de entrada de 34°C, é o menor diâmetro testado ($D = 0,2$ m) que assegura uma maior potência térmica e, conseqüentemente, maior variação de temperatura, para as várias temperaturas de entrada do ar ensaiadas.

Sendo assim, o diâmetro escolhido foi 0,20 m, tal como exposto na Tabela 3.11, a qual sintetiza as características geométricas do sistema.

Tabela 3.11 - Características geométricas do sistema de tubos dimensionado

Diâmetro dos tubos do permutador (m)	Comprimento X Largura da área de implantação (m)	Profundidade instalação do permutador (m)	Número de tubos do permutador	Área de Transferência de Calor (m ²)
0,20	20 × 20	3	33	414,5

As características acima foram as consideradas ideais para um permutador de configuração de tubos em paralelo tal como o apresentado na Ilustração 3.1. Estudou-se ainda, de forma qualitativa, uma nova configuração para os tubos do permutador, na qual o ar percorresse a distância equivalente a 3 tubos por interligação dos mesmos, tal como representado na Ilustração 3.12. Nesta, representou-se apenas um tubo com a nova configuração mas o estudo recaiu em tornar os 33 tubos do permutador considerado ideal em 11 tubos desta configuração.

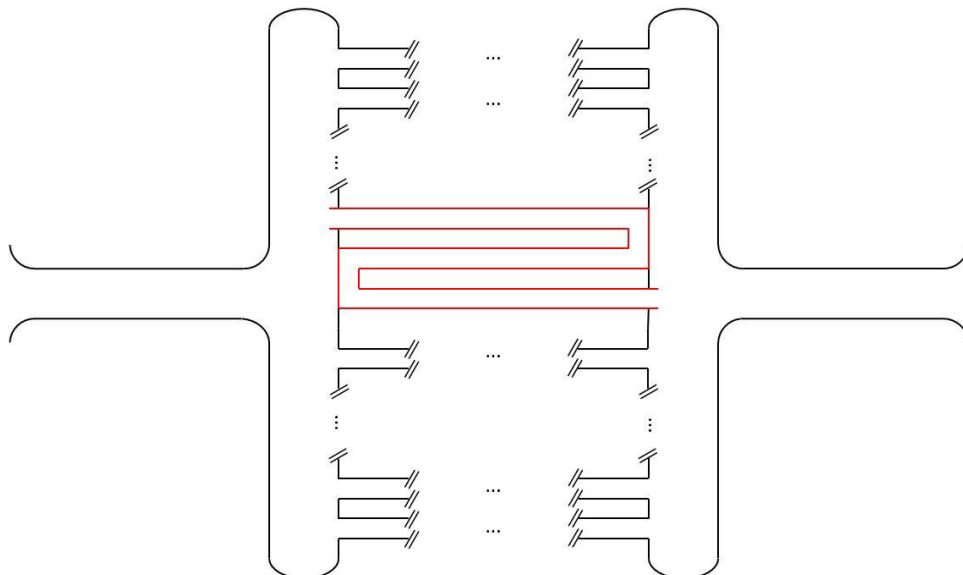


Ilustração 3.12 - Configuração do permutador de calor com arranjos de tubos em série

Com esta nova configuração assiste-se a um aumento do comprimento efetivo de troca de calor e, conseqüentemente, a um aumento da potência térmica trocada. Contudo, para manter o mesmo caudal, sendo o número de tubos reduzido em 3 vezes e mantendo-se o diâmetro, a velocidade de passagem tem de aumentar. O efeito conjunto de aumento do comprimento dos tubos e da velocidade de escoamento do ar é um aumento considerável das perdas de carga em linha e,

portanto, da potência requerida ao ventilador. Os resultados do ensaio desta nova configuração do permutador para uma temperatura de entrada do ar de 34°C (para serem comparados com os resultados para $D = 0,2$ m da Tabela 3.7) são apresentados na Tabela 3.12. Estes resultados apontam para uma melhoria ao nível da potência térmica a custo da potência de ventilação, que resulta numa descida do COP em relação à configuração original. Ainda assim, de acordo com o critério de maximização da potência térmica esta nova configuração assume-se como bastante interessante para esta temperatura elevada de entrada do ar. Ao testar-se esta nova configuração para a temperatura de entrada do ar de 26°C, cujos resultados são apresentados na Tabela 3.13, assiste-se a resultados em termos de potência térmica mais satisfatórios que a configuração original (Ver Tabela 3.7), mas com um sacrifício significativo do COP.

Tabela 3.12 - Desempenho do permutador com configuração dos tubos alternativa, para uma temperatura do ar à entrada de 34°C

Diâmetro (m)	Comprimento (m)	Velocidade do ar nos tubos (m/s)	Potência nominal térmica (kW)	Potência Ventilação (kW)	COP	Temperatura do ar de insuflação (°C)
0,2	62,8	6,0	31,24	2,65	11,81	20,81

Tabela 3.13 - Desempenho do permutador com configuração dos tubos alternativa, para uma temperatura do ar à entrada de 26°C

Diâmetro (m)	Comprimento (m)	Velocidade do ar nos tubos (m/s)	Potência nominal térmica (kW)	Potência Ventilação (kW)	COP	Temperatura do ar de insuflação (°C)
0,2	62,8	6,0	15,71	2,79	5,62	19,54

O valor elevado de potência de ventilação necessária na nova configuração, faz com que o COP se deteriore bastante à medida que as temperaturas de entrada do ar e do solo se aproximam, tornando-a menos versátil que a configuração original.

3.3 Modelo equivalente no EnergyPlus

O objetivo primordial de desenvolver o Pré-processador foi obter uma ferramenta que permitisse concluir qual a configuração do sistema de permutador de calor que garante um melhor desempenho térmico. Tendo-se concluído que os parâmetros ideais (entre os testados) são aqueles apresentados na Tabela 3.11, iniciou-se o estudo de quais os efeitos deste sistema no comportamento global térmico do edifício em análise. Para tal, tirou-se partido das capacidades de simulação do EnergyPlus, e é o resultado dessas análises que se apresenta de seguida.

Pelo facto de uma das limitações do modelo *Earthtube* do EnergyPlus ser apenas possibilitar analisar o funcionamento de um tubo, foi necessário encontrar as dimensões de um único tubo equivalente (comprimento e diâmetro) que garantisse a insuflação do caudal de ar pretendido, à temperatura calculada no Pré-Processador. Optou-se por manter o diâmetro de 0,20 m e o caudal de ar de projeto ($\dot{V} = 2,042 \text{ m}^3/\text{s}$) e aumentar o comprimento do tubo equivalente até a temperatura do ar insuflada calculada pelo modelo *Earthtube* fosse comparável àquela que, nas mesmas condições iniciais, o Pré-Processador calculou. O comprimento do tubo equivalente situou-se nos 325 m tal como se apresenta na Tabela 3.14, tendo este resultado sido fruto da metodologia apresentada de seguida:

Visto que o horário de funcionamento que se prevê para o restaurante é das 12-16h e das 19-23h, utilizou-se as capacidades do EnergyPlus para registar a temperatura exterior para o dia 1 de cada mês do ano em dois instantes (às 14h e às 22h), assim como a temperatura do solo a 3 m de profundidade. Uma vez que a última é praticamente constante, utilizou-se o mesmo valor para os cálculos com as temperaturas exteriores nas duas horas do dia.

Através do Pré-Processador desenvolvido, calculou-se a temperatura de insuflação do ar novo na sala após passagem pelo sistema de tubos subterrâneos considerado ideal, para cada uma das temperaturas do ar exterior retiradas do EnergyPlus e correspondente temperatura do solo a 3 m de profundidade. Os resultados destas simulações, assim como da temperatura de insuflação calculada no EnergyPlus para o tubo equivalente de 325 m, são apresentados na Tabela 3.15.

Da informação constante na Tabela 3.15 é de realçar que situações não desejáveis de COP inferior à unidade podem ocorrer durante o ano, tendo sido verificadas para os dias 1 de Março e 1 de Junho devido a uma diferença de temperaturas entre o ar exterior e o solo a 3 m de profundidade muito baixa (tipicamente 0,3°C). É portanto aconselhável implementar uma estratégia de controlo para evitar estas situações, a qual será apresentada adiante. Conclui-se também que se pode admitir que o tubo equivalente de 325 m está validado para modelar o sistema projetado no Pré-Processador, dado o facto de as diferenças entre as temperaturas de saída do ar calculadas pelos dois modelos serem muito baixas quando comparadas com a precisão de outras aproximações e hipóteses consideradas no modelo.

Tabela 3.14 - Características geométricas do tubo equivalente

Diâmetro do tubo equivalente (m)	Comprimento do tubo equivalente (m)	Profundidade instalação do permutador (m)	Número de tubos do permutador	Área de Transferência de Calor (m ²)
0,20	20 × 20	3	1	204,1

Este sistema equivalente apresentado, foi utilizado no EnergyPlus para analisar os efeitos da sua instalação no comportamento térmico do edifício, por simulação computacional. As análises conduzidas recaíram, em primeiro lugar, sobre as condições de projeto, e em segundo lugar, sobre as condições de funcionamento ao longo do ano.

Tabela 3.15 - Comparação de resultados entre o modelo do Pré-Processador e o EarthTube do EnergyPlus

	Temperatura Exterior (°C)	Temperatura do solo a 3 m de profundidade (°C)	Modelo do Pré-Processador					Modelo EnergyPlus	Diferença de temperatura dos modelos (°C)
			Potência Arrefecimento Nominal (kW)	Potência Ventilação (kW)	COP	Eficiência do permutador	Temperatura Insuflação (°C)	Temperatura Insuflação (°C)	
01-Jan	15,28	18,60	5,24	0,52	10,10	0,63	17,36	17,37	0,01
	11,43		11,41	0,53	21,56	0,62	15,90	15,93	0,03
01-Fev	14,42	17,83	5,40	0,52	10,39	0,63	16,55	16,60	0,05
	9,42		13,47	0,53	25,23	0,62	14,66	14,69	0,03
01-Mar	16,8	17,11	0,49	0,51	0,95	0,63	16,99	17,06	0,07
	10,45		11,62	0,53	21,85	0,62	14,37	14,47	0,10
01-Abr	15,09	16,70	2,54	0,52	4,93	0,63	16,10	16,12	0,02
	11,79		7,82	0,53	14,89	0,62	14,85	14,88	0,03
01-Mai	23,39	16,60	10,52	0,49	21,32	0,63	19,10	19,03	0,07
	14,97		2,58	0,52	4,99	0,63	15,99	16,03	0,04
01-Jun	23,64	16,88	10,47	0,49	21,22	0,63	19,37	19,31	0,06
	17,11		0,36	0,51	0,71	0,63	16,97	16,98	0,01
01-Jul	27,17	17,47	14,90	0,49	30,71	0,63	21,02	21,01	0,01
	20,59		4,87	0,50	9,69	0,63	18,62	18,60	0,02
01-Ago	29,8	18,23	17,66	0,48	36,83	0,64	22,44	22,40	0,04
	23,27		7,81	0,50	15,74	0,63	20,09	20,06	0,03
01-Set	31,33	18,95	18,84	0,48	39,51	0,64	23,45	23,45	0,00
	21,44		3,88	0,50	7,72	0,63	19,87	19,84	0,03
01-Out	22,66	19,40	5,06	0,50	10,13	0,63	20,60	20,57	0,03
	16,74		4,19	0,52	8,12	0,63	18,41	18,45	0,04
01-Nov	20,59	19,51	1,68	0,51	3,34	0,63	19,91	19,88	0,03
	14,48		7,96	0,52	15,25	0,63	17,63	17,64	0,01
01-Dez	15,03	19,22	6,62	0,52	12,74	0,63	17,65	17,68	0,03
	10,15		14,50	0,53	27,16	0,62	15,80	15,81	0,01

3.4 Desempenho do sistema em condições de projeto

As condições de projeto no EnergyPlus, são definidas no ficheiro de dados climáticos e constituem a base para se dimensionar a potência de climatização necessária para o edifício. Para tal, definem dois dias de projeto, um de aquecimento e um de arrefecimento, 21 de Janeiro e 21 de

Agosto, respetivamente. As temperaturas que se considera verificarem-se nestes dias são temperaturas extremas (e não as temperaturas habituais para estes dias, com as quais se corre a simulação anual), para garantir que o sistema dimensionado terá capacidade para responder às necessidades de um dia, atipicamente, frio ou quente.

3.4.1 Dia de arrefecimento de projeto

As condições referentes ao dia de arrefecimento são resumidas na Tabela 3.16 e resultam no perfil de temperatura exterior ao longo do dia apresentado, nos Anexos B, na Ilustração 6.6.

Tabela 3.16 - Condições do dia de arrefecimento de projeto

Dia do ano	Temperatura exterior máxima (°C)	Amplitude térmica diária (°C)	Temperatura do solo a 3 m de profundidade (°C)	Velocidade do vento (m/s)
21 de Agosto	34,2	10,1	17,8	2,2

De forma a avaliar a resposta do edifício face aos vários fatores que induzem ganhos e perdas térmicas (radiação solar, temperatura exterior, ocupação, iluminação e ventilação), apresenta-se, nas Ilustração 3.13 e Ilustração 3.14, a evolução da temperatura média do ar no interior do espaço para dois tipos de soluções de insuflação do ar novo: no primeiro, ventilação mecânica usual do ar diretamente do exterior (sem condicionamento) e, no segundo, insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar. As condições de funcionamento consideradas para o edifício nesta simulação foram as descritas no Capítulo 2.1, mas sem utilização de um sistema de climatização.

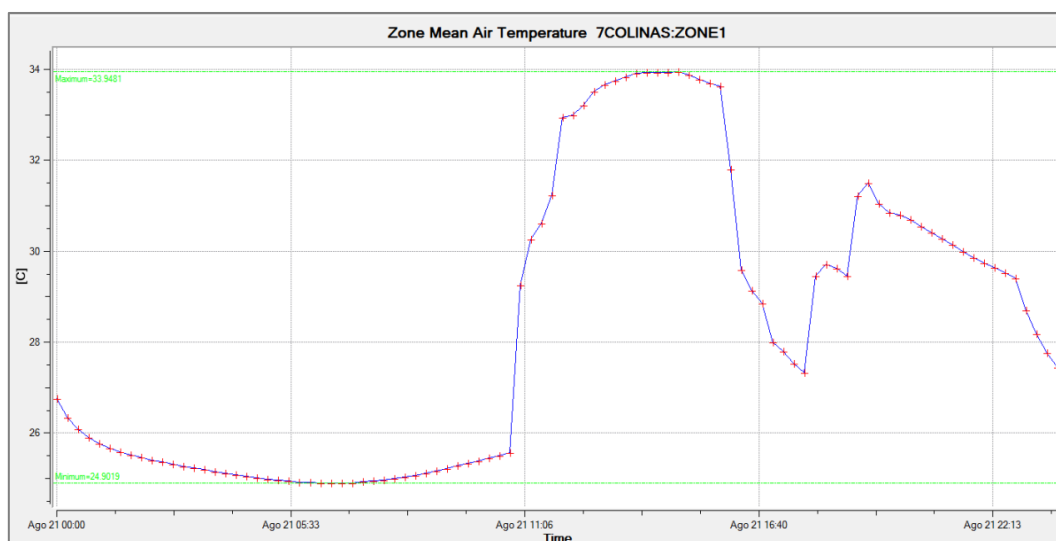


Ilustração 3.13 - Evolução da temperatura no interior do espaço, no dia de arrefecimento de projeto num cenário de insuflação direta do ar exterior, sem climatização

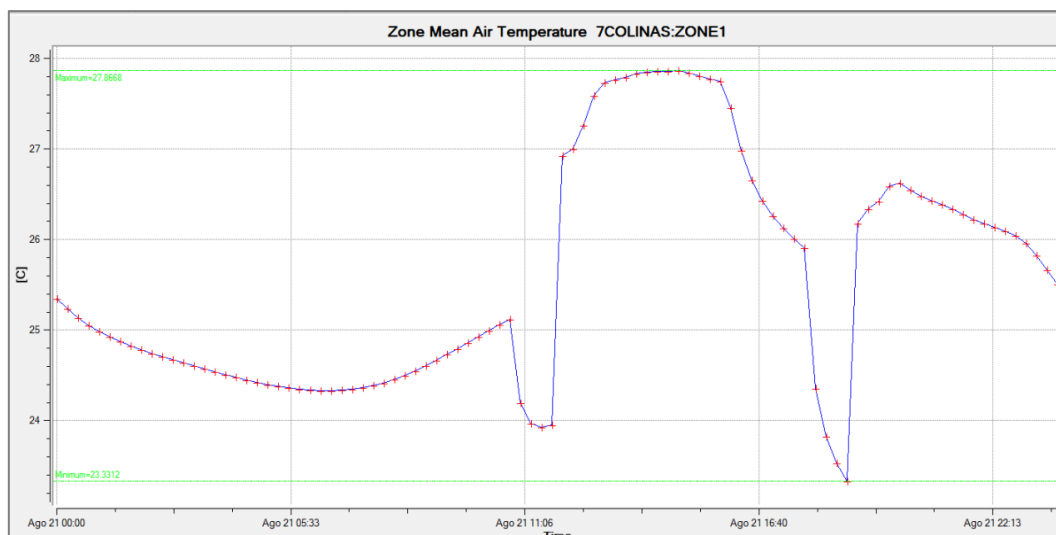


Ilustração 3.14 - Evolução da temperatura no interior do espaço no dia de arrefecimento de projeto num cenário de insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar, sem climatização

Os resultados registados nas Ilustração 3.13 e Ilustração 3.14, diretamente retiradas de um programa de pós-processamento gráfico dos resultados de simulações do EnergyPlus, apontam para uma redução geral das temperaturas experimentadas no interior da sala no caso de insuflação do ar pelos tubos enterrados, devido ao arrefecimento proporcionado por estes. As temperaturas máximas verificadas, 34°C e 31°C para os casos sem e com permutador Terra-Ar, respetivamente, ocorrem para o período diurno de funcionamento do restaurante (Ver Tabela 2.9) e são o efeito cumulativo da ocupação, iluminação e insuflação do ar exterior a temperaturas mais elevadas.

