



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Metodologias de Dimensionamento de Permutadores Geotérmicos para Sistemas Bomba de Calor

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

Nuno Cláudio Ferreira Rosa

Orientadores

Adélio Manuel Rodrigues Gaspar

José Joaquim da Costa

Júri

Presidente Professor Doutor **António Rui de Almeida Figueiredo**
Professor da Universidade de Coimbra

Vogal Professor Doutor **António Manuel Mendes Raimundo**
Professor da Universidade de Coimbra

Colaboração Institucional



Climacer, Climatização do Centro, Lda

Coimbra, Fevereiro, 2013

“O aumento do conhecimento é como uma esfera dilatando-se no espaço:
quanto maior a nossa compreensão, maior é o nosso contacto com o desconhecido.”

Blaise Pascal

Aos meus pais.

Agradecimentos

Esta dissertação só foi realizada graças à colaboração e apoio incondicional de professores, colegas, amigos e família. A todos o meu eterno agradecimento!

Expresso o meu agradecimento em especial aos meus orientadores, Professor Adélio Manuel Rodrigues Gaspar e Professor José Joaquim da Costa, por toda a “paciência”, disponibilidade e ensinamentos ao longo de todo o trabalho.

Ao Engenheiro Paulo Festas, que permitiu durante estes seis meses realizar o estágio e desenvolvimento deste trabalho na empresa Climacer.

Ao Engenheiro Rui Madureira, pelos conhecimentos que me foi transmitindo durante o estágio.

Aos Engenheiros Luís Nery e Bruno Carramona, que me orientaram durante este percurso na empresa Climacer. A vossa ajuda foi fundamental!

À Climacer, na qual fui tão bem acolhido por todos!

Aos meus amigos, pelo companheirismo e apoio transmitido durante todos estes últimos anos.

À minha família, pelo apoio durante todo o meu percurso académico, sem vocês nada disto teria sido possível.

Resumo

O presente trabalho foi realizado no âmbito de um estágio curricular na empresa Climacer, especializada em sistemas AVAC. Teve como objectivo principal o estudo de sistemas de bombas de calor geotérmicas (*Ground Source Heat Pumps*, GSHP) e particularmente o dimensionamento dos permutadores de calor geotérmicos que os compõem.

Numa primeira fase, descreve-se funcionamento dos sistemas, analisando os ciclos termodinâmicos que caracterizam uma unidade do tipo bomba de calor com circuitos de captação geotérmica.

Focando-se nos permutadores geotérmicos mais correntes, colocados horizontalmente ou verticalmente à superfície de permuta, foi feito um estudo das metodologias de dimensionamento, destacando o método proposto pela norma alemã VDI 4640, o método proposto pela ASHRAE segundo simplificações sugeridas por Bernier (2008), e o desenvolvimento de um método baseado na eficácia dos permutadores de calor ($\epsilon - NTU$). Os três métodos foram aplicados na construção de uma folha de cálculo. As metodologias desenvolvidas em folha de cálculo foram usadas num caso de estudo.

Os resultados obtidos segundo os três métodos estiveram relativamente próximos do esperado em projecto, indicando que estes são uma boa base de estimativa no dimensionamento dos permutadores. No entanto, estes resultados foram obtidos segundo vários pressupostos, no qual se conclui que os modelos analíticos não são suficientes para um projecto desta natureza, sendo útil uma abordagem por simulação numérica.

Efectuou-se uma análise económica a nível de instalação destes sistemas analogamente a um sistema alternativo por condensação a ar (*Air Source Heat Pump*, ASHP), concluindo que os custos de instalação de sistemas geotérmicos são muito elevados, sendo estes mais adequados para países nórdicos com condições mais propícias.

Palavras-chave: GSHP, Dimensionamento de Sistemas, AVAC, Método da Eficácia $\epsilon - NTU$, Eficiência energética de edifícios.

Abstract

The present work was conducted under a traineeship in Climacer Company specializing in HVAC systems. The main goal was to study ground source heat pumps systems (GSHP), and particularly the sizing of geothermal heat exchangers that compose them.

In the early stage, it is described the operation of systems by analyzing the thermodynamic cycles featuring a unit of heat pump with circuit for geothermal uptake.

Focusing on the most common geothermal heat exchangers, placed horizontally or vertically to the surface exchange, a study was made of the methodologies of dimensioning, highlighting the method proposed by German standard VDI 4640, the method proposed by ASHRAE according to simplifications suggested by Bernier (2008) and the development of a method based on the efficiency of heat exchangers ($\epsilon - NTU$). The three methods were used for construction of a spreadsheet. The methodologies developed in the spreadsheet were used in a case study.

The results obtained by the three methods were relatively close to the expected in project, indicating that they are a good basis for estimating the sizing of heat exchangers. However, the results were obtained under several assumptions, which conclude that the analytical models are not sufficient for a project of this nature, so the use of numeric simulation would be very helpful.

An economic analysis between the installation of these kinds of systems and the alternative air source heat pumps systems (ASHP) was performed. After this it can be concluded that the costs of installing geothermal systems are very high, which are more suitable for Nordic countries with more favourable conditions.

Keywords GSHP, Dimensioning Systems, HVAC, Method of efficiency $\epsilon - NTU$, Energy Efficient of Buildings.

Índice

Índice de Figuras	vi
Índice de Tabelas	vii
Simbologia e Siglas	ix
Simbologia.....	ix
Siglas	xii
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento	1
1.2. Climacer uma Perspectiva Histórica.....	2
1.3. Objectivos e Estrutura da Dissertação	3
2. Sistema Bomba de Calor Geotérmica.....	4
2.1. Bomba de Calor Geotérmica.....	4
2.1.1. Ciclo de Aquecimento	5
2.1.2. Ciclo de Arrefecimento	7
2.3. Sistemas Fechados	10
2.3.1. Permutadores de Águas Superficiais	10
2.3.2. Permutadores Horizontais	11
2.3.3. Permutadores Verticais.....	12
2.3.4. Permutadores Espirais	15
3. Metodologias de Cálculo	16
3.1. Revisão dos Modelos de Cálculo.....	16
3.1.1. Transferência de Calor no Exterior do Furo	16
3.1.2. Transferência de Calor no Interior do Furo	20
3.1.3. Modelos Aproximados	22
3.1.4. Comparação entre os Modelos	24
3.2. Método VDI 4640	25
3.2.1. Permutadores Horizontais	25
3.2.2. Permutadores Verticais.....	27
3.2. Método ϵ - NTU.....	29
3.2.1. Permutadores Horizontais	33
3.2.2. Permutadores Verticais.....	36
3.3. Método ASHRAE	38
4. Caso de estudo	44
4.1. Descrição e Condições de Projecto.....	44
4.2. Aplicação dos Métodos.....	46
4.2.1. Método VDI 4640.....	47
4.2.2. Método ϵ - NTU	49
4.2.3. Método ASHRAE – Permutadores Verticais	52
4.3. Comparação e Discussão de Resultados	53
4.4. Análise Económica	55

5. Conclusão	58
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	60
A - Dimensionamento Hidráulico	63
B - Cálculo da Variação da Temperatura do Solo	68
C - Dados de Projecto - Parque do Cercal	69
D - Folha de Cálculo.....	72

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. a) Esquema funcional de uma bomba de calor geotérmica; b) Diagrama temperatura – entropia; c) Diagrama temperatura – entalpia (ASHRAE Handbook Fundamentals, 2009).....	6
Figura 2.2. a) Activação do ciclo de aquecimento, BC reversível com válvula de 4 vias; b) Activação do ciclo de arrefecimento, BC reversível com válvula de 4 vias (Dimplex, 2008).....	8
Figura 2.3. Esquema funcional de um sistema GSHP (sonda vertical) em arrefecimento passivo com AQS em paralelo.	9
Figura 2.4. Esquema de um sistema SWHP de circuito fechado (ASHRAE Handbook, 2011).....	11
Figura 2.5. a) Profundidade de enterro dos permutadores em sob camada; b) Profundidade de enterro dos permutadores em camada única; c) Dispersão em paralelo; d) Dispersão em série(ASHRAE Handbook, 2011).	11
Figura 2.6. a) Sonda Coaxial (Corry & LLJones, 2011); b) Sonda com tubo em “U” (Yang et al., 2010).....	13
Figura 2.7. Esquema e montagem de um TRT (Lee et al., 2011).....	14
Figura 2.8. Permutadores de calor “Slinky” (ASHRAE Handbook, 2011).	15
Figura 3.1. Configuração de um tubo em “U” de uma sonda vertical (Young, 2004).	21
Figura 3.2. Balanço térmico aplicado a um V.C diferencial no tubo.	31
Figura 3.3. Esquema do circuito equivalente das resistências térmicas entre o fluido e solo, num permutador horizontal.	34
Figura 3.4. Fluxograma de obtenção do comprimento total de tubo de permutador horizontal.....	35
Figura 3.5. a) Sonda geotérmica vertical secção cortada; b) Secção da sonda vista em corte(Lee et al., 2011).....	36
Figura 3.6. Secção de corte de uma sonda geotérmica vertical, e o correspondente Δ – Circuito térmico segundo Hellström (1991) (Young, 2004).	37
Figura 3.7. Secção de corte de uma sonda geotérmica vertical, assumindo uma linha de simetria correspondente ao Δ – Circuito térmico (Young, 2004).	37
Figura 3.8. Fluxograma do procedimento de cálculo de dimensionamento do furo (Philippe et al., 2010).....	43
Figura 4.1. Ante-Projecto Parque do Cercal, Oliveira de Azeméis (Eneres, 2010).	44
Figura 4.2. Parque do Cercal, modo arrefecimento (Verão) e modo aquecimento (Inverno)(Eneres, 2010).	45

Figura 4.3. Distribuição dos permutadores geotérmicos (Eneres, 2010).....	46
Figura 4.4. Variação sazonal da temperatura do solo consoante a profundidade para a região de Aveiro.	47
Figura A.1. Fluxograma do ciclo iterativo.	65
Figura B.1. Dados obtidos segundo a NASA para o cálculo da temperatura do solo.	68
Figura C.1. Necessidade e potência energética do edifício (Eneres, 2010).....	69
Figura C.2. Simulação dos permutadores geotérmicos (Eneres, 2010).....	70
Figura C.3. Projecto do furo geotérmico em estudo (Eneres, 2010).	71

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1. Comparação dos modelos numéricos e analíticos de permutadores de calor geotérmicos.	25
Tabela 3.2. Valores específicos de extracção em permutadores horizontais(VDI 4640, 2001).....	26
Tabela 3.3. Diâmetros de tubo a usar consoante a tipologia da crosta terrestre(VDI 4640, 2001).....	26
Tabela 3.4. Valores típicos de extracção para uma sonda geotérmica (VDI 4640, 2001). .	28
Tabela 3.5. Coeficientes f_{6h}, f_{1m}, f_{10a} (Philippe et al., 2010).....	41
Tabela 3.6. Coeficientes de correlação de T_p (Philippe et al., 2010).	42
Tabela 4.1. Condições de projecto atribuídas na simulação dos permutadores de calor geotérmicos.	46
Tabela 4.2. Resultados obtidos para permutadores geotérmicos horizontais segundo o método ε - NTU.....	51
Tabela 4.3. Resultados obtidos segundo os métodos propostos.	54
Tabela 4.4. Comparação dos resultados obtidos segundo os métodos VDI 4640 e ε - NTU para permutadores horizontais.....	55
Tabela 4.5. Custos de instalação do sistema geotérmico vertical do caso de estudo.	56
Tabela 4.6. Custos de instalação do sistema geotérmico com permuta horizontal com eficácias de 76,92%.	56
Tabela 4.7. Custos de instalação do sistema geotérmico com permuta horizontal com eficácias de 45,45%.	57

Tabela 4.8. Custos de instalação de um sistema alternativo (ASHP) à geotermia do caso de estudo.....	57
Tabela 0.1. Valores de entrada no dimensionamento das tubagens PEAD.....	65
Tabela D.1. Introdução de dados no dimensionamento dos permutadores verticais, folha <i>Microsoft Excel</i>	72
Tabela D.2. Resultados obtidos segundo o método ϵ – NTU para o sistema GSHP 1.....	73
Tabela D.3. Resultados obtidos segundo o método ASHRAE, Bernier (2008), sem interferências térmicas.....	74
Tabela D.4. Resultados obtidos segundo o método ASHRAE, Bernier (2008), com interferências térmicas.....	75
Tabela D.5. Introdução de dados no dimensionamento dos permutadores horizontais, folha <i>Microsoft Excel</i>	76
Tabela D.6. Resultados obtidos segundo o método ϵ – NTU e perda de carga constante...	77
Tabela D.7. Resultados obtidos segundo o método ϵ – NTU e velocidade constante, com aproximação da temperatura de entrada em aquecimento.....	78