Estas temperaturas verificadas, independentemente do uso ou não dos tubos enterrados, não são admissíveis para o conforto térmico pretendido nas horas de funcionamento do restaurante. Sendo assim, foi necessário dimensionar a capacidade de arrefecimento do sistema de climatização do espaço. Os detalhes acerca desse sistema assim como as condições pretendidas no interior da sala (22°C), foram descritas no Capítulo 2.1. As Ilustração 3.15 e Ilustração 3.16 apresentam a evolução da temperatura interior, em condições homólogas às das Ilustração 3.13 e Ilustração 3.14 (sem e com permutador de calor), mas em ambiente condicionado, ou seja, com climatização.

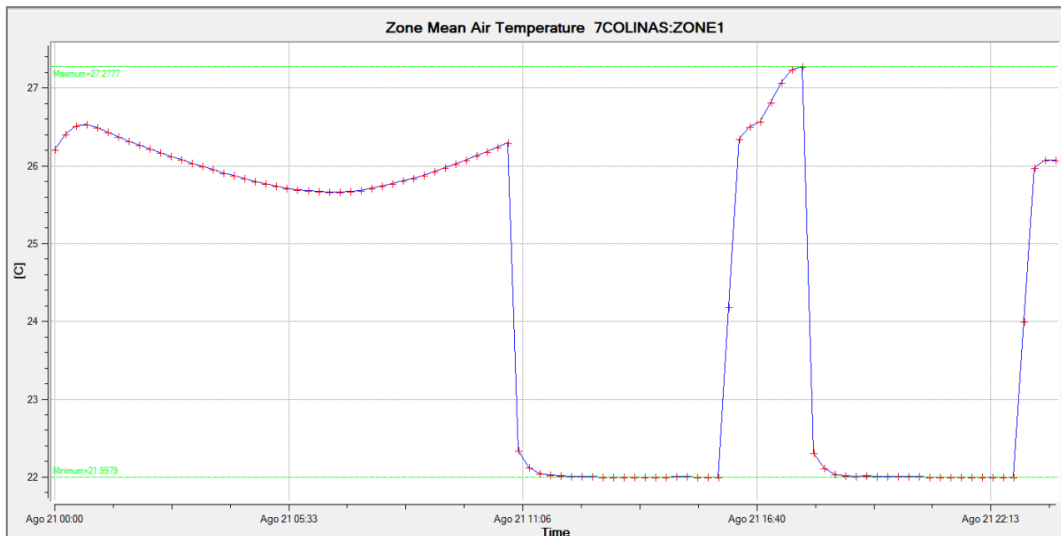


Ilustração 3.15 - Evolução da temperatura no interior do espaço no dia de arrefecimento de projeto num cenário de insuflação direta do ar exterior, com climatização

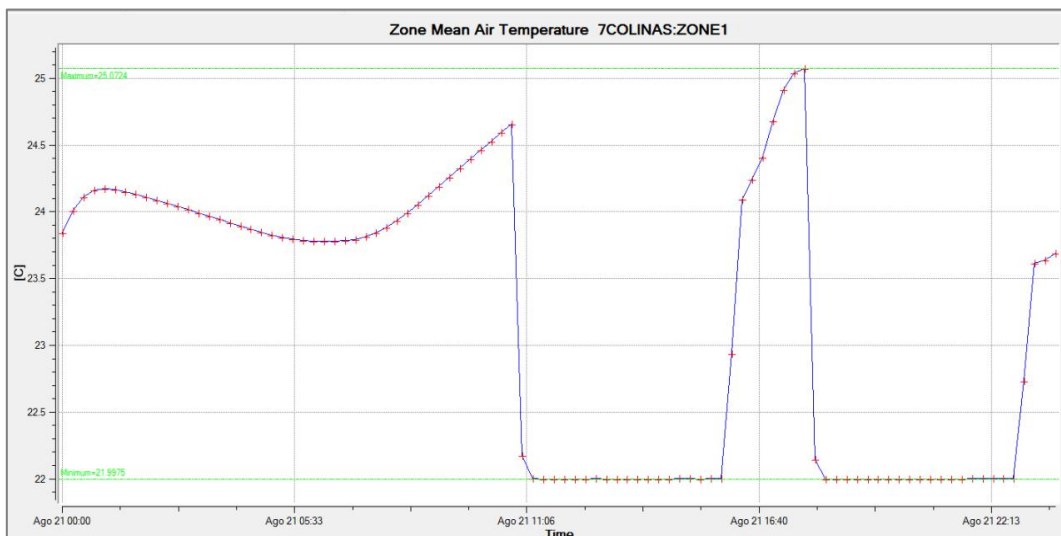


Ilustração 3.16 - Evolução da temperatura no interior do espaço, no dia de arrefecimento de projeto num cenário de insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar, com climatização

Como seria de esperar, verifica-se um comportamento da temperatura no interior da sala bastante semelhante com a utilização ou não do permutador de calor Terra-Ar, devido à presença do sistema de climatização. O grande efeito da utilização do permutador deverá ser sentido a nível do perfil de necessidades de arrefecimento ativo do espaço. A potência total de arrefecimento requerida ao sistema de climatização, para os casos de não utilização e de utilização do sistema de tubos enterrados, é exposta por meio das Ilustração 3.17 e Ilustração 3.18, respetivamente. Em ambos os casos, a potência total de arrefecimento divide-se numa fração de cerca de 11% de potência de arrefecimento latente e 89% de potência de arrefecimento sensível.

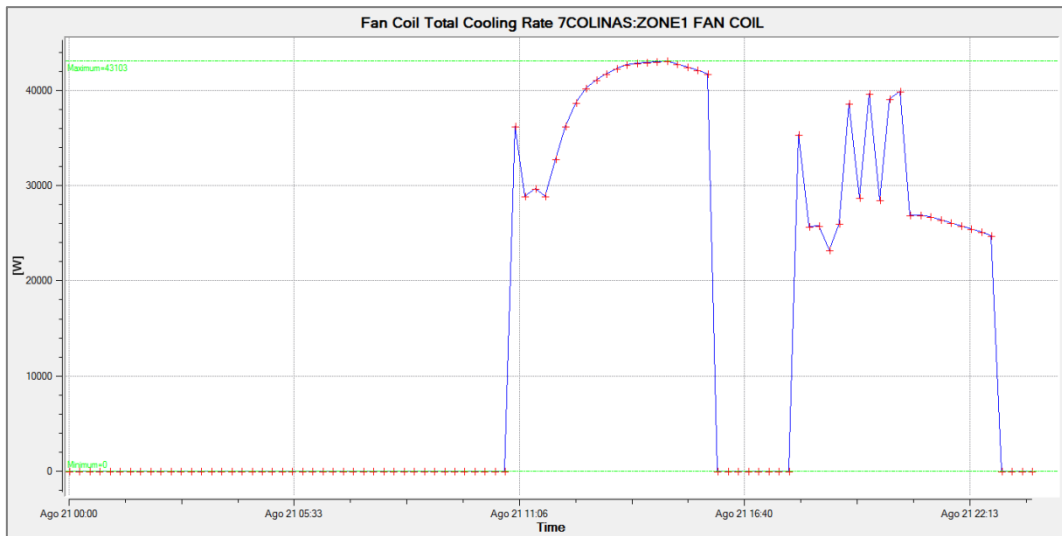


Ilustração 3.17 - Perfil das necessidades de arrefecimento ativo no cenário de insuflação do ar diretamente do exterior

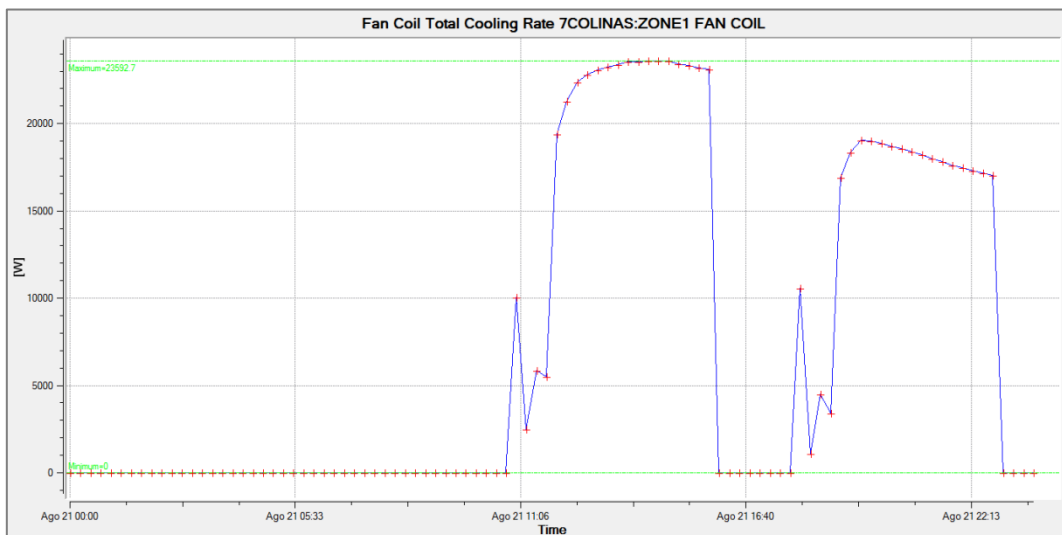


Ilustração 3.18 - Perfil das necessidades de arrefecimento ativo no cenário de insuflação do ar pelo permutador de calor Terra-Ar

Os resultados desta simulação apontam para um desempenho bastante razoável do sistema de tubos enterrados, garantindo, aproximadamente, uma redução de 20 kW em relação ao valor de 43 kW de potência instalada de arrefecimento, necessário no caso da não utilização deste sistema. Adicionalmente, o desempenho é bastante mais estável no caso de utilização do permutador de calor, no período noturno de funcionamento do restaurante, quando comparado com os picos de funcionamento registados com solução usual de ventilação.

3.4.2 Dia de aquecimento de projeto

A análise ao dia de aquecimento de projeto é análoga à do dia de projeto de arrefecimento, exceção feita ao perfil de evolução da temperatura exterior que, no caso de aquecimento, prevê uma amplitude térmica nula ao longo do dia, por forma a tornar o dimensionamento mais conservador. As condições nas quais se baseia a simulação do dia de projeto de aquecimento são apresentadas na Tabela 3.17 e podem ser confirmadas pelo perfil constante de temperatura no gráfico da Ilustração 6.7, Anexo B.

Tabela 3.17 - Condições do dia de aquecimento de projeto

Dia do ano	Temperatura exterior máxima (°C)	Amplitude térmica diária (°C)	Temperatura do solo a 3 m de profundidade (°C)	Velocidade do vento (m/s)
21 de Janeiro	4,2	0	18,1	4,4

Tal como foi apresentado na análise do dia de arrefecimento, também para o dia de aquecimento se estudou a resposta térmica da sala, em condições sem climatização, aos vários ganhos ou perdas térmicas (radiação solar, temperatura exterior, ocupação, iluminação e ventilação) para os casos de insuflação direta do ar exterior e de insuflação do ar pré-aquecido no permutador de calor Terra-Ar. Os resultados decorrentes de ambas as simulações são apresentados pelas Ilustração 3.19 e Ilustração 3.20.

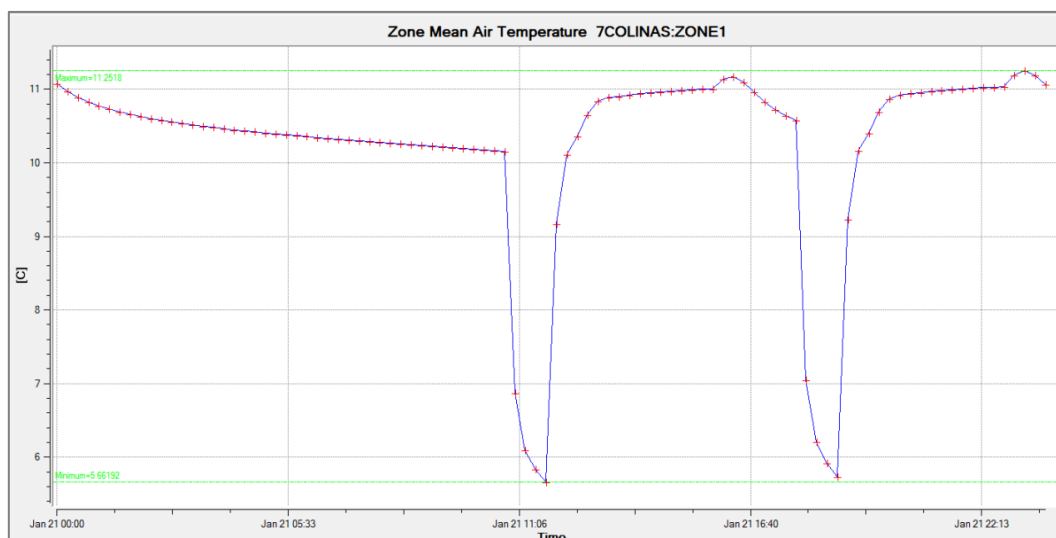


Ilustração 3.19 - Evolução da temperatura no interior do espaço, no dia de aquecimento de projeto num cenário de insuflação direta do ar exterior, sem climatização

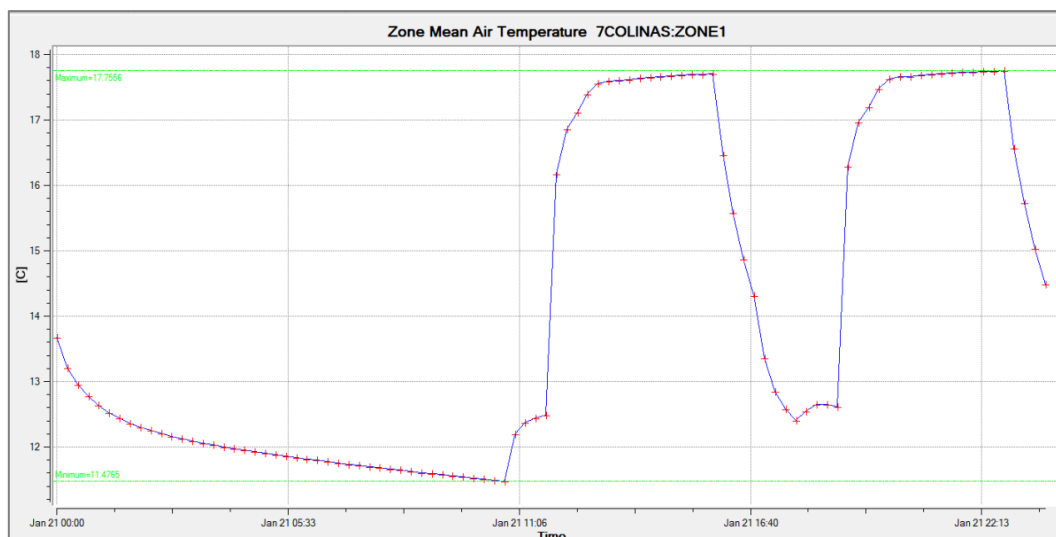


Ilustração 3.20 - Evolução da temperatura no interior do espaço no dia de aquecimento de projeto num cenário de insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar, sem climatização

Verifica-se que a utilização do permutador de calor conduz a temperaturas globalmente mais razoáveis do que a solução de ventilação usual, embora em ambos os casos um sistema de climatização ativo deva ser instalado para garantir conforto térmico aos ocupantes. Tanto na Ilustração 3.19 como na Ilustração 3.20, as temperaturas verificadas durante os períodos de funcionamento do restaurante são superiores à média ao longo do dia, devendo-se este comportamento à contribuição dos ganhos térmicos da ocupação. Contudo, o gráfico da Ilustração 3.20, referente à utilização dos tubos enterrados, denota esse efeito da ocupação de forma mais acentuada pelo facto de não se verificar uma redução brusca de temperatura quando, por volta das 11 e 18 horas, o sistema de ventilação arranca (Ver Tabela 2.9). Como neste caso o ar é pré-aquecido na sua passagem pelos tubos enterrados, a temperatura da sala tende a aumentar assim que a ventilação começa. Quando a ocupação e iluminação arrancam às 12 e 19h, verifica-se o aumento de temperatura já referido que se torna mais notório no caso de insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar pelo facto desde partir de uma temperatura na sala mais elevada. Quando a ocupação, iluminação e ventilação cessam, às 16 e 23 horas, a temperatura da sala evolui, por fenómenos de inércia térmica para a sua temperatura “não perturbada” e que é apenas função da envolvente e condições exteriores.