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

α	Difusividade térmica do solo	m^2/dia
Δ	Circuito térmico	
ΔT	Diferença de temperatura entre a entrada e saída do permutador de calor	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_1	Diferença de temperatura entre a entrada do permutador e o solo	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_2	Diferença de temperatura entre a saída do permutador e o solo	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{ml}	Diferença média logarítmica da temperatura	$^{\circ}\text{C}$
Δp	Perda de carga	mca
A	Rácio geométrico	
A_i	Área de superfície interior do tubo	m^2
A_p	Área de terreno de permuta	m^2
B	Distância entre furos	m
c	Rácio térmico	
C_{Aq}	Capacidade calorífica de aquecimento	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
C_{Arr}	Capacidade calorífica de arrefecimento	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
C_{min}	Capacidade calorífica mínima	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
c_p	Capacidade calorífica do fluido	$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$
d	Distância entre tubos, permutadores horizontais	m
d_i	Diâmetro interno do tubo permutador	m
D_f	Diâmetro do furo/sonda	m
ε	Eficácia do permutador de calor	$\%$
ε_{Aq}	Eficácia do permutador de calor em aquecimento	$\%$
ε_{Arr}	Eficácia do permutador de calor em arrefecimento	$\%$

f	Função de correlação	
F	Função de correlação da temperatura de penalização	
f_{6h}	Função de correlação para 6 horas	
f_{10a}	Função de correlação para 10 anos	
f_{1m}	Função de correlação para 1 mês	
G	Função G	
h	Coefficiente de convecção	W/m ² .K
H	Profundidade de furo/sonda	m
h_1	Entalpia na saída do Evaporador	kJ/mol
h_2	Entalpia na saída do Compressor	kJ/mol
h_3	Entalpia na saída do Condensador	kJ/mol
h_4	Entalpia na entrada do Evaporador	kJ/mol
k_{ench}	Condutividade térmica do enchimento	W/m.K
k_s	Condutividade térmica do solo	W/m.K
k_t	Condutividade térmica do tubo	W/m.K
L	Comprimento total de tubo	m
L_u	Distância entre tubos em “U”	m
\dot{m}	Caudal mássico de fluido termo - vector	kg/s
\dot{m}_f	Caudal mássico de fluido termo - vector por pulso térmico horário	(kg/s) /kW
N	Número de <i>loops</i> horizontais	Unidade
NF	Número de furos	Unidade
Nu	Número de Nusselt	
Pr	Número de Prandtl	
\dot{Q}	Potência calorífica transferida no permutador de calor	W
q_a	Potência térmica anual no solo	W
\dot{Q}_H	Potência no Condensador	W
q_h	Potência térmica horária no solo	W
\dot{Q}_L	Potência no Evaporador	W
q_m	Potência térmica mensal no solo	W
\dot{Q}_{max}	Potência calorífica máxima transferida no permutador de	W

	calor	
R_{10a}	Resistência térmica efectiva do solo, período de 10 anos	$m^2/K.W$
R_{ed}	Número de Reynolds	
R_{ench}	Resistência térmica do enchimento	$m^2/K.W$
r_e	Raio externo do tubo permutador	m
r_i	Raio interno do tubo permutador	m
r_f	Raio do furo/sonda	m
R_f	Resistência térmica no furo	$m^2/K.W$
R_{6h}	Resistência térmica efectiva do solo, período de 6 horas	$m^2/K.W$
R_h	Resistência térmica convectiva no tubo	$m^2/K.W$
$R_{1,m}$	Resistência térmica efectiva do solo, período de 1 mês	$m^2/K.W$
R_t	Resistência térmica condutiva no tubo	$m^2/K.W$
R_{ti}	Resistência térmica total	$m^2/K.W$
t	Tempo	dia
$T_{a,e}$	Temperatura do fluido à entrada do permutador	$^{\circ}C$
$T_{a,e Arr}$	Temperatura do fluido à entrada do permutador em arrefecimento	$^{\circ}C$
$T_{a,s}$	Temperatura do fluido à saída do permutador	$^{\circ}C$
$T_{a,s Aq}$	Temperatura do fluido à saída do permutador em aquecimento	$^{\circ}C$
T_m	Temperatura média do fluido termo - vector	$^{\circ}C$
T_p	Temperatura de penalização	$^{\circ}C$
T_s	Temperatura do solo	$^{\circ}C$
t_s	Característica de tempo	
U_i	Coefficiente global de transmissão de calor	$W/m^2.K$

Siglas

AQS – Água Quente Sanitária

ASHP – Air Source Heat Pump

ASHRAE – American Society of Heating Refrigerating and Air - Conditioning
Engineers

AVAC – Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado

BC – Bomba de Calor

COP – Coeficiente de Performance

COPAq – Coeficiente de Performance em Aquecimento

COPArr – Coeficiente de Performance em Arrefecimento

GSHP – Ground Source Heat Pump

GCHP – Ground Couple Heat Pump

HOZ – Hochofenzement

IAPMEI – Instituto de Apoio a Pequenas e Médias Empresas e à Inovação

IGSHPA – International Ground Source Heat Pump Association

MRS – Minimum Required Strength

PEAD – Polietileno de Alta Densidade

PME – Pequenas e Médias Empresas

SWHP – Surface Water Heat Pump

UTAN – Unidade de tratamento de ar novo

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento

Os edifícios em geral são responsáveis pelo consumo de 40% da energia na Europa e 35% das emissões CO₂, em Portugal representa cerca de 30% dos consumos energéticos, um valor significativo tendo em conta que em Portugal cerca 60% da energia utilizada em aquecimento e arrefecimento é desperdiçada (Jornal de Leiria, 2012). Neste contexto, a eficiência do aproveitamento energético é uma das prioridades dos actuais governos, sobretudo na União Europeia levando, em Dezembro de 2008, no âmbito do protocolo de Quioto (1997), o Parlamento Europeu a aprovar o pacote “Clima Energia”, onde se destaca alguns objectivos fixados para o ano 2020. Esta legislação traçava assim os objectivos 20-20-20: 20% de redução das emissões de gases que promovem o efeito de estufa, 20% de redução no consumo energético através de medidas que promovam a eficiência, 20% do aumento da quota de geração de energia por fontes de origem renováveis (Nadkarni, 2008).

Uma referência tecnológica consiste no uso da energia geotérmica na climatização de edifícios partindo de sistemas Bomba de Calor (GSHP). Estes sistemas GSHP são uma tecnologia de elevada eficiência energética para aquecimento e arrefecimento, sendo a energia requerida para efeitos de produção de energia para aquecimento cerca de 45% e 97% inferior a um sistema Bomba de Calor por condensação a ar (ASHP) e numa instalação convencional de caldeira respectivamente (Zhai et al., 2012). Em modo de arrefecimento as diferenças são estimadas em 28% e 55% em relação a unidades ASHP, ar – água e ar – ar. O ciclo de vida de um sistema GSHP corresponde a 20 anos de utilização com uma emissão de 2038 kg-CO₂/ano, sendo 15 anos num sistema ASHP, com uma emissão 20% mais elevada (Nagano et al., 2006).

Cerca de 80% das unidades GSHP instaladas a nível mundial são de uso doméstico, sendo uma escolha atractiva no uso de edifícios comerciais, estes sistemas apresentam uma capacidade e utilização de energia a nível mundial de cerca 69,7% e

49,0% respectivamente num total de 43 países. A capacidade instalada é de 35,236 MWt com um uso de energia de 214,782 TJ/ano e factor de capacidade de 0,19 em modo aquecimento (Lund et al., 2010). No ano de 2010, a capacidade instalada em Portugal era de 28,1 MWt com um uso de 103 GWh/ano, com cerca de 24 instalações a 12 kW, estimando-se um COP de 3,5 e 1500 horas de operação anuais, o que contabiliza 0,3 MWt e 1,1 TJ/ano para o total do país (Lund et al., 2010).