De seguida, são apresentados nas Ilustração 3.21 e Ilustração 3.22 os efeitos, em termos da temperatura na sala, da instalação de climatização tanto para o caso de insuflação direta do ar exterior como para o caso da passagem deste pelo permutador de calor Terra-Ar.

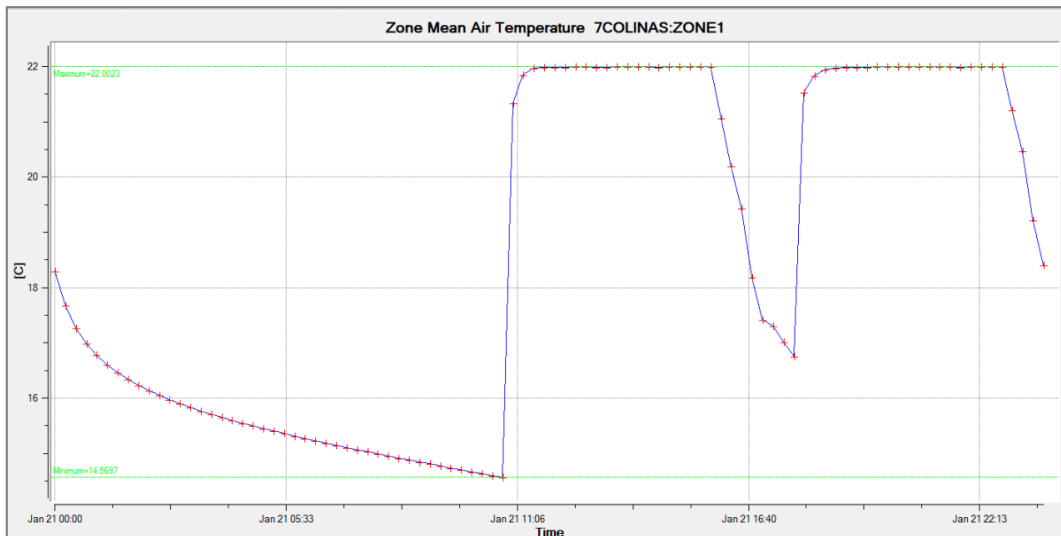


Ilustração 3.21 - Evolução da temperatura no interior do espaço, no dia de aquecimento de projeto num cenário de insuflação direta do ar exterior, com climatização

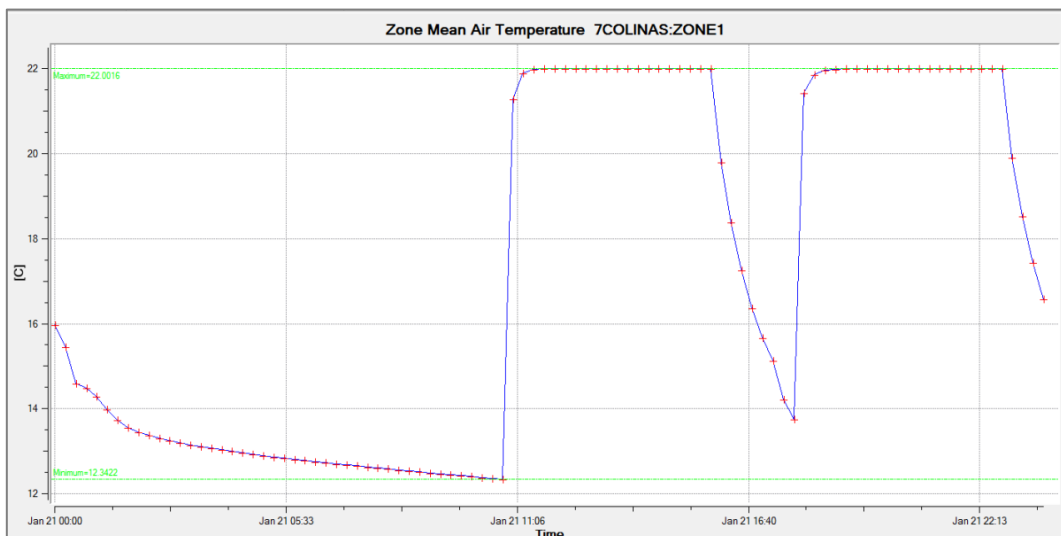


Ilustração 3.22 - Evolução da temperatura no interior do espaço no dia de aquecimento de projeto num cenário de insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar, com climatização

Tal como seria de esperar, os perfis de temperatura são bastante semelhantes nos dois casos. Contudo, a nível da potência instalada para atingir essas temperaturas, a solução de insuflação pelos tubos enterrados é mais vantajosa do que solução convencional, tal como é visto de seguida. As Ilustração 3.23 e Ilustração 3.24 mostram as necessidades de aquecimento em termos de potência térmica para a solução convencional de insuflação direta do ar exterior e para a solução do permutador de calor Terra-Ar, respetivamente.

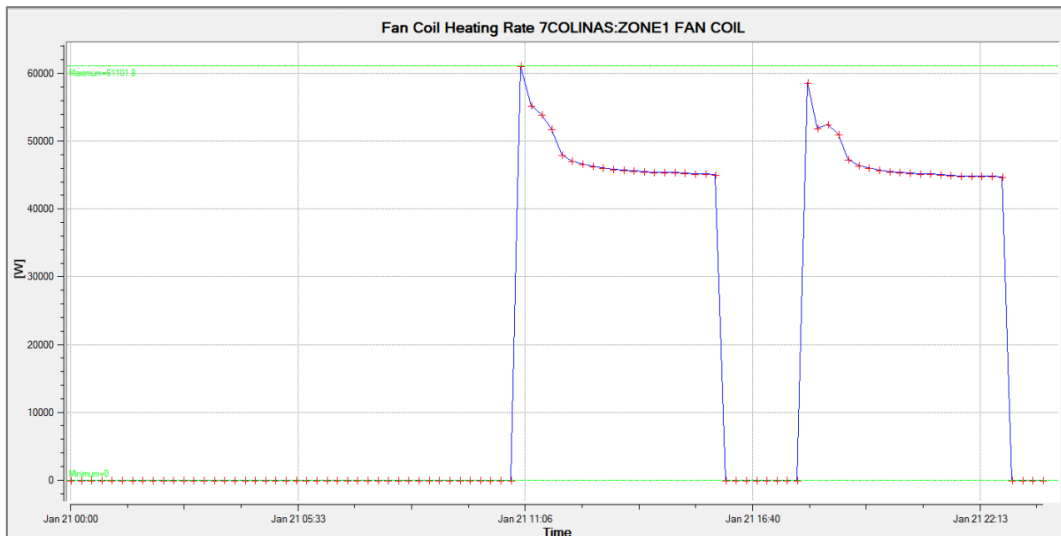


Ilustração 3.23 - Perfil das necessidades de aquecimento ativo no cenário de insuflação do ar diretamente do exterior

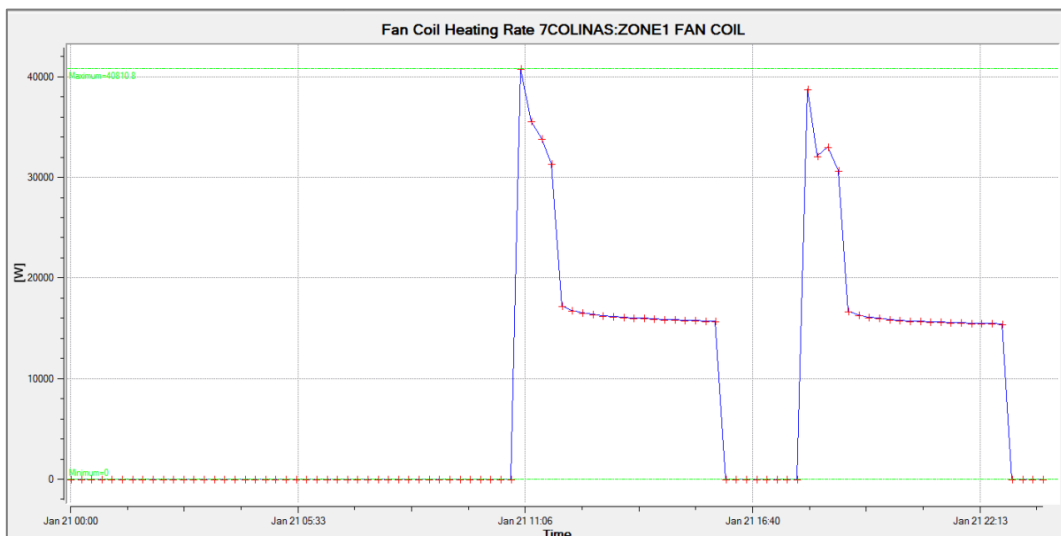


Ilustração 3.24 - Perfil das necessidades de aquecimento ativo no cenário de insuflação do ar pelo permutador de calor Terra-Ar

Essa vantagem materializa-se na redução de cerca de 20 kW na potência térmica de aquecimento requerida ao sistema de climatização. Quanto ao perfil de funcionamento do sistema de aquecimento, não existem variações significativas entre usar ou não a insuflação pelos tubos subterrâneos, como aquelas verificadas no sistema de arrefecimento. Contudo, em ambos os casos, é aconselhável estudar uma estratégia de controlo da climatização por forma a evitar os picos de potência requerida. Estes picos poderão ser, possivelmente, a resposta do sistema de climatização à temperatura bastante baixa no espaço relativamente à temperatura objetivo de 22°C, quando este entra em funcionamento (Ver Tabela 2.9). Uma estratégia para controlar esta situação será apresentada adiante.

3.5 Desempenho do sistema ao longo do ano

Para caracterizar o desempenho do permutador de calor ao longo do ano e, especificamente, avaliar as mais-valias, em termos de consumos de energia, inerentes a insuflar o ar pelo permutador de calor em vez da solução usual, estudou-se as seguintes quatro grandezas para ambos os casos numa base mensal: os ganhos e perdas térmicas associados à insuflação de ar novo e as necessidades de aquecimento e arrefecimento que o sistema ativo de climatização tinha de satisfazer.

Os ganhos e perdas térmicas associados à insuflação do ar novo são, respetivamente, a energia introduzida ou retirada ao espaço, devido à diferença entre as temperaturas da sala e do exterior. Uma vez que a utilização do permutador de calor Terra-Ar incide diretamente sobre esta diferença de temperaturas, avaliaram-se estas duas grandezas para quantificar o seu efeito.

As necessidades de aquecimento e arrefecimento exprimem os valores de energia que o sistema de climatização tem de fornecer ao espaço durante os vários meses do ano para manter o conforto térmico pretendido.

As condições para a simulação anual foram definidas recorrendo à informação do ficheiro de dados climáticos de Lisboa para o EnergyPlus, apresentando-se na Ilustração 6.5 do Anexos B a evolução da temperatura média diária do ar exterior ao longo do ano.

O valor da temperatura média do ar exterior varia durante o ano, segundo a Ilustração 6.5, entre os 6°C e os 26°C. Já a temperatura média diária no interior da sala calculada pelas simulações anuais situou-se, graças à climatização, entre os 20°C e os 26°C, como se comprova pelo gráfico apresentados na Ilustração 3.25 para o caso de insuflação do ar novo pelos tubos enterrados. Não se apresentou o resultado para a solução de ventilação usual visto que o sistema de climatização faz com que as diferenças de temperatura entre os dois casos sejam marginais.

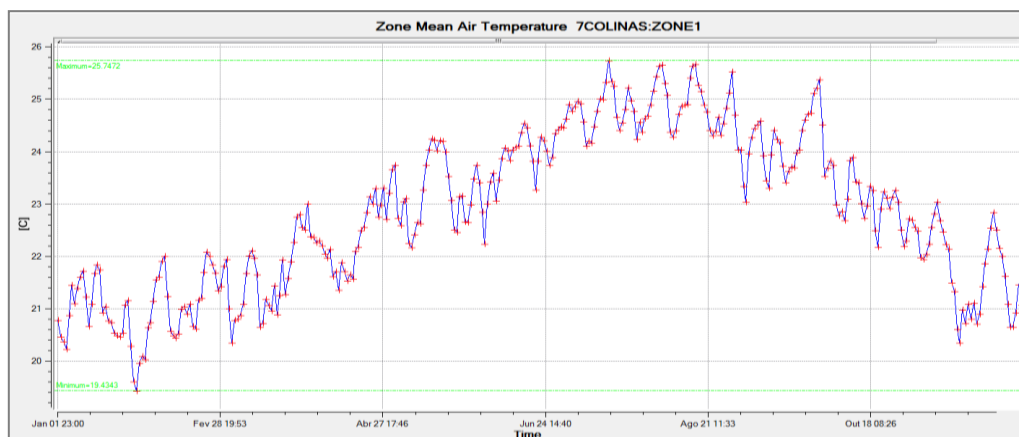


Ilustração 3.25 - Evolução da temperatura média diária no interior do espaço, com insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar e com climatização

Como mencionado anteriormente, esta disparidade entre as temperaturas exterior e interior conduzem a que a insuflação de ar novo introduza, genericamente, uma carga térmica no espaço durante o Verão, e obrigue a que se consuma energia para aquecimento no Inverno. O pré-tratamento do ar, ao ser insuflado pelos tubos enterrados, tem como objetivo aproximar a temperatura exterior do ar da interior e, portanto, reduzir os consumos de energia para condicionamento do mesmo. Em algumas situações, pelo facto de a temperatura do solo variar pouco ao longo do ano e se situar na ordem dos 18°C, enquanto a temperatura objetivo da sala é de 22°C, o funcionamento do sistema de tubos pode ser contraproducente. Nomeadamente, isto poderá acontecer quando a temperatura exterior se encontrar entre os dois valores supramencionados, sendo esta ocorrência apenas possível de evitar através de estratégias de controlo como as que serão apresentadas adiante.

As Ilustração 3.26 e Ilustração 3.27 apresentam a evolução do valor de energia retirada ou introduzida no espaço, respetivamente, devido à insuflação de ar novo a uma temperatura diferente da interior. Ambos os gráficos apresentam os valores para os casos de insuflação direta do ar exterior e insuflação pelo permutador de calor Terra-Ar por forma a atestar as vantagens do segunda solução em relação à primeira.