1.2. Climacer uma Perspectiva Histórica

A Climacer é uma empresa situada em Trouxemil, Coimbra, especializada em projectos e instalações de sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado.

Em 1990 inicia as suas actividades, estando a empresa enquadrada na actividade de sistemas AVAC, e canalizações. Em 1993 a empresa reforça o seu capital social e aumenta as suas instalações, traçando assim novos objectivos a nível técnico de desenvolvimento de projectos, realização de obras de maior envergadura, fabricação de condutas e acessórios (Climacer, 2012).

Em 1996 a empresa foi considerada número um a nível nacional em agente de compras pela marca Carrier. No ano 2000, ficou em primeiro lugar em volume de vendas de equipamentos da marca Hitachi, renovando esta posição logo no ano seguinte tendo sido considerada PME excelência construção pelo IAPMEI (Climacer, 2012).

A necessidade de implementação de serviços de manutenção pós-venda, aplicando manutenções correctivas e preventivas, leva à formação da Climábitus especializada em manutenção e climatização.

No ano de 2009, houve uma expansão a nível técnico, para permitir actuar em obras de maior envergadura. A empresa foi reclassificada do seu alvará com elevação da classe três para quatro no que diz respeito à décima subcategoria AVAC. Neste mesmo ano a empresa obteve reconhecimento de PME Líder.

No ano de 2010, a empresa agora virada para o mercado doméstico cria uma nova entidade empresarial, a Climaresidence (Climacer, 2012). Nos dias de hoje a empresa Climacer é uma empresa de grande envergadura, com quatro dezenas de colaboradores qualificados, realizando trabalhos por todo país, sendo agente oficial de marcas como a Carrier, a Hitachi, a LG Gree e a Mitsubishi Electric.

1.3. Objectivos e Estrutura da Dissertação

A presente dissertação tem como objectivo principal o estudo de metodologias de dimensionamento de permutadores de calor geotérmicos correntes em engenharia. Neste sentido, elaborou-se uma folha de cálculo com base em metodologias de dimensionamento, permitindo analisar assim as formas de obtenção e distribuição de energia. O trabalho foi desenvolvido durante a realização de um estágio curricular na empresa Climacer.

A dissertação encontra-se estruturada da seguinte forma:

- Capítulo 2 - Estudo de sistemas GSHP de ciclo fechado. Análise dos sistemas em condições de funcionamento em modo aquecimento e de arrefecimento. Estudo de permutadores de calor em ciclo fechado e suas implicações construtivas.
- Capítulo 3 - Revisão aos métodos analíticos e numéricos desenvolvidos ao longo da evolução tecnológica destes sistemas. Apresentação dos métodos de cálculos correntes em engenharia, usados na folha de cálculo desenvolvida.
- Capítulo 4 - Aplicação dos métodos estudados num caso concreto. Obtenção de resultados de dimensionamento dos permutadores de calor, comparando os resultados segundo as metodologias e segundo condições impostas no projecto inicial do caso de estudo analisado. Análise económica do sistema GSHP e de um sistema alternativo ASHP.
- Capítulo 5 - Conclusão do trabalho onde se salientam os principais desenvolvimentos realizados e resultados obtidos.

2. SISTEMA BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA

A designação GSHP, tornou-se um termo abrangente para descrever um sistema de Bomba de Calor que utiliza o subsolo (GCHP), água subterrânea (GWHP) ou água superficial (SWHP), como fonte de calor em aplicações de baixa temperatura (< 32°C) e baixa entalpia (ASHRAE Handbook, 2011). Este consiste em três circuitos distintos. O primeiro é no lado de carga, e pode ser um circuito do tipo Terra/Água ou Água/Água (Chiasson, 1999) em que dependendo do tipo de captação, as trocas de calor com o solo são classificadas em Sistema Fechado ou Aberto (Mands et al., 2010). O segundo circuito consiste num ciclo de “fluido intermédio” (refrigerante) dentro da Bomba de Calor, que pode ser do tipo Água/Ar, Água/Água ou Expansão Directa (Rafferty, 1997). O terceiro circuito é baseado em sistemas de distribuição, que fazem a climatização ambiente no qual estão incluídos os ventilo convectores, radiadores, UTA, piso radiante e AQS. É importante referir que nestes sistemas, cerca de 75% da energia utilizada provém do ambiente (circuito de captação), e apenas uma pequena fracção, 25%, provém da rede eléctrica que alimenta um compressor (Ochsner, 2007).

2.1. Bomba de Calor Geotérmica

Uma Bomba de calor (BC), por compressão de vapor, é um sistema que realiza um ciclo termodinâmico idealizado por Lord Kelvin entre duas fontes de energia, uma a baixa temperatura e a outra a elevada temperatura. Transferindo energia da fonte fria (\dot{Q}_L), para a fonte quente (\dot{Q}_H) graças ao fornecimento de uma certa quantidade de trabalho (W), o que é conveniente para aquecimento (Ochsner, 2007). O ciclo termodinâmico é fechado, a unidade explora as propriedades físicas e químicas do refrigerante que absorve o calor. A BC trabalha sobre o refrigerante para o tornar mais quente no lado para ser aquecido e mais frio onde o calor é absorvido. O coeficiente de desempenho (COP), que relaciona a quantidade de calor removido pela energia na entrada do ciclo, varia com a diferença de temperatura na entrada do evaporador e de saída do condensador.

O valor médio do COP de um sistema GSHP pode variar entre valores de 8,3 a 5,9 a 65% da carga parcial, respectivamente. Enquanto uma unidade ASHP, com a mesma capacidade, apresenta valores médios de 3,9/3,4. Quando instalados em regiões de clima moderado, o COP de um sistema GSHP varia entre os valores de 3 a 4, o que representa 30% mais elevado que o sistema convencional ASHP (Zhai et al., 2012). As temperaturas máximas obtidas pela BC variam entre 55 a 65°C (Exchanger & Rawlings, 2004). O valor típico de impulsão em aquecimento é de 45°C à saída do condensador, com uma temperatura de entrada no evaporador de 12°C.