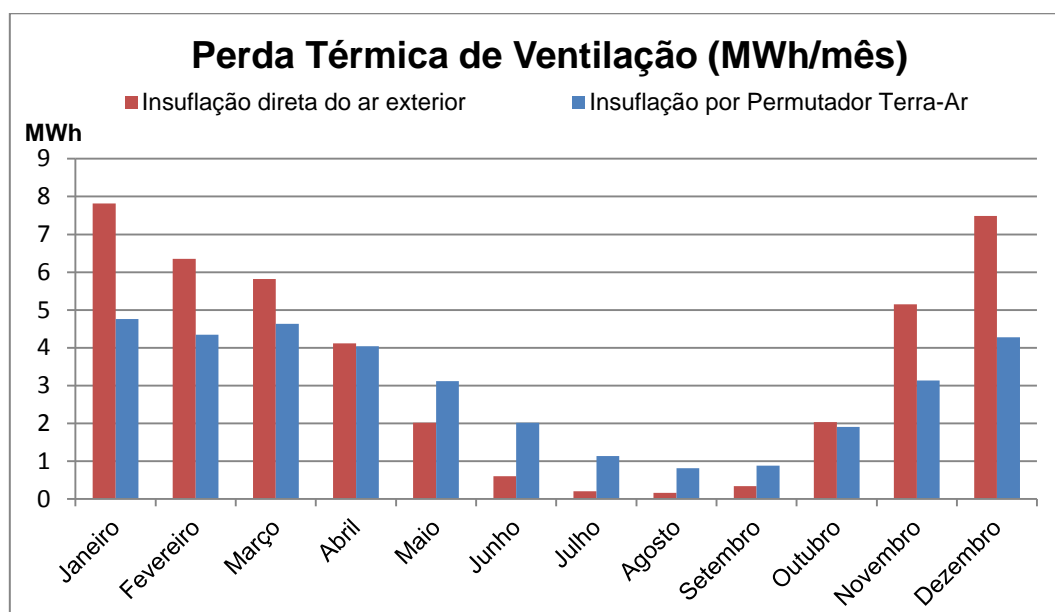


Ilustração 3.26 - Perda térmica introduzida no espaço pelo sistema de ventilação

No que diz respeito à perda térmica associada à ventilação, são observados dois comportamentos distintos. Nos meses tipicamente de aquecimento (Janeiro a Abril e Outubro a Dezembro) assiste-se a valores de perdas térmicas introduzidas no espaço pela ventilação, menores para o caso de insuflação pelos tubos enterrados, o que constitui um cenário vantajoso por permitir reduzir os consumos com aquecimento. Pelo contrário, nos meses de arrefecimento o cenário é o oposto, apresentando o caso de insuflação pelo permutador valores superiores de perda térmica. Os valores superiores de perda térmica devido à ventilação resultam da necessidade de aquecer ar que

inicialmente se encontra abaixo dos 22°C e no caso de ser insuflado diretamente apresenta uma carga térmica menor do que se for arrefecido (no máximo até 19°C) nos tubos enterrados para ser insuflado a seguir. Se a sala tem necessidades globais de ser arrefecida a temperatura de entrada do ar deve ser a menor possível o que pode ser controlado por um sistema que em alternativa admita ar diretamente do exterior ou do sistema de tubos enterrados. A análise do desempenho do sistema durante os meses de arrefecimento não pode ser apenas analisado em termos da energia global de aquecimento ou arrefecimento, necessitando de ser analisada de forma dinâmica. A Ilustração 3.27 apresenta as necessidades acumuladas de aquecimento do ar de ventilação de onde se pode observar que estas são quase nulas no caso de se usar o sistema de tubos enterrados, o que significa que em geral se conseguem temperaturas de saída dos tubos inferiores à temperatura da sala. O ar admitido diretamente do exterior quando se encontra a uma temperatura superior conduz a necessidades de arrefecimento, podendo neste caso ver-se a vantagem de utilizar o sistema de tubos enterrados quando a temperatura do ar exterior é superior a 22°C. Comprova-se assim a vantagem de utilização do sistema de tubos nestes meses, sendo esta tanto mais significativa quanto mais elevadas forem as temperaturas exteriores.

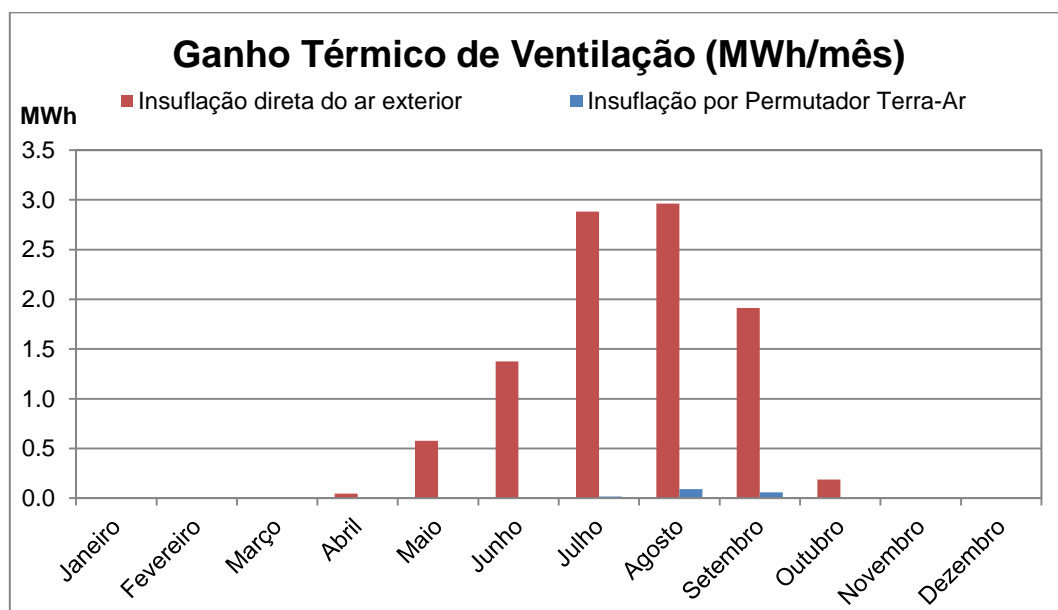


Ilustração 3.27 - Ganho térmico introduzido no espaço pelo sistema de ventilação

A análise seguinte, às necessidades energéticas mensais globais de aquecimento e arrefecimento, permite ter uma noção mais clara de qual o impacte que as reduções apontadas no caso de insuflação pelo permutador de calor encerram, e decidir acerca das situações em que se equacionou um funcionamento contraproducente do sistema.

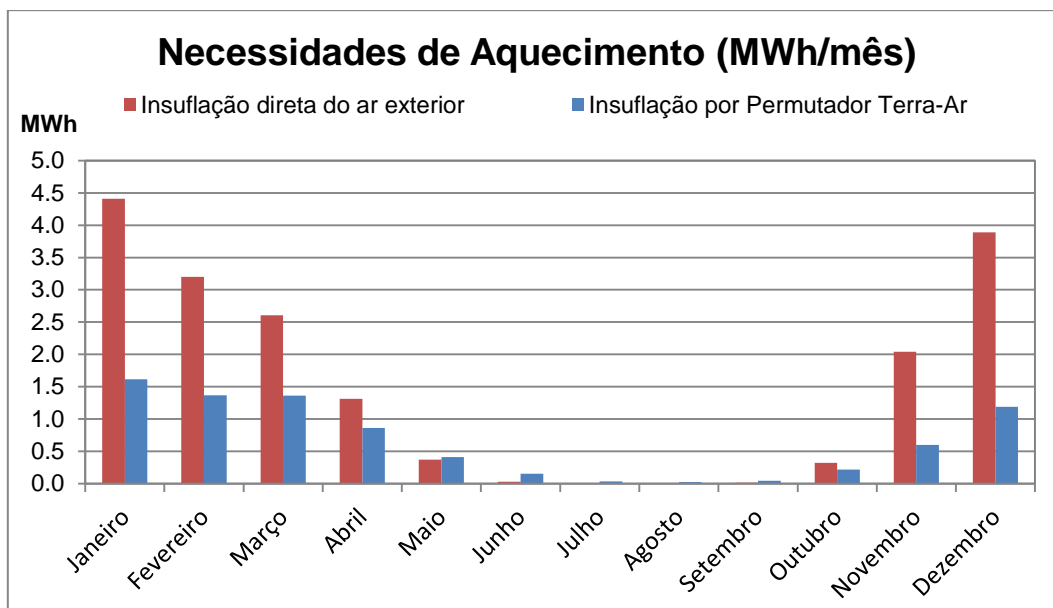


Ilustração 3.28 - Necessidades de aquecimento que o sistema de climatização tem de satisfazer

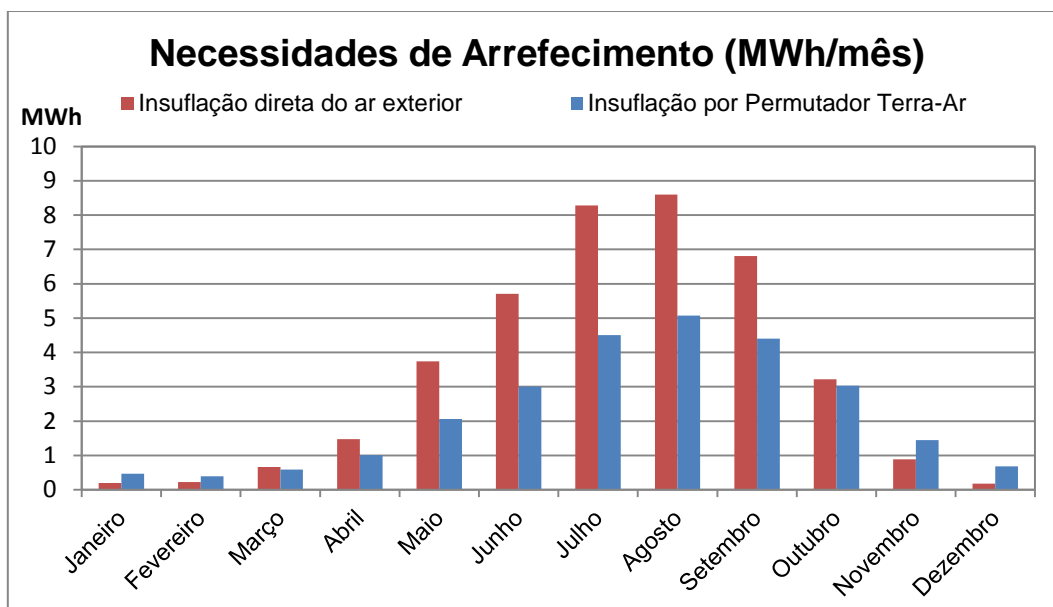


Ilustração 3.29 - Necessidades de arrefecimento que o sistema de climatização tem de satisfazer

Os valores registados para as necessidades de aquecimento mensais na Ilustração 3.28, permitem concluir que a redução das perdas térmicas de ventilação resultantes da insuflação pelos tubos enterrados, têm um efeito globalmente positivo ao longo do ano visto que reduzem as necessidades de aquecimento no período em que este se justifica, e não introduzem necessidades significativas nos meses de Verão. Sendo assim, conclui-se que, embora seja certo que existem dias, nos meses mais quentes do ano, em que o funcionamento dos tubos possa ser, pontualmente, contraproducente, a maior contribuição do aumento de perdas térmicas nesses meses com a insuflação pelo permutador (Ver Ilustração 3.26) é conduzida para a redução das necessidades de arrefecimento. Este facto é comprovado pelo perfil de necessidades de arrefecimento exposto na Ilustração 3.29.

Na Ilustração 3.30 apresenta-se o balanço às necessidades de climatização (aquecimento e arrefecimento nos Ventiladores-convetores) separando as contribuições da ventilação das restantes. Este consiste dos valores anuais das várias grandezas estudadas desde a Ilustração 3.26 à Ilustração 3.29, assim como da grandeza “Outros ganhos e perdas térmicas”, que contabiliza o valor líquido de necessidades de climatização devido à contribuição de todos os ganhos e perdas térmicas do espaço, a menos da ventilação. Para o mesmo valor desta grandeza, verifica-se que a insuflação pelos tubos enterrados permite reduzir consideravelmente os consumos energéticos associados ao arrefecimento, e diminuir para menos de metade os consumos de aquecimento. É importante notar que, embora a insuflação de ar pelo permutador reduza as perdas térmicas da sala devido à ventilação, esta tem um efeito bastante positivo na redução dos consumos de arrefecimento pela gama de temperaturas em que ocorre. Como visto na Ilustração 3.26, esta é superior, nos meses de Verão, à perda térmica da insuflação direta do ar exterior, contribuindo para atenuar os restantes ganhos térmicos e poupando o sistema de arrefecimento. A Tabela 3.18 resume as poupanças energéticas de climatização pela utilização do sistema de tubos enterrados, sem qualquer sistema de controlo, o qual deve ser implementado e otimiza o seu funcionamento. Esta tabela apresenta um valor de COP médio anual que foi definido como a soma da energia associada à poupança no aquecimento e no arrefecimento nos Ventiladores-convetores quando se utilizam os tubos enterrados ao longo de todo o ano no perfil de funcionamento apresentado. O valor de COP médio anual alcançado (12,5) é bastante interessante e pode ser melhorado utilizando alguma estratégia de operação como é discutido de seguida.

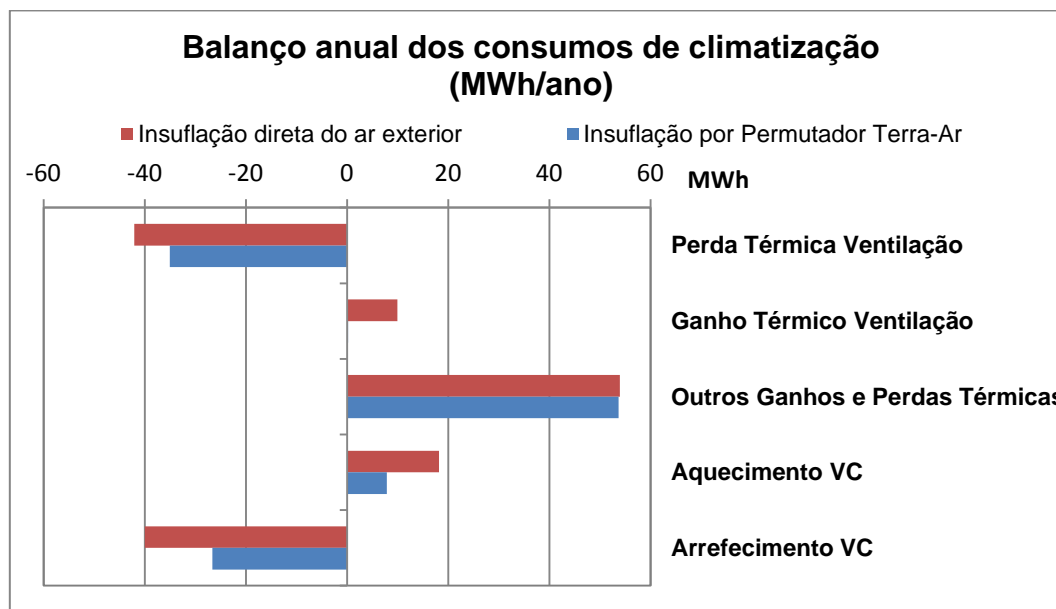


Ilustração 3.30 - Balanço anual aos consumos de climatização ativa

Tabela 3.18 - Desempenho global do sistema de permutador de calor Terra-Ar

Necessidades anuais de climatização de um sistema usual (MWh)	Redução anual de necessidades de climatização (MWh)	Consumo anual de energia no ventilador do permutador (MWh)	COP médio anual
58,2	23,7 (40%)	1,9	12,5

3.6 Estratégias de controlo:

Na sequência das situações não recomendáveis apontadas anteriormente para o funcionamento do sistema de tubos enterrados, foram estudadas algumas estratégias de controlo do mesmo, sendo os resultados apresentados de seguida.

A primeira situação a evitar foi diagnosticada na Tabela 3.15 e consistiu na possibilidade de ocorrência de períodos de funcionamento do sistema a debitar um COP inferior à unidade, ou seja, com a potência térmica trocada a ser inferior à potência elétrica necessária para o ventilador assegurar a circulação do ar. Estas situações ocorrem quando o gradiente térmico entre o ar exterior e o solo à profundidade de instalação dos tubos é tão baixo que limita a transferência de calor a valores muito baixos (menores que 0,5 kW, que é a potência média exigida ao ventilador no sistema projetado). Como na perda de carga cerca de metade se deve aos filtros que têm também de ser usados para a admissão do ar diretamente do exterior considera-se que a potência de ventilação dos tubos é metade daquele valor. Para assegurar um COP de 2 em relação à potência de ventilação dos tubos de ar pretende-se uma troca de calor correspondente a 0,5 kW que corresponde a uma variação da temperatura do ar que é dada pela Equação 3.1. Esta resulta num valor de cerca de 0,2°C para o caudal de ar pretendido para o espaço e com as propriedades do ar avaliadas para 20°C à pressão atmosférica.

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot \dot{V} \cdot c_p} = \frac{0,5}{1,2041 \times 2,042 \times 1,006} = 0,2^\circ\text{C} \quad (3.1)$$

Como a eficiência do permutador de tubos enterrados é da ordem de 50% a diferença entre a temperatura do ar e do solo situa-se em valores inferiores a 0,5°C. Em termos práticos, uma estratégia possível de implementar no sistema seria interromper a passagem do ar pelos tubos (compensando-a com insuflação direta do ar exterior) caso a diferença de temperaturas entre o solo e o ar à entrada do tubo fosse inferior ao valor indicado pela Equação 3.1. Dada a pequena variação da temperatura do solo a 3 m de profundidade (tipicamente entre os 16,5°C e os 19,5°C), uma estratégia mais simples, que não recorreria à instalação de um termómetro no solo, seria impedir o sistema de funcionar se a temperatura do ar exterior se situasse numa gama entre os 16°C e os 19°C. Esta gama de temperaturas poderia ser refinada dependendo da época do ano, pelo facto de se conseguir prever (através dos programas utilizados neste trabalho) qual a temperatura do solo, de forma a tirar partido do desfasamento de temperaturas entre o solo e o ar exterior.

Embora estas estratégias sejam de simples implementação na prática através de um sistema de gestão técnica centralizada do edifício, tornou-se impossível, por limitação do EnergyPlus, modelá-las nas simulações. A única técnica de controlo implementada no programa é similar às descritas, com a diferença de utilizar como temperaturas de referência, a temperatura do ar exterior e a da sala (em vez da do solo). Esta valência do programa foi utilizada para estudar outra situação não

recomendável para o sistema, à qual, a sua utilização sem controlo das temperaturas pode conduzir: condicionamento do ar contraproducente. Esta caracteriza-se pelo arrefecimento (ou aquecimento) do ar quando este deveria ser aquecido (ou arrefecido) pelo facto de a temperatura do solo ser inferior (ou superior) à do ar exterior, respetivamente. Devido ao desfasamento entre as temperaturas da sala e média do solo (22°C e 18°C) a gama de temperatura exteriores em que é possível que o funcionamento seja contraproducente é bastante mais lata que a gama de temperaturas à volta da do solo em que o COP é inferior à unidade. Sendo assim, é de maior interesse estudar o impacte do funcionamento contraproducente que poderá ter no desempenho global do sistema.

Para tal, tirou-se partido da estratégia implementada no EnergyPlus e estudou-se o efeito de desligar a insuflação pelos tubos caso a diferença absoluta de temperaturas entre o ar exterior e o da sala fosse superior a 2°C ou a 3°C. Nestes casos, estabeleceu-se que um sistema ventilação usual insuflaria o caudal mínimo de ar novo diretamente do exterior. Os resultados anuais da carga e perda térmicas introduzidas no espaço pela ventilação assim como os encargos para o sistema de climatização são apresentados, para os três casos (sem utilização desta estratégia e com a sua utilização para ΔT de 2°C e 3°C), na Ilustração 3.31.

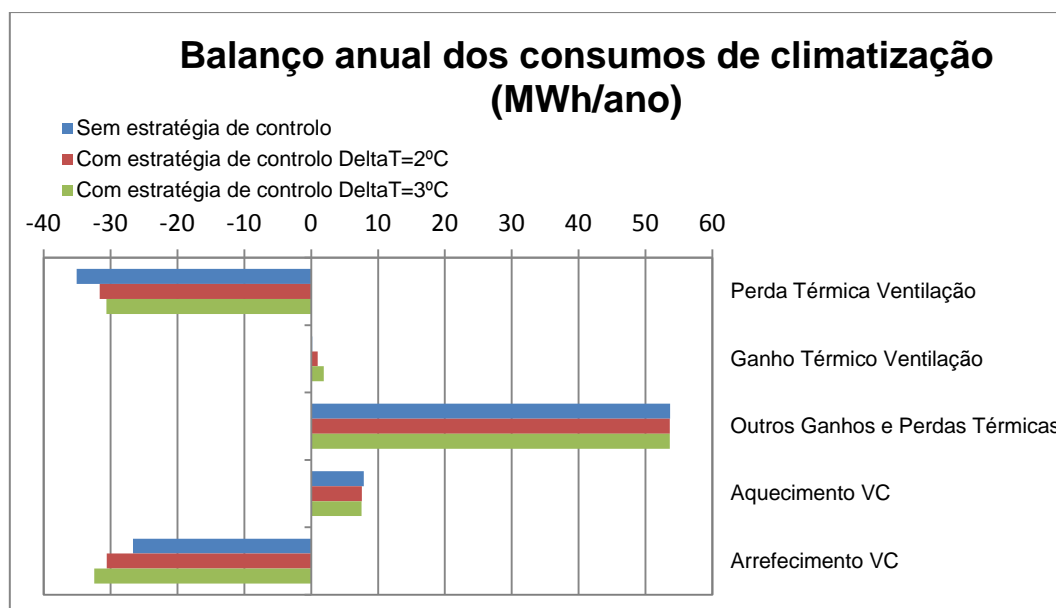


Ilustração 3.31 - Balanço anual aos consumos de climatização ativa, em função da estratégia de controlo

Sendo as temperaturas do solo e do espaço 18°C e 22°C, respetivamente, só seria útil que se desligasse a insuflação pelos tubos quando o ar exterior se encontrasse dentro dessa gama. Por limitação da estratégia implementada no programa, este tipo de ventilação é interrompido quando a temperatura do ar exterior se encontra entre os $22 - \Delta T$ °C e os $22 + \Delta T$ °C, logo, sempre que a temperatura do ar exterior se encontre dentro do limite superior do controlo, perde-se o potencial de arrefecimento do sistema. Este facto é comprovado pelo aumento do ganho térmico de ventilação e das necessidades de arrefecimento no VC à medida que o ΔT aumenta. Adicionalmente, verifica-se que embora a situação sem estratégia de controlo introduza maiores perdas térmicas de

ventilação, o aumento nas necessidades de aquecimento é marginal. Isto aponta para que estas perdas térmicas ocorram mais em situações nas quais contribuam para tirar alguns encargos térmicos ao sistema de arrefecimento do que em situações de arrefecimento contraproducente. Conclui-se que o desempenho do sistema é melhor utilizando-o sem este tipo de controlo. Não obstante, um controlo similar ao proposto para a eliminação dos períodos de funcionamento com COP inferior a 2, utilizando a temperatura do solo como referência, seria aconselhável e otimizaria o sistema quanto à problemática do funcionamento contraproducente.

A implementação de um sistema de controle que faça a admissão do ar diretamente do exterior sem passar pelos tubos enterrados seria desejável, fazendo essa operação sempre que se prevê que a variação de entalpia no ar no sistema de tubos seja contrária à necessidade a satisfazer pelos Ventiladores-convetores. Não se conseguiu implementar este método ao nível da simulação o que permitiria uma maior poupança de energia.

Outra estratégia implementada teve como objetivo reduzir-se o pico de potência térmica requerida ao sistema de aquecimento patente na Ilustração 3.24. Para tal, desfasaram-se os horários de arranque dos sistemas de climatização e de ventilação que, na situação inicial, arrancavam à mesma hora (Ver Tabela 2.9). Alterou-se também a temperatura pretendida para o espaço durante as horas em que o espaço é preparado para receber a ocupação. O novo perfil de funcionamento em aquecimento é o apresentado na Tabela 3.19, sendo as alterações destacadas a negrito.

Tabela 3.19 - Novo horário de funcionamento do sistema de ventilação e aquecimento para evitar pico de potência

		Ocupação	Ventilação	Climatização	Termostato
					Aquecimento
Época do ano (Verão, Inverno, Férias)		01/01 a 31/12	01/01 a 31/12	01/01 a 31/12	01/01 a 31/12
Tipo de dias (úteis, fim-de-semana, férias)		Todos os dias	Todos os dias	Todos os dias	Todos os dias
Horário de funcionamento diário	0h – 11h	0 <i>pax</i>	<i>Desligado</i>	<i>Desligado</i>	–
	11h – 11h30	0 <i>pax</i>	<i>Desligado</i>	<i>Ligado</i>	20 °C
	11h30 – 12h	0 <i>pax</i>	<i>Ligado</i>	<i>Ligado</i>	22 °C
	12h – 16h	210 <i>pax</i>	<i>Ligado</i>	<i>Ligado</i>	22 °C
	16h – 18h	0 <i>pax</i>	<i>Desligado</i>	<i>Desligado</i>	–
	18h – 18h30	0 <i>pax</i>	<i>Desligado</i>	<i>Ligado</i>	20 °C
	18h30 – 19h	0 <i>pax</i>	<i>Ligado</i>	<i>Ligado</i>	22 °C
	19h – 23h	210 <i>pax</i>	<i>Ligado</i>	<i>Ligado</i>	22 °C
	23h – 24h	0 <i>pax</i>	<i>Desligado</i>	<i>Desligado</i>	–

Estas alterações resultaram numa redução considerável do pico de potência da Ilustração 3.24 tal como se apresenta na Ilustração 3.32.

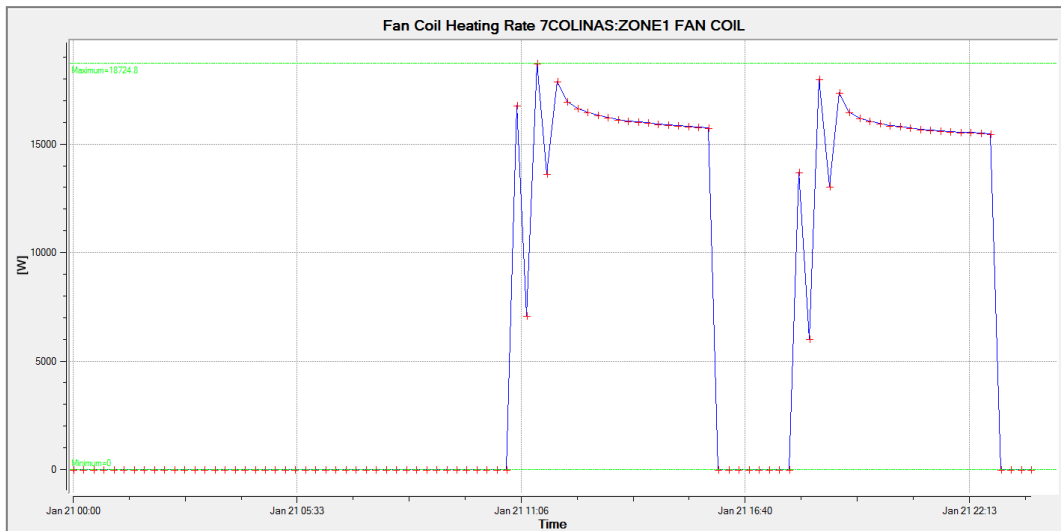


Ilustração 3.32 - Redução efetiva do pico de potência de aquecimento por alteração de horário de funcionamento

Foi ainda ensaiada a estratégia usualmente designada por *Free Cooling*, que consiste em insuflar ar fresco diretamente do exterior durante a noite nas estações de aquecimento de forma a descer a temperatura da sala, e interromper essa insuflação quando as temperaturas do ar exterior começam a subir. Para estudar as vantagens de aplicar esta estratégia, estabeleceu-se um caudal de 4 renovações por hora [15] entre as 0h00 e as 7h00 de cinco dias de Verão, cujas temperaturas exteriores evoluem de acordo com a Ilustração 3.33.

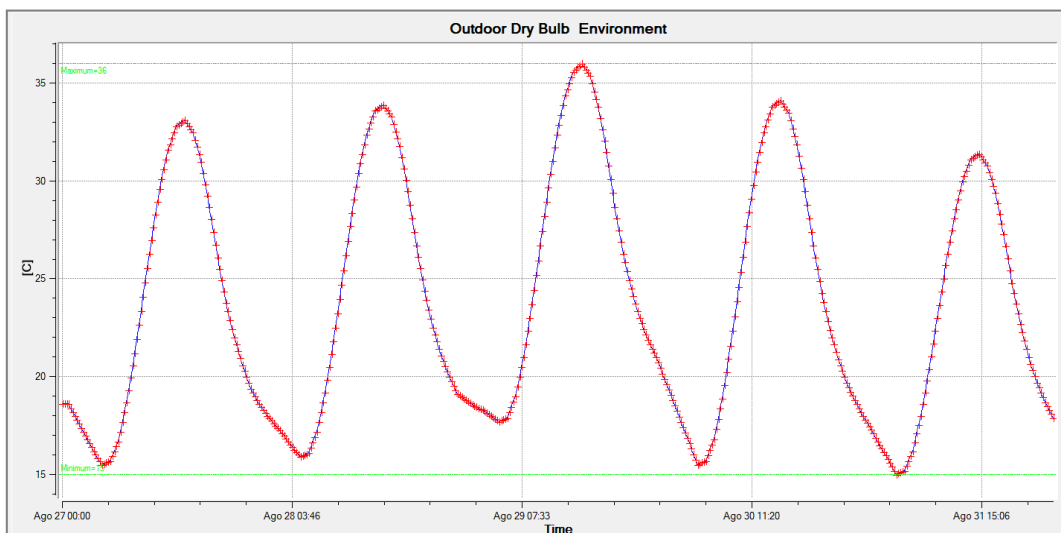


Ilustração 3.33 - Evolução da temperatura do ar exterior numa semana quente de Verão

O impacto ao nível das temperaturas verificadas no interior da sala é apresentado nas Ilustração 3.34 e Ilustração 3.35, para os casos de não utilização e utilização desta estratégia, respetivamente.

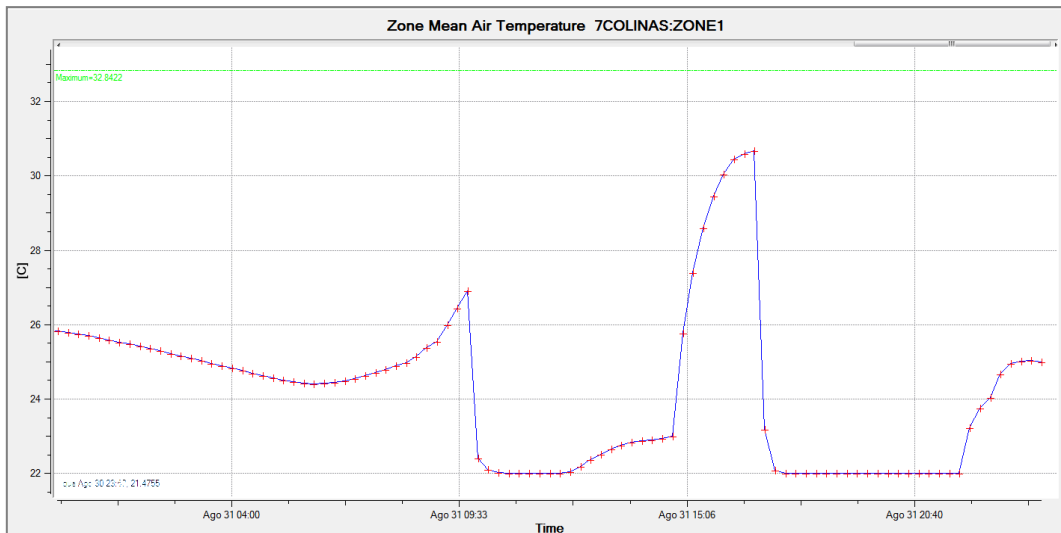


Ilustração 3.34 - Temperatura do interior na sala numa semana quente de Verão Sem Free Cooling

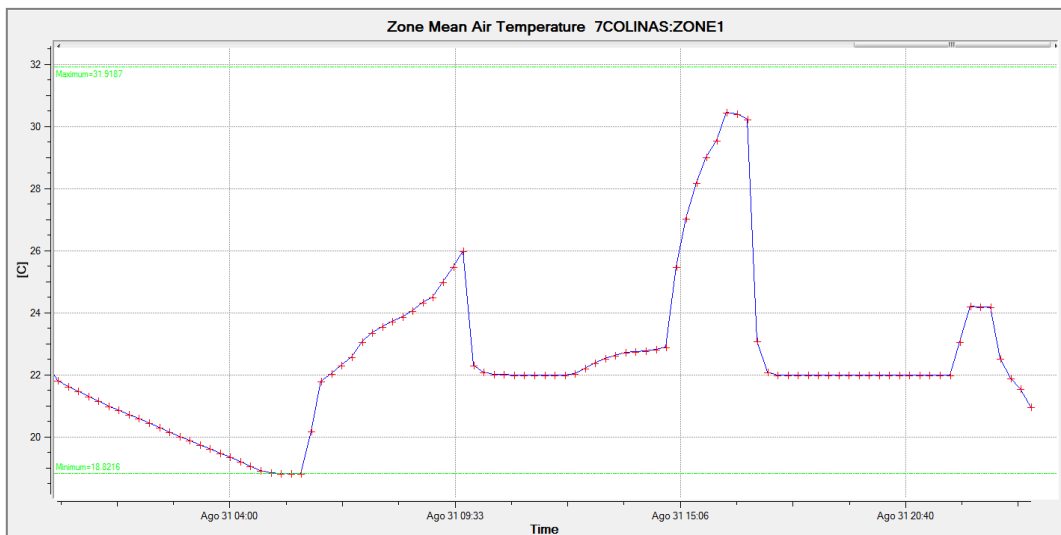


Ilustração 3.35 - Temperatura do interior na sala numa semana quente de Verão Com Free Cooling

Verifica-se, no caso de uso do *Free Cooling*, uma redução da temperatura do ar exterior nas primeiras horas do dia (até às 7h00, enquanto a ventilação está ligada). Esta temperatura mais baixa do ar, aquando do arranque do sistema de arrefecimento, permite uma redução dos consumos diários de energia para arrefecimento nos dias ensaiados, tal como se apresenta no Anexo C. Contudo, essa redução é pouco expressiva devido à carga térmica introduzida pelo elevado caudal de ar novo insuflado, a uma temperatura especialmente alta, assim que o sistema de climatização é ligado. Essa redução, nos cinco dias desta simulação foi de 3 % passando de 787,2 kWh no caso de não se utilizar esta estratégia para 763,3 kWh no caso de esta ser utilizada.