2.1.1. Ciclo de Aquecimento

O ciclo termodinâmico no interior da unidade, quando este está em operações de aquecimento, ilustrado na Figura 3.1, é descrito da seguinte forma:

- 1 – 2, o refrigerante em estado gasoso, é comprimido (compressão adiabática reversível) a uma entropia constante, e super aquecido por intermédio do compressor, incrementando a sua entalpia;
- 2 - 3, no lado de descarga do compressor, o vapor quente e pressurizado é arrefecido num condensador, que permite ao refrigerante passar do estado gasoso a líquido e ceder calor ao fluido quente (troca de calor isotérmica – libertação de \dot{Q}_H) a uma pressão e temperatura constante. Pretende-se que à saída deste elemento o fluido esteja completamente condensado para que seja garantido o melhor desempenho dos restantes componentes (ASHRAE Handbook Fundamentals, 2009);
- 2 – 4, depois de condensado o refrigerante passa através de uma válvula de expansão. Nesta fase, o refrigerante é expandido (expansão adiabática reversível) assegurando assim uma redução de pressão a entalpia constante, causando a sua evaporação parcial e auto refrigeração (ASHRAE Handbook Fundamentals, 2009). Daí, resulta uma mistura de líquido e vapor a uma temperatura e pressão inferiores;
- 4 – 1, a mistura líquida – vapor fria desloca-se através da serpentina de um evaporador, permitindo assim absorver calor do fluido que circula no permutador geotérmico (troca de calor isotérmica – absorção de \dot{Q}_L), a uma pressão, entropia e entalpia constantes.

O refrigerante agora em estado gasoso volta ao compressor para completar o ciclo termodinâmico em aquecimento.

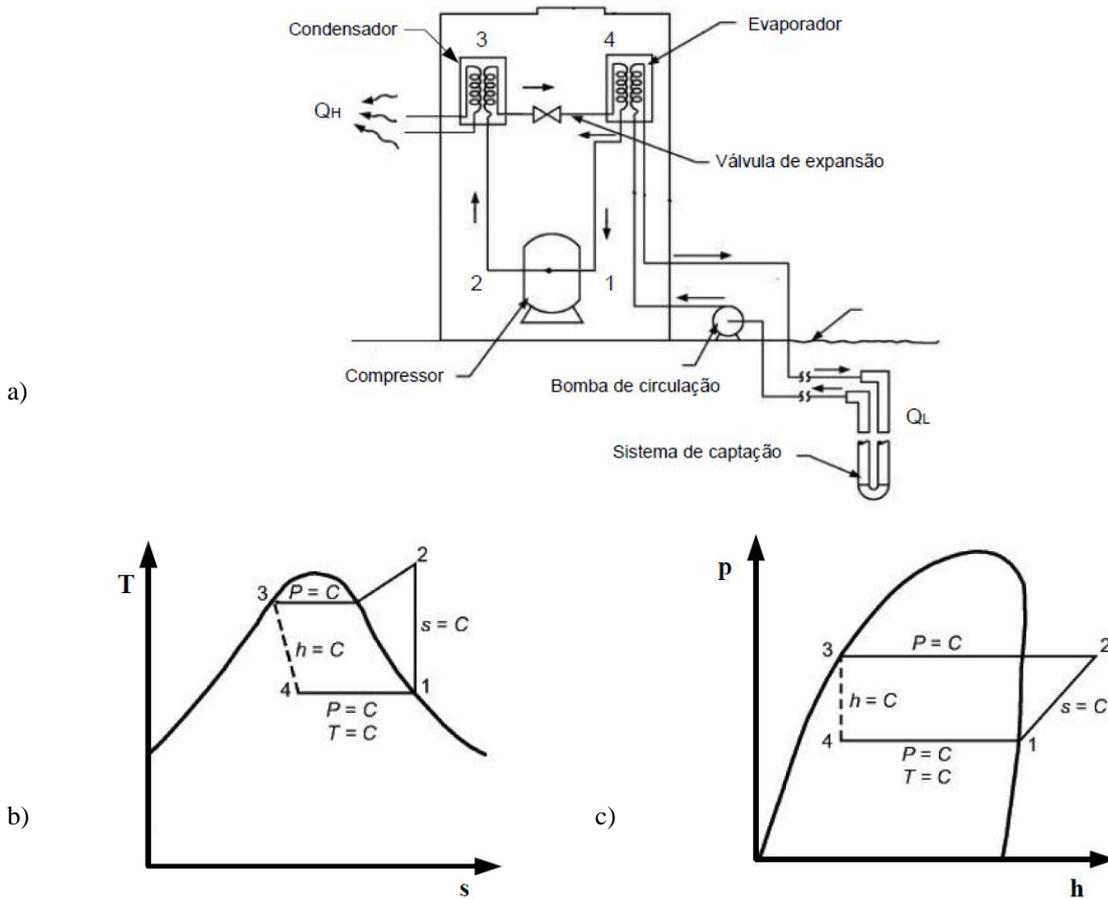


Figura 2.1. a) Esquema funcional de uma bomba de calor geotérmica; b) Diagrama temperatura – entropia; c) Diagrama temperatura – entalpia (ASHRAE Handbook Fundamentals, 2009).

A potência de entrada no evaporador (\dot{Q}_L), pode ser calculada partindo do valor do benefício do ciclo de aquecimento e da necessidade térmica do edifício (\dot{Q}_H), segundo as expressões:

$$\text{COP}_{\text{Aq}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{\dot{Q}_H}{W} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_L = \frac{\dot{Q}_H(\text{COP}_{\text{Aq}} - 1)}{\text{COP}_{\text{Aq}}} \quad (2.2)$$

2.1.2. Ciclo de Arrefecimento

O ciclo de arrefecimento de um sistema GSHP, contempla duas soluções distintas, por Arrefecimento Activo com unidades reversíveis, ou por Arrefecimento Passivo no qual a unidade pode estar desligada, realizando o arrefecimento unicamente por permutador de calor geotérmico.

2.1.2.1. Arrefecimento Activo

As Bombas de Calor Reversíveis são máquinas que permitem inverter os ciclos de trabalho, ou seja, inverte o sentido de circulação do refrigerante e por isso o sentido do fluxo permutado por intermédio de (Doninelli, 2009):

- Uma válvula desviadora de quatro vias colocada a montante do compressor;
- Uma válvula desviadora de três vias colocada no segmento do circuito onde se faz expandir o fluido;
- Uma segunda válvula de expansão.

Este tipo de arrefecimento com unidade água/água reversível e permutadores geotérmicos é admissível em regra até temperaturas de salmoura de 21°C no permutador (valor médio semanal) ou valor de pico de 27°C. Com este ciclo, o fluido intermédio retira calor à fonte fria e cede-o ao fluido quente.

A activação do ciclo de aquecimento é ilustrado na Figura 2.2 a), em que as válvulas desviadoras abrem as vias que permitem o ciclo de trabalho igual ao ilustrado anteriormente. Na activação do ciclo de arrefecimento ilustrado na Figura 2.2. b), as válvulas desviadoras, provocam a abertura das vias que permitem (sentido de rotação do compressor inalterado) inverter o ciclo de trabalho presente na fase de aquecimento. Neste caso o refrigerante absorve o calor do circuito de distribuição e dissipa-o no circuito de captação geotérmica (Dimplex, 2008).

A potência necessária a dissipar no permutador geotérmico, agora considerada como a potência no condensador (\dot{Q}_H), pode ser obtida segundo as necessidades em arrefecimento, potencia no evaporador (\dot{Q}_L) e o benefício do ciclo em arrefecimento, segundo a expressão:

$$\text{COP}_{\text{Arr}} = \frac{\dot{Q}_L}{W} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_H = \frac{\dot{Q}_L (\text{COP}_{\text{Arr}} + 1)}{\text{COP}_{\text{Arr}}} \quad (2.4)$$

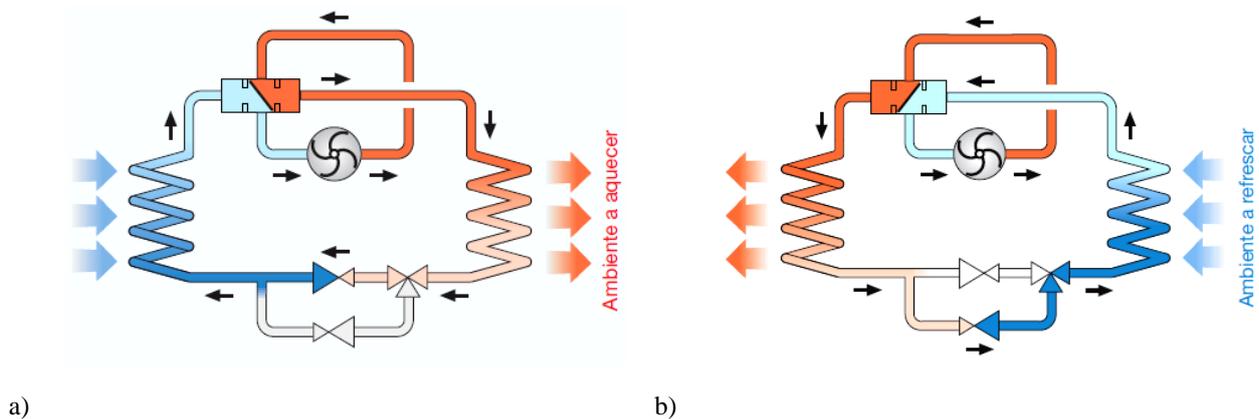


Figura 2.2. a) Activação do ciclo de aquecimento, BC reversível com válvula de 4 vias; b) Activação do ciclo de arrefecimento, BC reversível com válvula de 4 vias (Dimplex, 2008).

2.1.2.2. Arrefecimento Passivo

As bombas de calor que funcionam em arrefecimento passivo são iguais à ilustrada anteriormente ou seja é possível utilizar directamente a fonte fria para se fazer o arrefecimento. Neste arrefecimento, os tubos de aquecimento do circuito de distribuição, absorvem a energia no ambiente a temperaturas elevadas e dissipam o calor via permutador geotérmico, para o meio frio. A BC pode estar desligada, e o sistema estar a trabalhar apenas em arrefecimento, ou mantendo esta a trabalhar em aquecimento de AQS. Este tipo de arrefecimento só é permissível quando o fluido de distribuição é a água. A Figura 2.3 ilustra o ciclo de arrefecimento passivo com AQS em paralelo, descrito da seguinte forma:

1. Bomba de Calor ligada em modo aquecimento;
2. Permutadores geotérmicos aproveitam o nível de temperatura constante do subsolo, como fonte de calor para preparação de AQS, e como fonte de frio para arrefecimento passivo;
3. Para o funcionamento paralelo da preparação de AQS e arrefecimento passivo, ambos os sistemas são separados hidraulicamente por meio de válvulas de comutação;
4. No convector do ventilador passa água de aquecimento arrefecida e extrai calor do espaço (Arrefecimento Dinâmico);

5. Por sistema de pavimento radiante, passa água arrefecida, arrefecendo assim a superfície do componente (Arrefecimento Estável);
6. Válvulas de comutação conduzem a água de aquecimento por meio do permutador de calor passivo e arrefecem-no;
7. Por activação da bomba de circulação geotérmica, arrefecer num permutador de calor de placas, a energia da água de aquecimento é transportada para o circuito geotérmico, dissipada via permutador geotérmico.

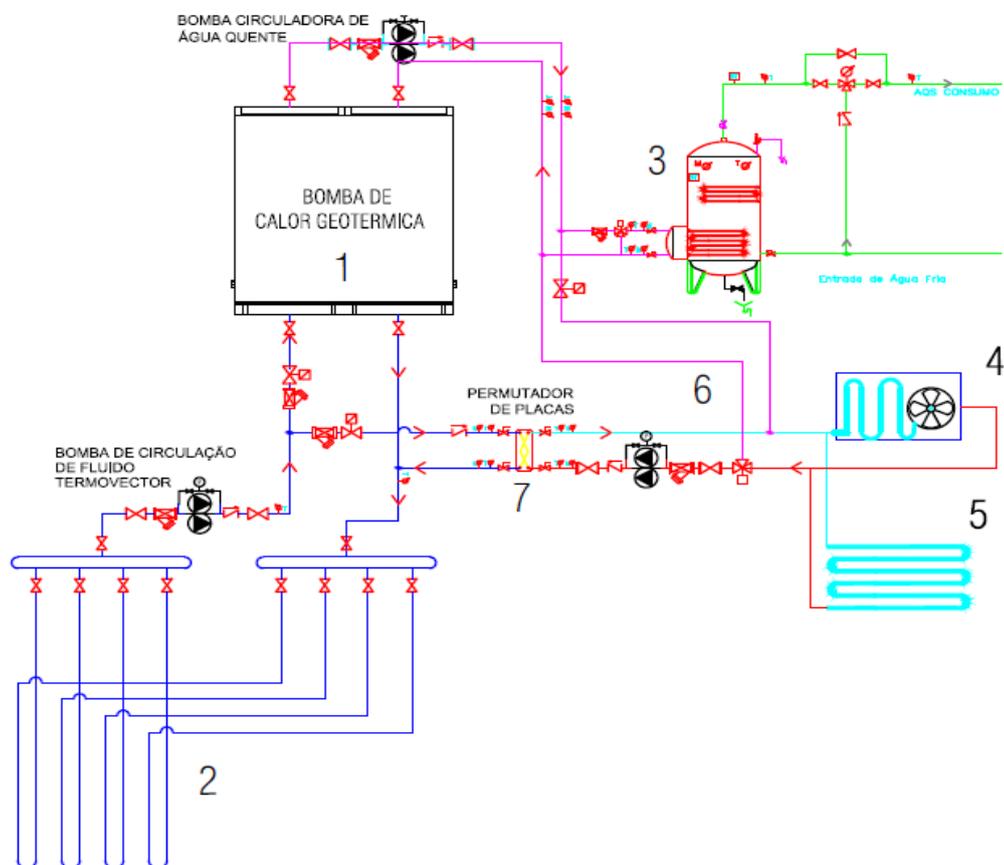


Figura 2.3. Esquema funcional de um sistema GSHP (sonda vertical) em arrefecimento passivo com AQS em paralelo.