3.7 Balanço de Energia ao espaço:

Nesta última análise faz-se o balanço energético ao espaço por forma a desagregar as contribuições dos vários fatores de ganhos e perdas térmicas. Este estudo pretende decompor, mensalmente, a parcela de “Outros Ganhos e Perdas térmicas” apresentada nas Ilustração 3.30 e Ilustração 3.31, que em base anual assume um valor globalmente positivo.

A Ilustração 3.36 apresenta o valor mensal dos ganhos térmicos, decomposto nas seguintes contribuições: ventilação, superfícies opacas da envolvente, vãos envidraçados, iluminação e ocupação, para o caso de a insuflação ser de ar diretamente do exterior. Já a Ilustração 3.37 apresenta os valores das perdas térmicas devidas às mesmas contribuições, à exceção da ocupação e iluminação que são apenas fontes de ganho térmico.

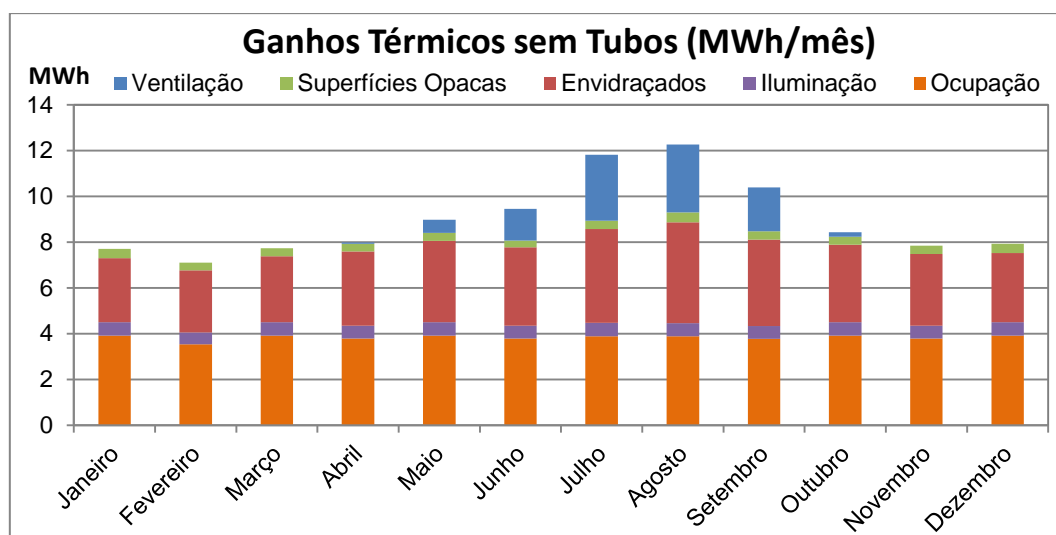


Ilustração 3.36 - Desagregação dos ganhos térmicos do espaço no caso de insuflação direta do ar exterior

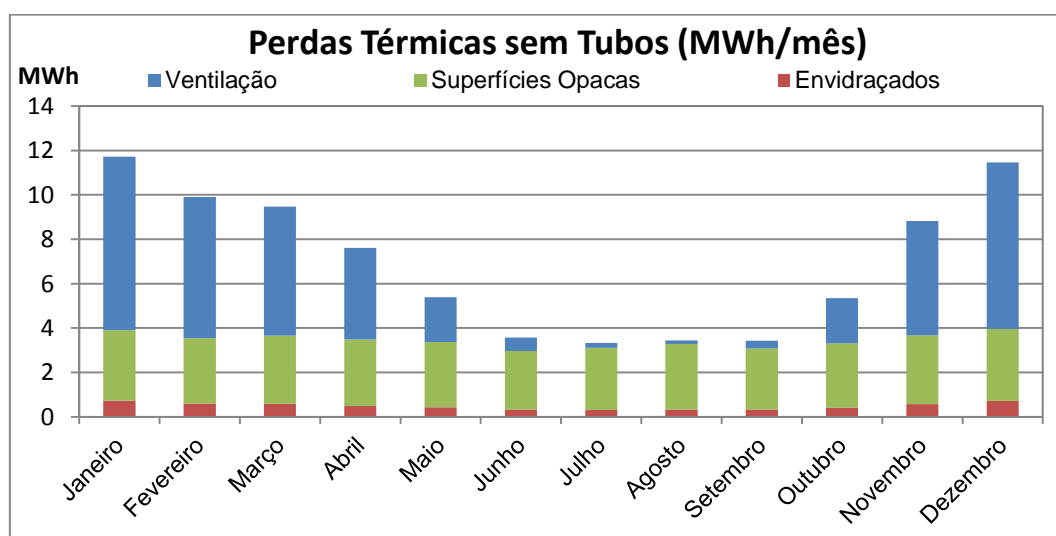


Ilustração 3.37 - Desagregação das perdas térmicas do espaço no caso de insuflação direta do ar exterior

As Ilustração 3.38, Ilustração 3.39 e Ilustração 3.39 são análogas às duas anteriores mas apresentam valores para o caso da insuflação ser assegurada através do sistema de tubos subterrâneos.

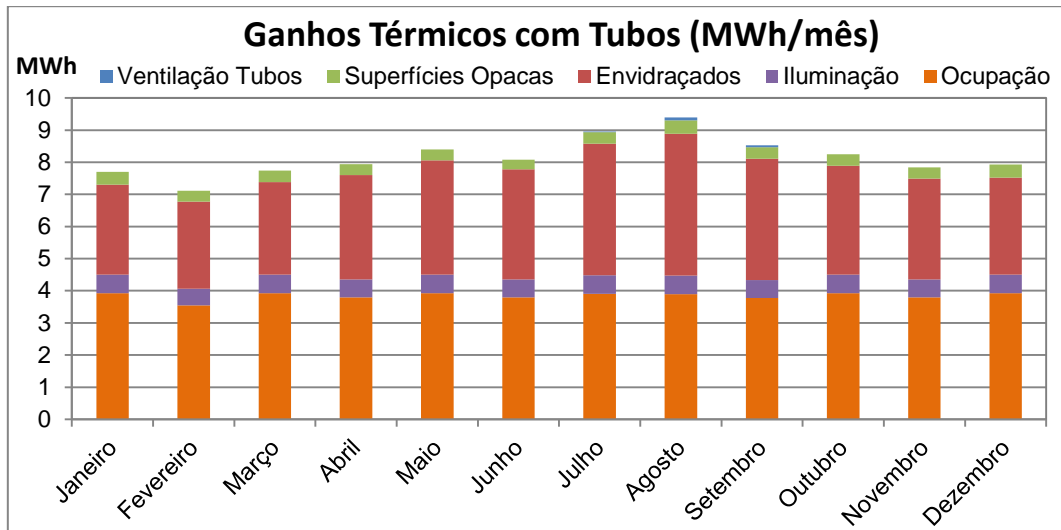


Ilustração 3.38 – Desagregação dos ganhos térmicos do espaço no caso de insuflação do ar pelo permutador Terra-Ar

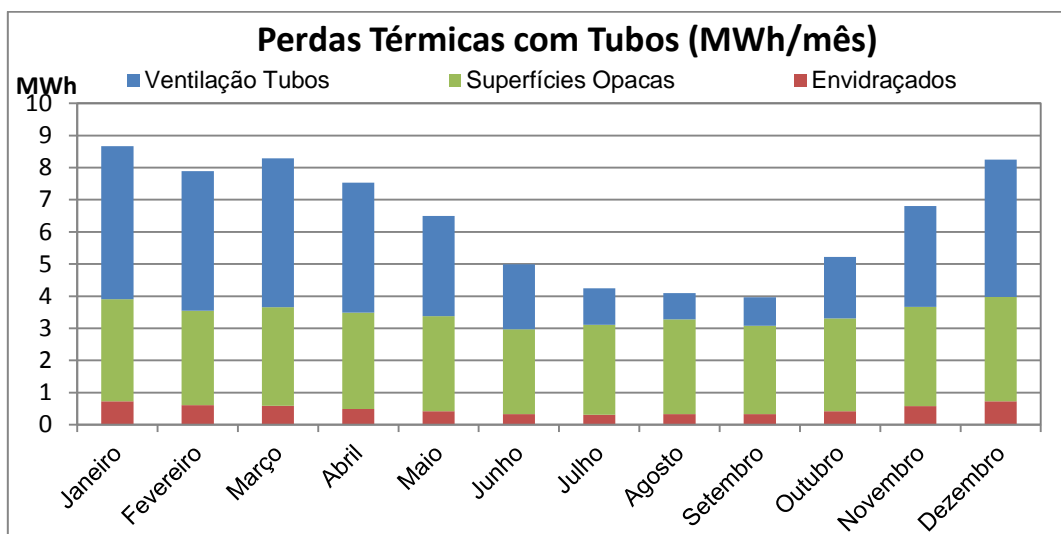


Ilustração 3.39 - Desagregação das perdas térmicas do espaço no caso de insuflação do ar pelo permutador Terra-Ar

Comparando a Ilustração 3.36 com a Ilustração 3.38, e a Ilustração 3.37 com a Ilustração 3.39, assiste-se a valores globalmente superiores de ganhos e perdas térmicas no caso da insuflação direta do ar exterior. Contudo, como seria de esperar, esta diferença é unicamente devida à rubrica da ventilação, mantendo-se as contribuições dos restantes ganhos e perdas térmicas constantes nas grandezas homólogas.

Tendo sido discutida exaustivamente a contribuição da ventilação (para os dois tipos de solução ensaiados), concluindo-se a viabilidade técnica do permutador de calor Terra-Ar pela redução do ganho térmico no Verão e perdas térmicas no Inverno, e aumento da perda térmica no Verão com contribuição positiva para o arrefecimento da sala, analisa-se agora as restantes parcelas de perdas e ganhos térmicos, unicamente para o caso de se insuflar o ar pelos tubos, visto que estes se mantêm constantes independentemente do tipo de insuflação do ar.

Em termos de ganhos térmicos, verifica-se a elevada contribuição da ocupação (na qual é impossível interferir) e dos vãos envidraçados devido à radiação solar. A pala de sombreamento colocada na fachada sul do edifício permite evitar os ganhos térmicos devido à radiação solar que se apresenta pela Ilustração 3.40.

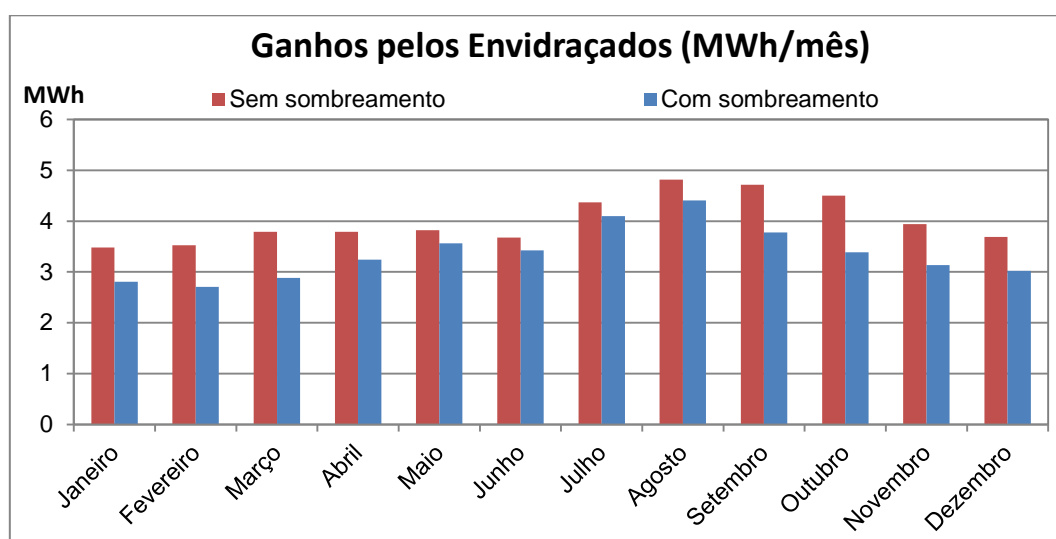


Ilustração 3.40 - Ganhos térmicos pelos vãos envidraçados

Verifica-se uma redução em termos do ganho térmico pelos envidraçados quando se aplica o sombreamento modelado, contudo, esta redução não é substancial visto que o comprimento da pala colocada foi limitado por razões estéticas. Colocou-se uma pala das dimensões da presente na Ilustração 2.5, cerca de 1,5 m enquanto os cálculos para a altitude solar à longitude de Lisboa, apontassem para um comprimento cerca de 1 m superior.

Quanto às perdas térmicas, as superfícies opacas representam uma elevada contribuição, devido, essencialmente às superfícies laterais cujo elevado coeficiente de transferência de calor pode ser revisto na Tabela 2.1. Este valor elevado deve-se ao facto de se ter considerado as soluções construtivas atuais do hotel que, devido ao acabamento exterior a granito, não prevê existência de uma camada de isolamento. Não obstante, apresenta-se na Ilustração 3.41 a redução de perdas térmicas por estas superfícies que a instalação de uma solução com valor de transferência de calor equivalente à do pavimento (Ver Tabela 2.1) asseguraria.

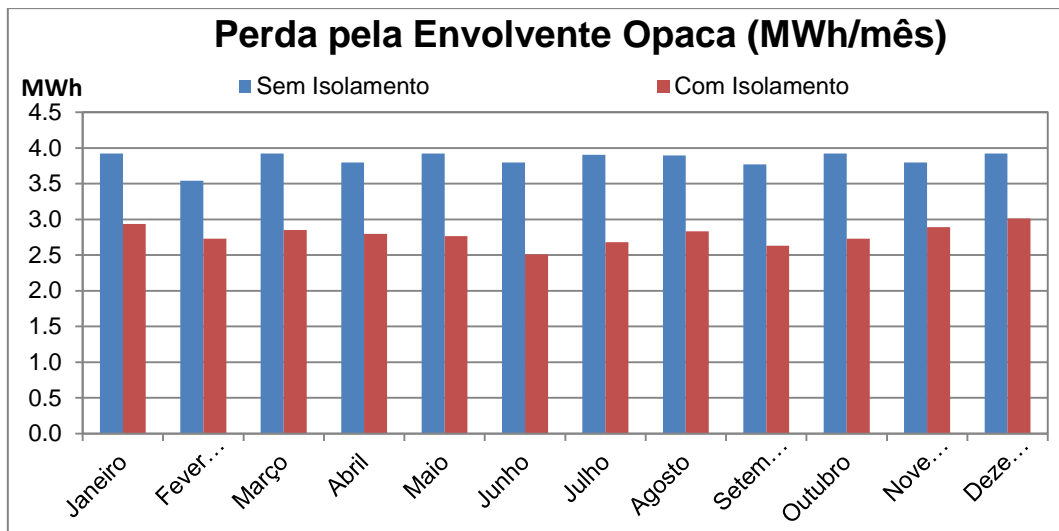


Ilustração 3.41 - Perdas térmicas pelas superfícies opacas da envolvente

Neste caso verifica-se que uma solução mais conservadora em termos de isolamento das superfícies opacas laterais do edifício, poderia ser bastante satisfatória para a redução de perdas térmicas por essas pontes térmicas.

4 Conclusões

No presente estudo propôs-se dimensionar um permutador de calor Terra-Ar para pré-condicionamento do ar e analisar a sua viabilidade técnica perante o caso prático de um edifício novo para a atividade de restauração.

A primeira fase do estudo consistiu em desenvolver uma análise paramétrica a três parâmetros do sistema (velocidade média do escoamento no tubo, diâmetro e comprimento) da qual se retirou as seguintes conclusões:

- I. À medida que a velocidade de escoamento do ar aumenta (para diâmetro constante), tanto as perdas de carga como a potência térmica trocada aumentam (uma vez que o caudal também aumenta). Enquanto a potência térmica cresce assintoticamente para um valor máximo, a potência de ventilação devido às perdas de carga é continuamente crescente com a velocidade, logo, a tendência do COP é decrescer com a velocidade. O único ponto em que isto não se verifica é para a velocidade que corresponde à transição do regime de escoamento laminar para turbulento e que favorece bastante a troca de calor. Contudo, a velocidade para que isto acontece não é suficientemente elevada para assegurar um valor de caudal razoável, pelo que se tende a utilizar velocidades mais elevadas, comprometendo o COP.
- II. Para a análise paramétrica ao diâmetro, estabeleceu-se o caudal constante (em detrimento da velocidade de escoamento constante). Para caudais constantes, menores diâmetros conduzem a velocidades de passagem mais elevadas que favorecem a troca de calor mas obrigam a potências de ventilação superiores. Diâmetros maiores, necessitam de potências de ventilação menores mas sacrificam a transferência de calor. Assim à medida que o diâmetro aumenta, tanto a potência térmica como a de ventilação diminuem, atingindo um COP máximo para um diâmetro intermédio.
- III. O aumento do comprimento do tubo favorece sempre a transferência de calor, contudo, a taxa de transferência é cada vez menor à medida que o tubo aumenta porque o gradiente térmico entre o ar e o solo vai diminuindo à medida que o ar avança. A partir de um certo valor (50 m para o diâmetro e caudais utilizados) a ganho em termos de potência térmica não é suficiente para contrabalançar as perdas de carga, e o COP começa a deteriorar-se com o comprimento.

Entre vários critérios possíveis para o dimensionamento do sistema de tubos enterrados escolheu-se como condição satisfazer o caudal mínimo imposto pela ocupação do espaço para que se maximizasse as vantagens que insuflar o ar por este sistema pudesse ter.

Essas vantagens são máximas quanto mais elevada for a potência térmica trocada, portanto, pela conclusão I. deve-se minimizar o diâmetro para aumentar a razão Superfície/Volume.

O sistema dimensionado tirou partido de toda a área disponível de implantação, para maximizar o número de tubos, e assim conseguir-se velocidade não tão comprometedoras do COP para o caudal pretendido.

As mais-valias da instalação deste sistema foram avaliadas por simulações computacionais com o programa EnergyPlus para dias de projeto (aquecimento e arrefecimento) e ao longo do ano, tendo-se concluído que:

- IV. Nos dias de projeto, a elevada diferença entre as temperaturas extremas do ar exterior e a temperatura do solo (comparativamente bastante mais próxima da temperatura da sala) favorecem a utilização deste sistema. Essa diferença de temperatura garante elevadas trocas de calor entre o ar e o solo, levando a uma aproximação entre temperatura de entrada do ar na sala e a temperatura da própria sala. Esta permite reduções significativas na potência instalada de climatização, principalmente, no caso prático estudado devido aos elevados níveis de caudal de ar novo que têm de ser insuflados dada a elevada ocupação do espaço.
- V. O funcionamento deste sistema sem controlo durante todo o ano, pode conduzir a situações em que não seja viável a operação do mesmo pelo facto da temperatura do ar exterior se encontrar entre o valor da do solo e o valor objetivo para a sala. Nestes casos estratégias de controlo devem estar integradas no sistema de gestão técnica do edifício. A estratégia de controlo possível de implementar no *software* de simulação utilizado resultou em piores resultados que a sua não utilização, tendo sido estes devidos à pouca versatilidade do programa neste campo. Outra forma de controlo é a não utilização dos tubos enterrados quando a energia trocada com o ar novo é de sinal contrário às necessidades térmicas do espaço mas esta não foi implementada no programa de simulação.
- VI. Mesmo sem estratégias de controlo que otimizassem o sistema, as vantagens de utilização deste sistema materializaram-se numa estimativa de redução de 40% dos consumos energéticos de climatização do edifício em comparação a uma solução de ventilação usual, com o sistema a alcançar um COP médio de 12.
- VII. Pelo balanço de energia ao edifício concluiu-se que a ventilação se assumia como uma das principais responsáveis pelos consumos de energia para climatização, principalmente, na rúbrica de aquecimento, razão que viabilizou o estudo de uma solução que interferisse diretamente com a ventilação. Estudou-se também a possibilidade de se isolar mais eficientemente as superfícies opacas de forma a reduzir as perdas pelas pontes térmicas que a solução construtiva modelada permitia. As reduções das perdas térmicas pela utilização de uma solução nas fachadas tão isolante quanto o chão, seriam da ordem dos 27%.

Finalmente, a ultima razão que torna os tubos enterrados uma solução viável para o caso de estudo prende-se com o perfil (não contínuo) de funcionamento do restaurante (cerca de 10 horas diárias) que permite o descanso térmico do solo. Este aspeto no entanto requer uma análise mais detalhada.

Como proposta de trabalhos futuros, seria de grande interesse que o modelo EarthTube do EnergyPlus fosse mais desenvolvido, tanto em termos de análises preliminares de dimensionamento, (tais como as conseguidas pelo Pré-Processador), como em termos de estratégias de controlo com regulação por temperatura, com referência à temperatura do solo. Seria também interessante fazer-se uma análise económica à tecnologia para decidir acerca da sua viabilidade financeira.

5 Referências Bibliográficas

- [1] Lawrence Berkeley National Laboratory, US Department of Energy, (2009).
(<http://newscenter.lbl.gov/feature-stories/2009/06/02/working-toward-the-very-low-energy-consumption-building-of-the-future/>)
- [2] European Commission, Directive 2010/31/EU, Energy Performance of Building Directive (2010). (<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32010L0031:EN:NOT>)
- [3] Cooper P, Liu X, Kosasih P, Yan R (2011), Modelling net zero energy options for a sustainable buildings research centre. 12th Conference of International Building Performance Simulation Association, Building Simulation 2011 Conference (pp. 2799-2806). Melbourne: AIRAH/IBPSA.
- [4] Kusuda, T., Achenbach, P. (1965), Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States, ASHRAE Transactions 71(1), 61-75.
- [5] European Norm EN15241 (2006), Ventilation for buildings - Calculation methods for energy losses due to ventilation and infiltration in commercial buildings.
(http://www.cres.gr/greenbuilding/PDF/prend/set4/WI_20+21_Pre-FV_version_prEN_15241_Ventilation_Energy.pdf)
- [6] Tzaferis A., Liparakis D., Santamouris M., Argiriou A. (1992), Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers, Energy and Buildings 18, 35-43.
- [7] Lee K.H., Strand R.K. (2006), Implementation of an Earth Tube System into EnergyPlus. SimBuild 2006 Conference, MIT, Cambridge, Massachusetts.
- [8] Deglin D., Van Caenegem L., Dehon P. (1999), Subsoil Heat Exchangers for the Air Conditioning of Livestock Buildings. J. Agric. Engng Res. 73, 179-188.
- [9] Eicker U., Huber M., Seeberger P., Voschulze C. (2006), Limits and potentials of office building climatisation with ambient air. Energy and Buildings 38, 574-581.
- [10] Energy Design Update (2004), Vol. 24, no 5. An Illinois "Passivhaus".
(<http://www.thermotechfiberglass.com/EDU.pdf>)
- [11] Energy Design Update (2007), Vol. 27, no 5. Urbana gets another Passivhaus.
(http://www.passivehouse.us/passiveHouse/Articles_files/EDU%20May2007%20Postable.PDF)
- [12] Burton S. (2004) Coolhouse - Final Technical Report.
(<http://www.softech-team.it/Coolweb/CoolHouse-FinalReport.pdf>)
- [13] Fjaerem A. (2004) Coolhouse - Final Monitoring Report.
(<http://www.softech-team.it/Coolweb/CoolHouse-Monitoring-PT.pdf>)

- [14] Aelenei L., Gonçalves H., Rodrigues C. (2010), The Road Towards "Zero Energy" in Buildings: Lessons Learned from SOLARXXI Building in Portugal, Proceedings of EUROSUN 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz, Austria.
- [15] IEA Annex 28 (2001) Low Energy Cooling: Technology selection and early design guidance, Chapter F - Ground Coupled Systems.
(http://www.ecbcs.org/docs/annex_28_technology_selection.pdf)
- [16] U.S. Department of Energy (2011), Building Energy Software Tools Directory,
(http://apps1.eere.energy.gov/buildings/tools_directory/).
- [17] Strand R.K., Pedersen.C.O., and Crawley D.B. (2001), Modularization and Simulation Techniques for Heat Balance Based Energy And Load Calculation Programs: The Experience Of The Ashrae Loads Toolkit And Energyplus. Seventh International IBPSA Conference, Brazil.
- [18] EnergyPlus Input Output Reference Document (2011).
(<http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/pdfs/inputoutputreference.pdf>)
- [19] EnergyPlus Engineering Reference Document (2011).
(<http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/pdfs/engineeringreference.pdf>)
- [20] Ministério das Obras Públicas, Transportes e Comunicações (2006), Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE)
- [21] EnergyPlus Auxiliary Programs Document (2011).
(<http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/pdfs/auxiliaryprograms.pdf>)
- [22] ASHRAE Handbook – Fundamentals (2009).
- [23] Krieger F. J. (1951), Calculation of the Viscosity of Gas Mixtures – RAND Corporation.

6 Anexos

A. Dados de apoio à modelação

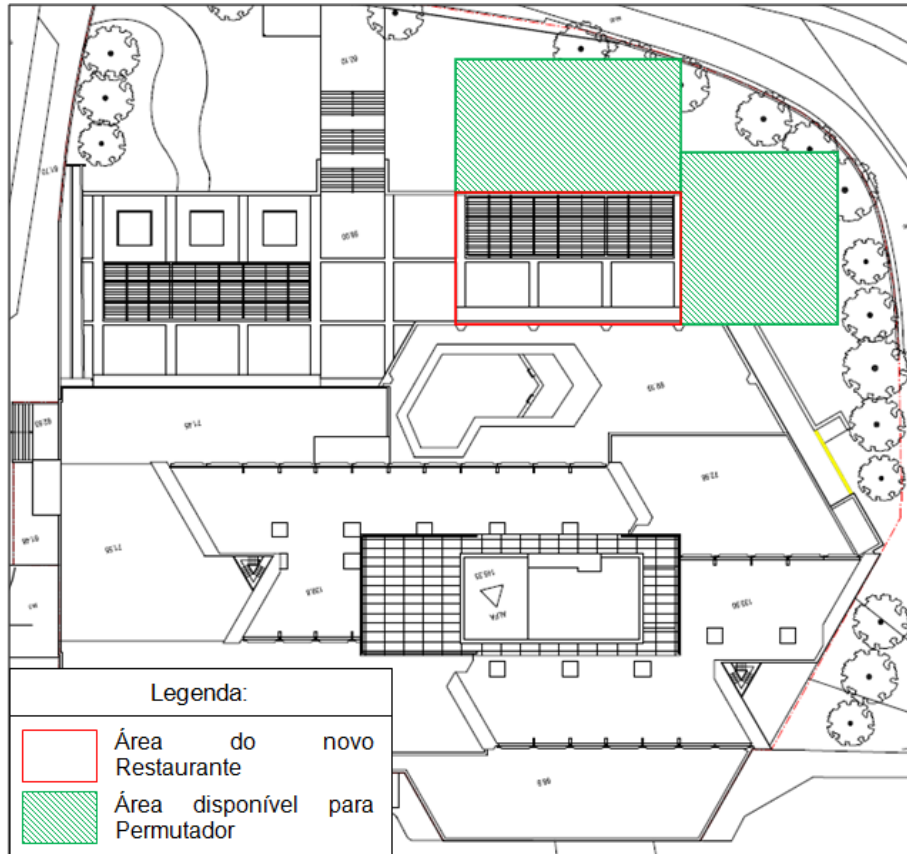


Ilustração 6.1 - Áreas de implantação do novo espaço e disponíveis para o permutador



Ilustração 6.2 - Representações gráficas das soluções construtivas para fachada, pavimento e cobertura, respetivamente

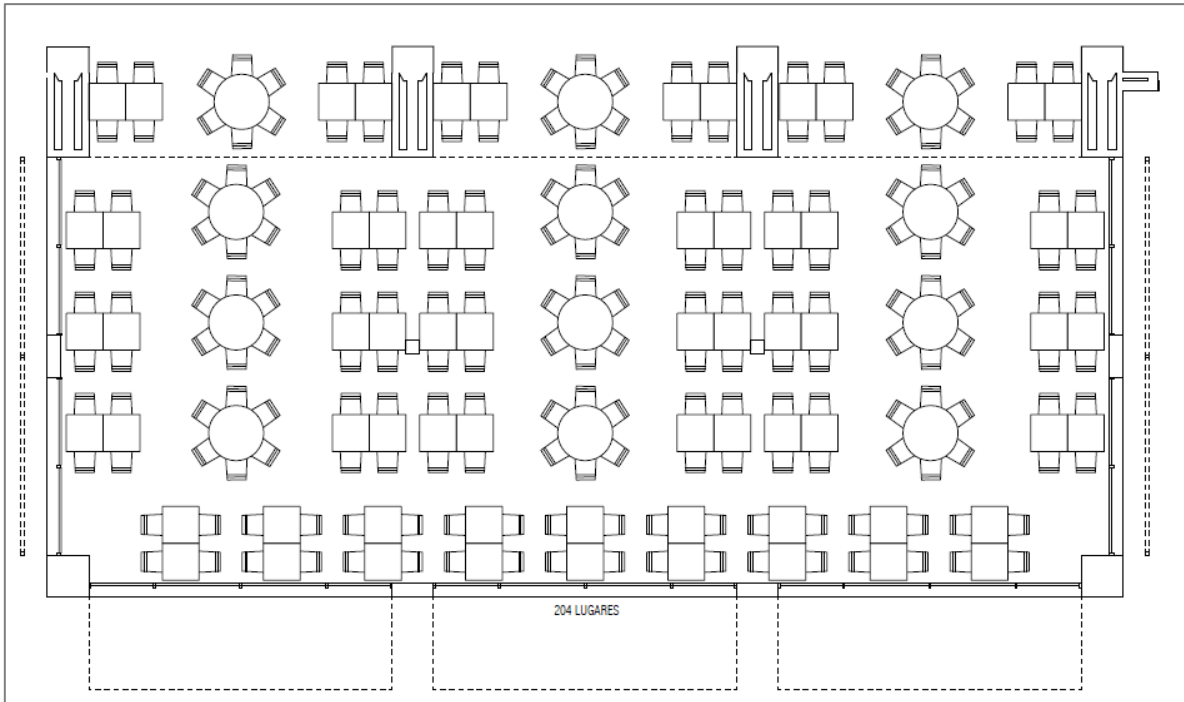


Ilustração 6.3 - Planta do novo restaurante

Factor Solar: 32%

QUARTOS - FACHADA SUL

Composição:

Vidro Exterior: Incolor de 6mm, ARIPLAK DAG-5427
 Câmara de ar: 12mm, 100% Ar
 Vidro Interior: Laminado Incolor 4+Incolor 4 (2 PVB incolor), Sound Control

Propriedades de transmissão e reflexão em visível:

Transmissão Luminosa: 53%
 Reflexão Luminosa exterior: 14%
 Reflexão Luminosa interior: 21%

Propriedades Térmicas:

Valor U = 1.6 W/m²K

Propriedades de transmissão e reflexão solar:

Transmissão Energética Directa: 22%
 Reflexão Energética: 30%
 Absorção: 48%
 Factor Solar: 27%

Atenuação acústica aproximada: Rw=39dB Rtr=34dBA

Miraflores, 17th Januay 2003

SOMAGUE - ENGENHARIA, S. A.