2.2.2.2. Vantagens dos Ciclos de Arrefecimento

Arrefecimento Activo:

- Boa regulação das temperaturas de avanço;
- Possibilidade de temperaturas de avanço baixas no funcionamento a frio;

- Custos de funcionamento a frio para bombas e compressores, aproveitamento de calor desperdiçado;
- Funcionamento a quente ou frio todo o ano juntamente com as sondas geotérmicas.

Arrefecimento Passivo:

- Reduzida regulação das temperaturas de avanço;
- Temperaturas de avanço dependentes da temperatura da sonda geotérmica;
- Reduzido custo de funcionamento a frio (só funciona a bomba de circulação);
- Arrefecimento todo o ano tendo em consideração a temperatura do solo.

2.3. Sistemas Fechados

Um sistema fechado como o próprio nome indica, consiste num circuito fechado, constituído por permutadores/sondas, no qual circula o fluido termo - vector constituído por uma mistura de água e anti-gelo (17/25%), cuja função é garantir um ponto de congelação de mistura inferior a 7-8°C, relativamente à temperatura mínima de trabalho da BC, sendo o anti-gelo mais utilizado na Europa o Glicol Propilénico e Glicol Etilénico (VDI 4640, 2001). O fluido faz o transporte do calor do solo (GCHP) ou águas superficiais (SWHP) para a bomba e vice – versa (Mands et al., 2010).

No inverno, o fluido transporta o calor da crosta terrestre para o grupo geotérmico que eleva a temperatura do fluido de alimentação dos Ventiladores convectores, Pavimento Radiante e AQS. No verão como a temperatura do subsolo é inferior à do ar, conseguem-se arrefecer os espaços por arrefecimento activo ou arrefecimento passivo consoante a BC (Dimplex, 2008).

2.3.1. Permutadores de Águas Superficiais

Um sistema SWHP em ciclo fechado, consiste numa BC água/água ou Água/Ar conectada a uma rede de tubagens (PEAD anti - UV) numa superfície líquida, lago ou rio que transfere calor com a massa líquida.

Uma instalação típica requer cerca de 94,4 metros de tubo permutador por sistema de arrefecimento (26,0 m/kW) com cerca de 278 m² de superfície líquida (79,2 m²/kW) (Mustafa Omer, 2008).

As tubulações são fixadas por “âncoras” para restringir o movimento destas, mas também assegurar uma altura de 22,8 a 45,6 cms do tubo à superfície, permitindo uma melhor transferência térmica.

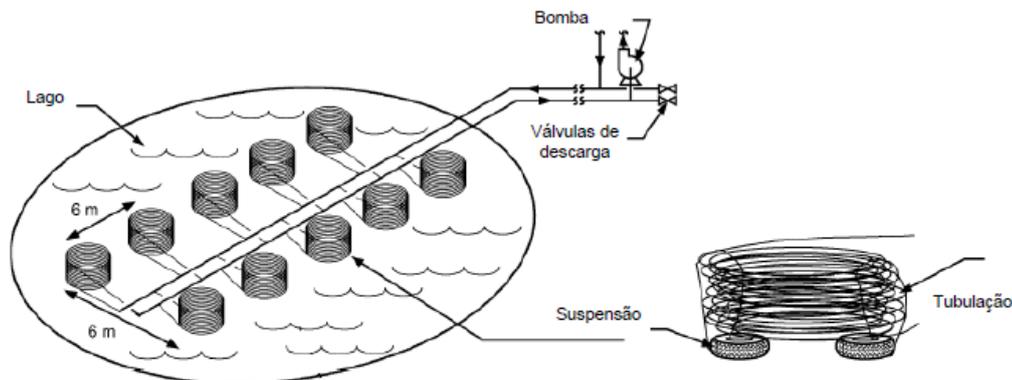


Figura 2.4. Esquema de um sistema SWHP de circuito fechado (ASHRAE Handbook, 2011).

2.3.2. Permutadores Horizontais

Um sistema GCHP de dispersão horizontal, utiliza o calor que se encontra acumulado nas camadas mais superficiais do subsolo. Os permutadores em PEAD (MRS 8) são colocados em série ou paralelamente, a profundidades de 1,2 a 1,8 metros onde as temperaturas se encontram entre os 10 e 19°C (medição efectuada em Coimbra), com distâncias de 0,3 a 0,8 metros entre tubos de modo a evitar interferências térmicas (VDI 4640, 2001).

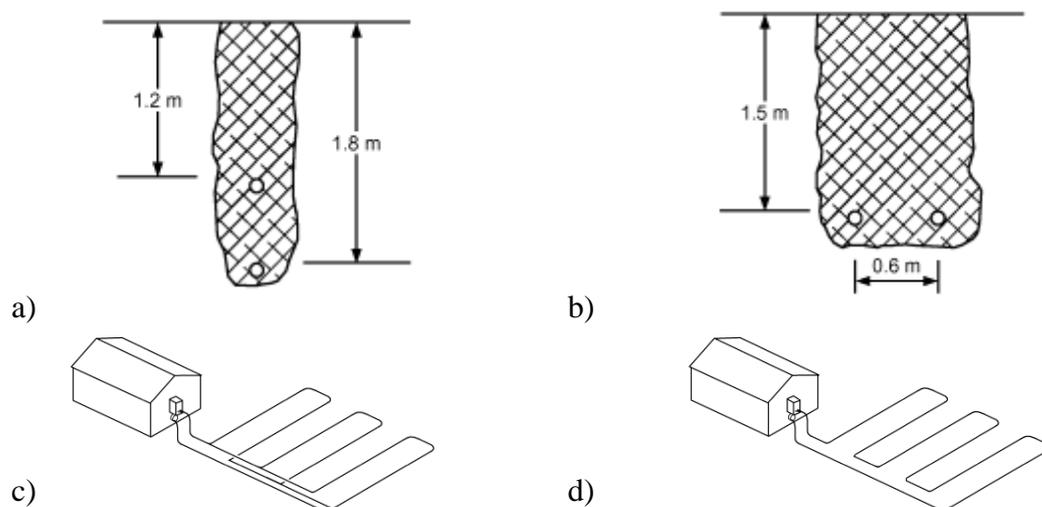


Figura 2.5. a) Profundidade de enterro dos permutadores em sob camada; b) Profundidade de enterro dos permutadores em camada única; c) Dispersão em paralelo; d) Dispersão em série (ASHRAE Handbook, 2011).

Num sistema GCHP horizontal, é necessária uma análise geológica para saber se é técnica e economicamente viável, uma exploração do terreno devido ao facto de superfícies rochosas obrigarem a utilização progressiva de “martelos” e maquinarias aos quais torna o processo inadequado e pouco rentável. A superfície disponível, deve ser analisada de forma a garantir que a área total é suficiente para se fazer a captação energética. Como o calor provém sobretudo da radiação solar e das chuvas, estes não devem estar impedidos da sua exposição (Doninelli, 2009). Para tal, a superfície sob a qual se desenvolvem não deve ser coberta com construções ou outro tipo de obstáculos.