Francisco Serrano Patrão

MARCA DOS
 VIDROS:
 ARIÑO DUGLASS
 (ESPAÑA)

Ilustração 6.4 - Características dos vãos envidraçados da fachada Sul do Hotel

B. Dados climáticos

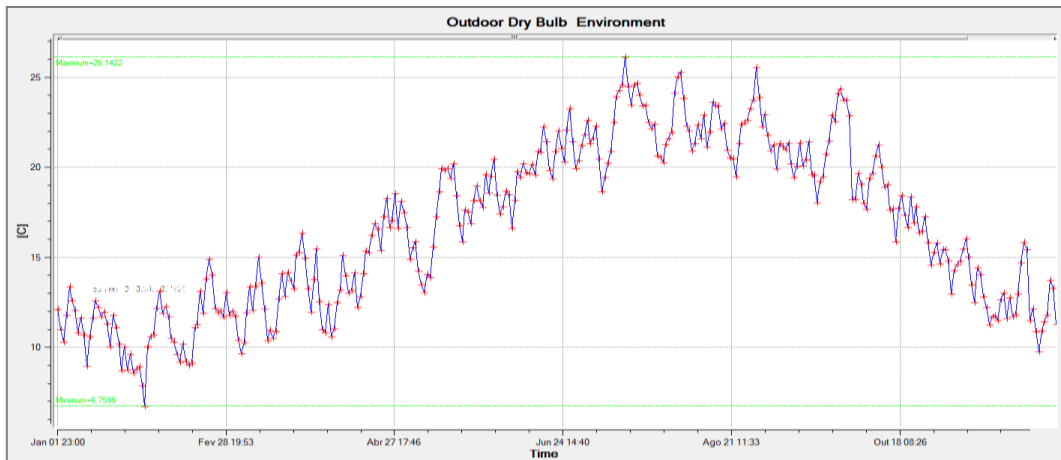


Ilustração 6.5 - Evolução da temperatura média diária do ar exterior ao longo do ano

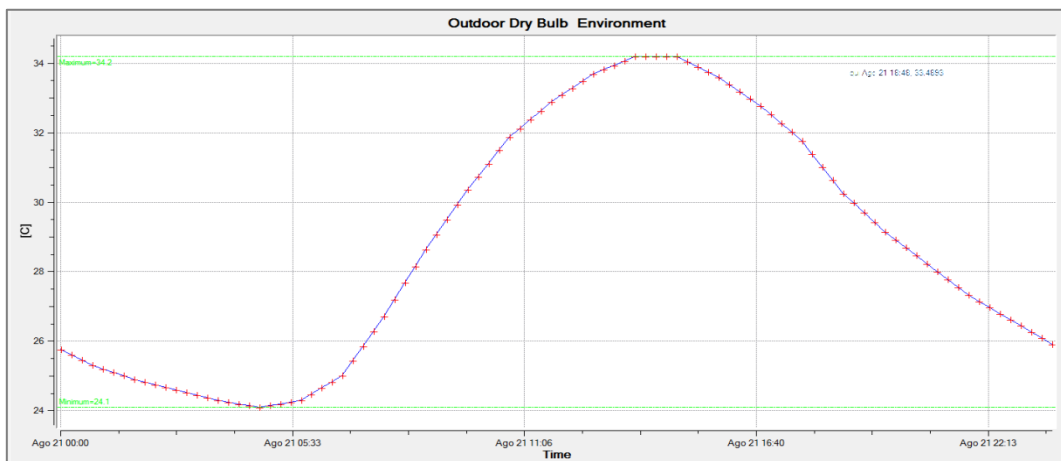


Ilustração 6.6 - Evolução da temperatura exterior no dia de projeto de arrefecimento

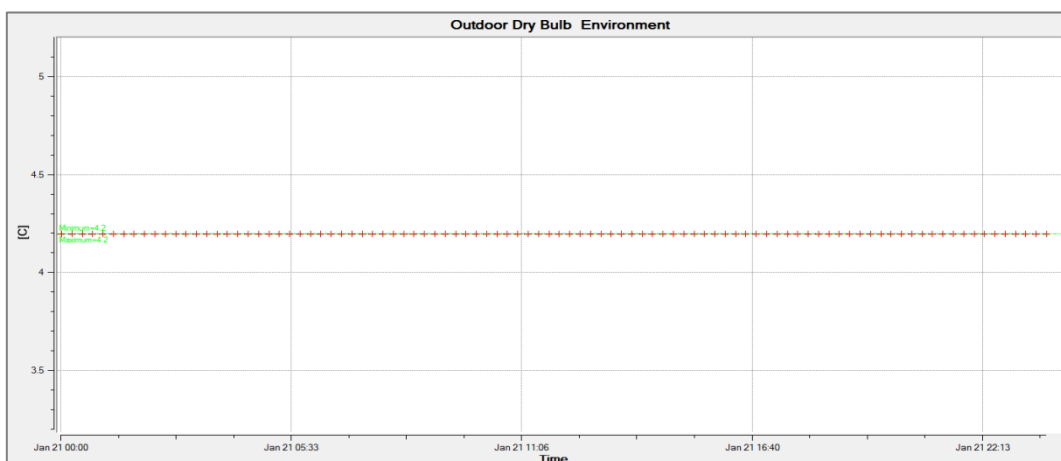


Ilustração 6.7 - Perfil constante da temperatura exterior no dia de projeto de aquecimento

C. Outras Simulações

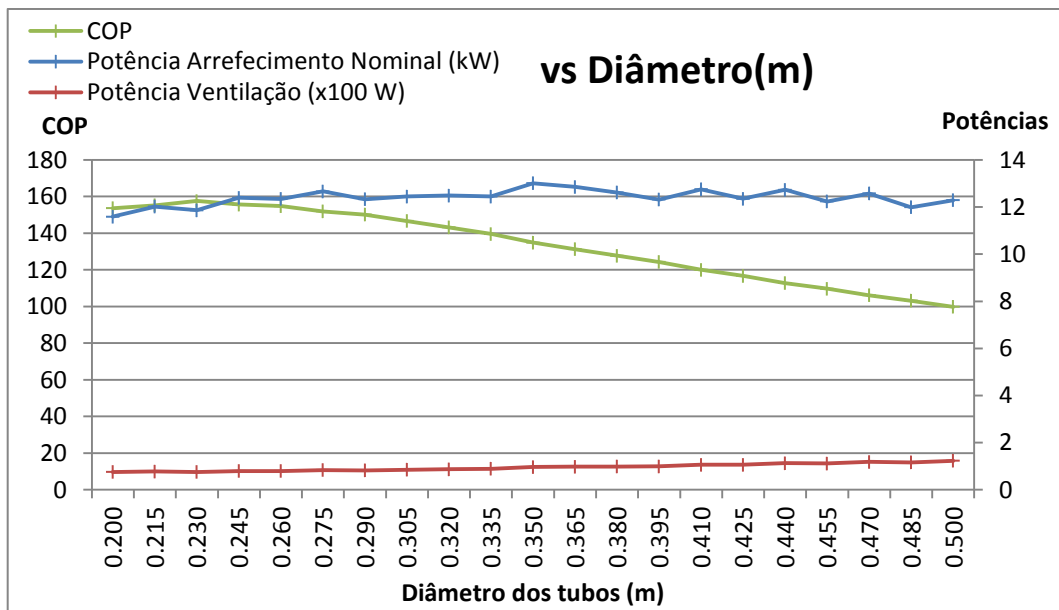


Ilustração 6.8 - Variação do COP e das Potências Térmica de Ventilação com o diâmetro
 (Nota: Apresentou-se a potência de ventilação na unidade [100 W], equivalente a $[10^{-1}kW]$, para permitir uma observação mais clara do andamento da curva, dado os baixos valores desta variável)

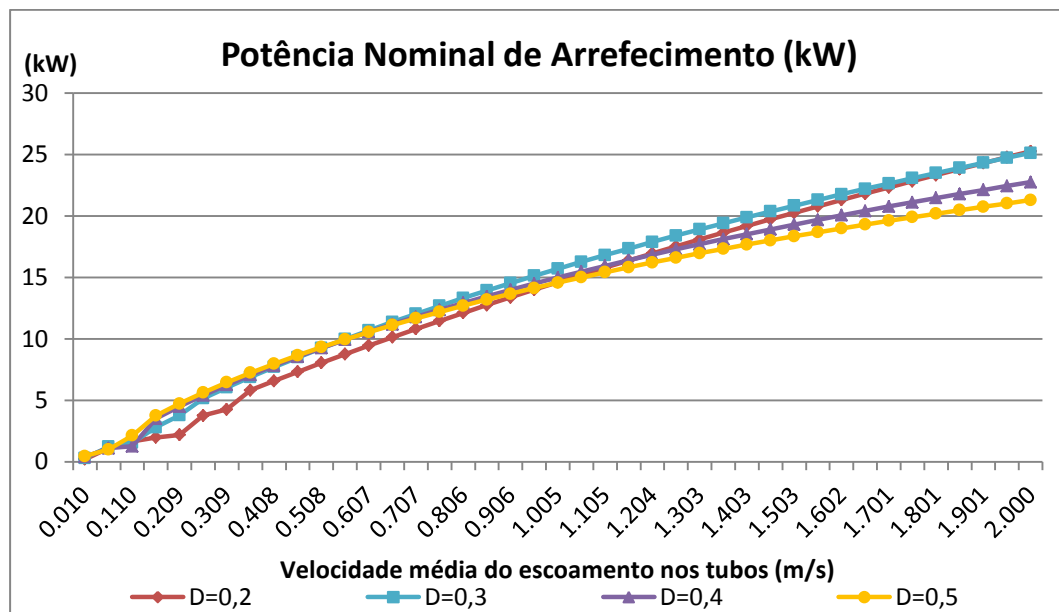


Ilustração 6.9 - Variação da Potência Nominal de Arrefecimento com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos

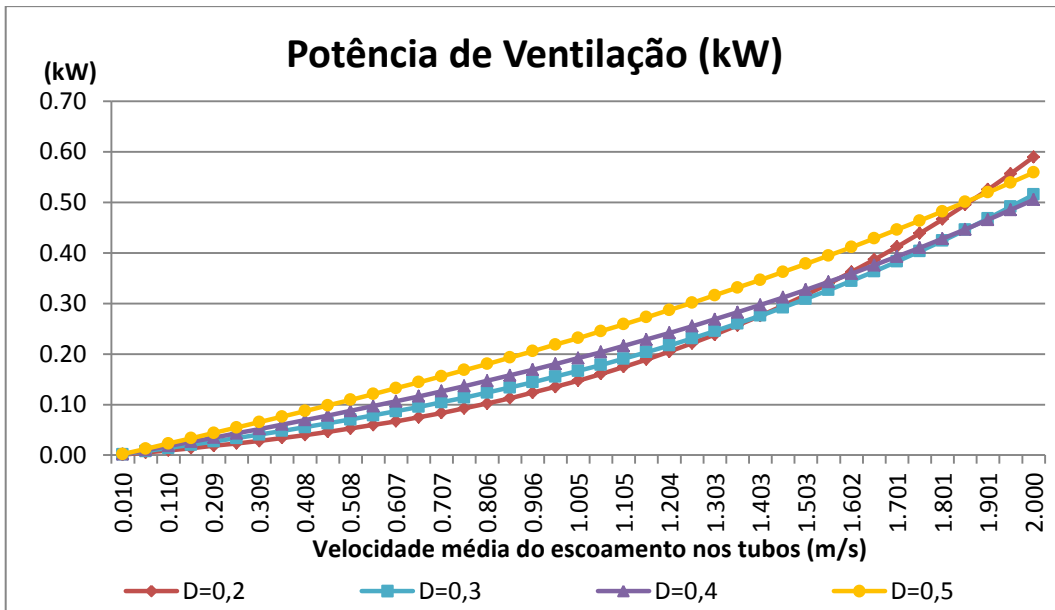


Ilustração 6.10 - Variação da Potência de Ventilação com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos

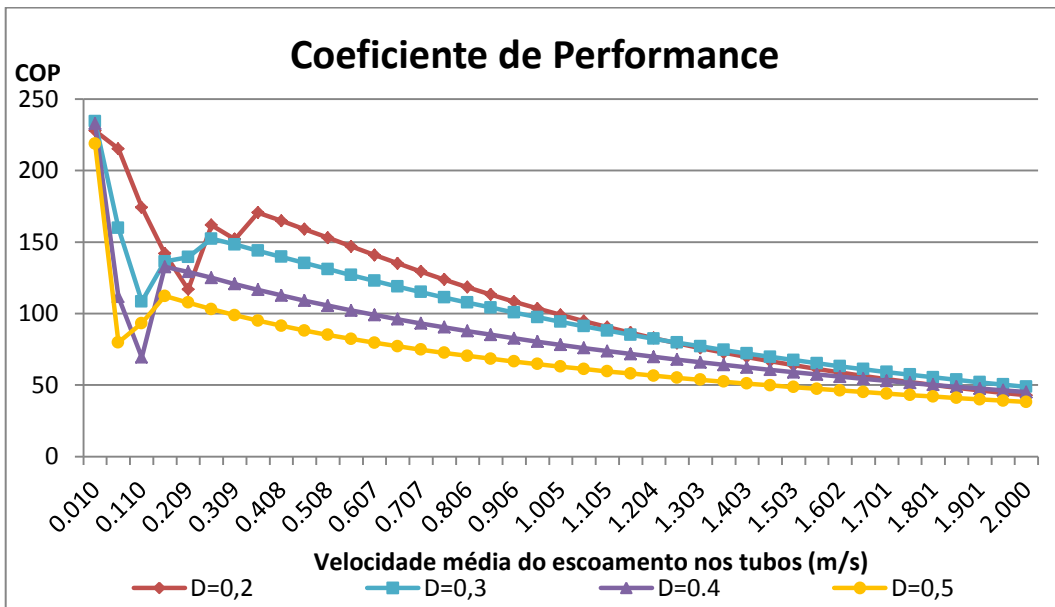


Ilustração 6.11 - Variação do COP com a Velocidade média do escoamento, para vários diâmetros dos tubos

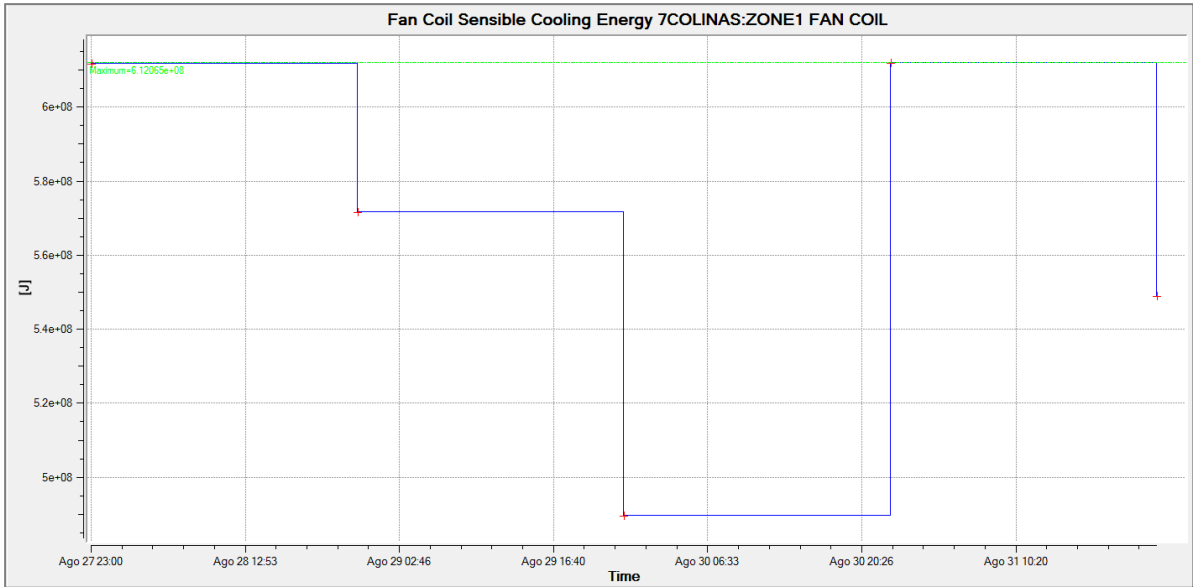


Ilustração 6.12 - Consumos de Energia na semana quente de Agosto Sem Free Cooling

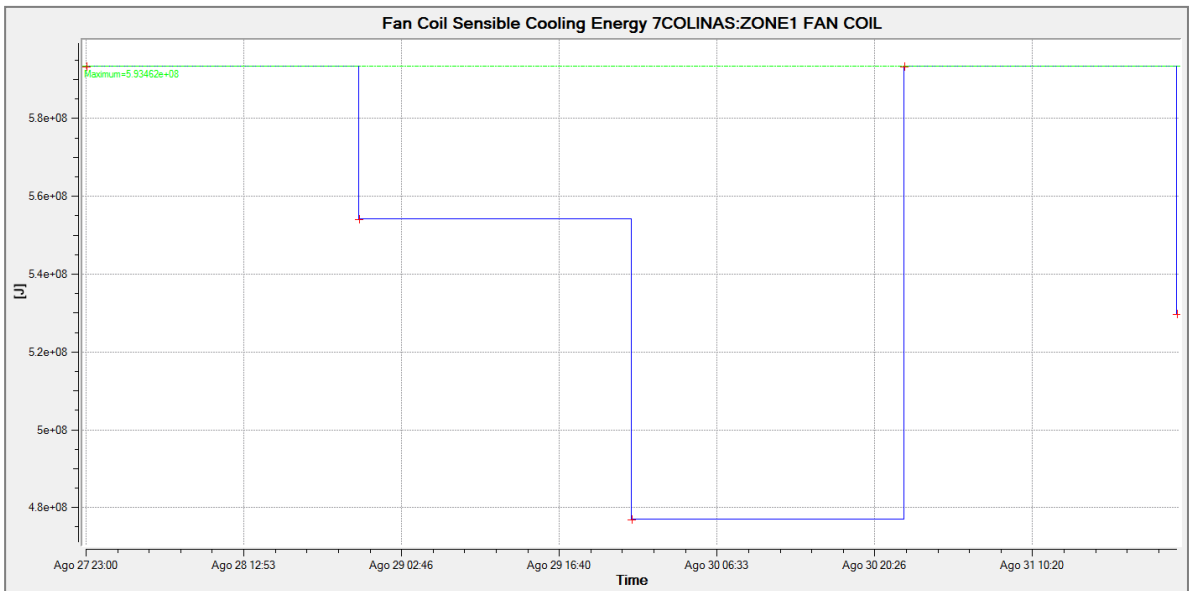


Ilustração 6.13 - Consumos de Energia na semana quente de Agosto Com Free Cooling