Para evitar interferências térmicas, e facilitar intervenções de manutenção a norma alemã VDI 4640, aconselha algumas distâncias mínimas (VDI 4640, 2001):

- 2 Metros de zonas sombreadas;
- 1,5 Metros de redes não hidráulicas (eléctricas, telefónicas e gás);
- 2,0 Metros de redes hidráulicas;
- 3,0 Metros de fundações, poços de água/escoamento, fossas sépticas.

O valor limite de captação energética deve ser garantido. Os permutadores não devem captar demasiado calor do terreno, de modo a evitar colapsos da instalação devido às temperaturas do fluido termo - vector (demasiado baixas), e deterioração da vegetação em torno dos permutadores (Corry & LI.Jones, 2011).

Em subsolos arenosos não existe problemas de maior relativamente ao contacto entre o permutador e o subsolo, mas em terrenos muito heterogéneos é frequente recorrer a uma fragmentação, antes de encher as escavações. Os terrenos muito heterogéneos, podem também necessitar do uso de uma mistura de contacto formada por areia, cimento e água (VDI 4640, 2001).

2.3.3. Permutadores Verticais

A temperatura entre os 15 e os 20 metros de profundidade tende a tornar-se constante todo o ano ($\cong 17^{\circ}\text{C}$). Este facto, e a necessidade de instalar uma capacidade de permutação elevada em áreas de dispersão pequenas favorecem este tipo de permutação. Os permutadores de calor em PEAD (MRS 8 / MRS 10) com diâmetros entre DIN20 a DIN42 (Rafferty, 1997) são instalados num furo de 10 a 15 cms de diâmetro, e revestidos

por um enchimento que assegura a transferência térmica e previne contaminação de aquíferos, composto por 25% Bentonite (material argiloso), 25% HOZ (cimento) e 50% água ($<0,7 \text{ W/m.K}$ a 10°C) ou com adição de areia para melhorar a condutividade em composição de 16% Bentonite, 16% HOZ, 30% areia, 38% água ($>0,8 \text{ W/m.K}$ a 10°C) (VDI 4640, 2001). A quantidade de HOZ não deve ser elevada para que o furo se mantenha “elástico” e a dilatação térmica não seja impedida. Existem várias maneiras de permuta vertical sendo as básicas:

- Tubos colocados paralelamente, e conectados por uma curva a 180° (*loop* - tubo “U”), podendo ser colocados um ou mais tubos “U” num furo;
- Tubos coaxiais (concêntricos), em que dois tubos de diâmetros diferentes são colocados no furo.

Os *loops* verticais são geralmente colocados com ajuda de um lastro (15-20 kg) em superfícies limitadas. A profundidade dos furos varia tipicamente entre os 20 e 200 metros (VDI 4640, 2001). O valor típico de tubo requerido por furo (profundidades típicas 22,9/91,4), varia tipicamente no intervalo de 60,6 a 182,88 metros por capacidade de arrefecimento ($17,4$ a $52,2 \text{ m/kW}$), dependendo da temperatura e tipo de solo (Mustafa Omer, 2008). Furos múltiplos são normalmente exigidos, com distâncias típicas entre furos de 4,5 metros em climas nórdicos e 6,2 metros em climas temperados.

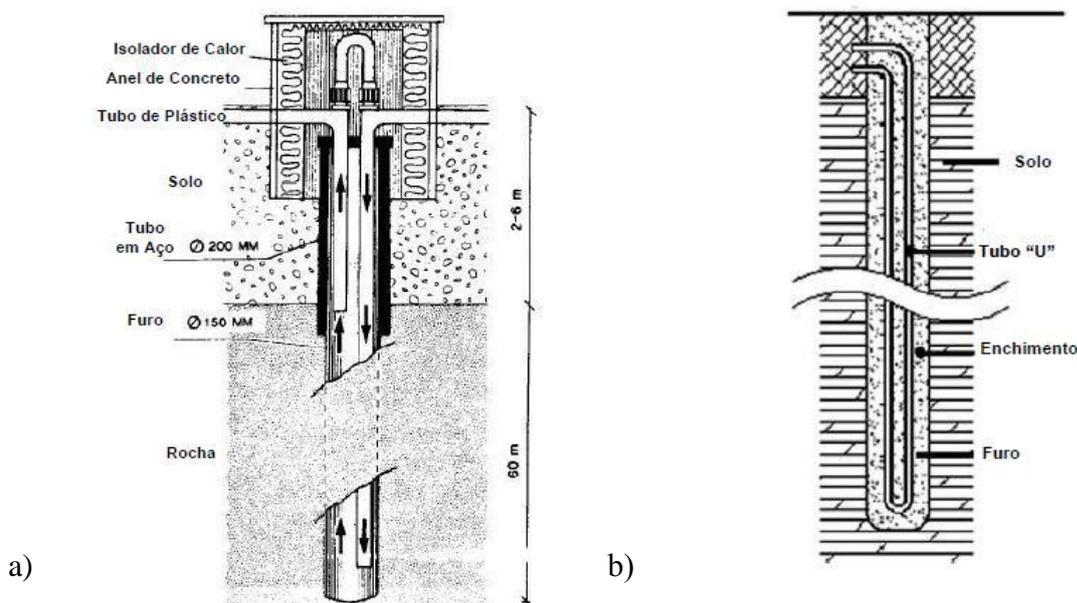


Figura 2.6. a) Sonda Coaxial (Corry & Li.Jones, 2011); b) Sonda com tubo em “U” (Yang et al., 2010).

2.3.2.1. Teste de Resposta Térmica

O teste de resposta térmica (TRT) é uma metodologia usada para obtenção de propriedades do solo. A primeira aplicação de TRT foi efectuada por Eköf & Gehlin (1996). Sanner et al. (2005) deram um desenvolvimento mais preciso sobre esta aplicação e elaboraram um guia de como a utilizar (Shallow & Systems, 2011).

A Figura 2.7 ilustra esquematicamente o método TRT. O sistema consiste num furo, numa unidade TRT e um equipamento de recolha de dados. A unidade TRT inclui um medidor de fluxo com uma precisão de $\pm 0,8\%$, uma bomba de circulação, sistema de aquecimento eléctrico, dois termo - pares com uma precisão $\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma unidade que regista os dados com precisão de leitura de 2% (Lee et al., 2011). De modo a remover o ar do interior do tubo recorre-se a três válvulas e a um tanque de abastecimento de água para garantir que o sistema de tubulação seja preenchido com o fluido termo - vector.

Estes testes são efectuados durante 36/48h, a potência obtida no tubo em “U” deve ser de 50 a 80W/m, com um desvio de cerca de 15% (valor médio) de potência à entrada da BC. A precisão do caudal deve ser tal que providencie uma diferença de temperatura (ΔT) no *loop* entre os 3,7 a 7,0 $^{\circ}\text{C}$ (valor característicos nas BC) (ASHRAE Handbook, 2011).

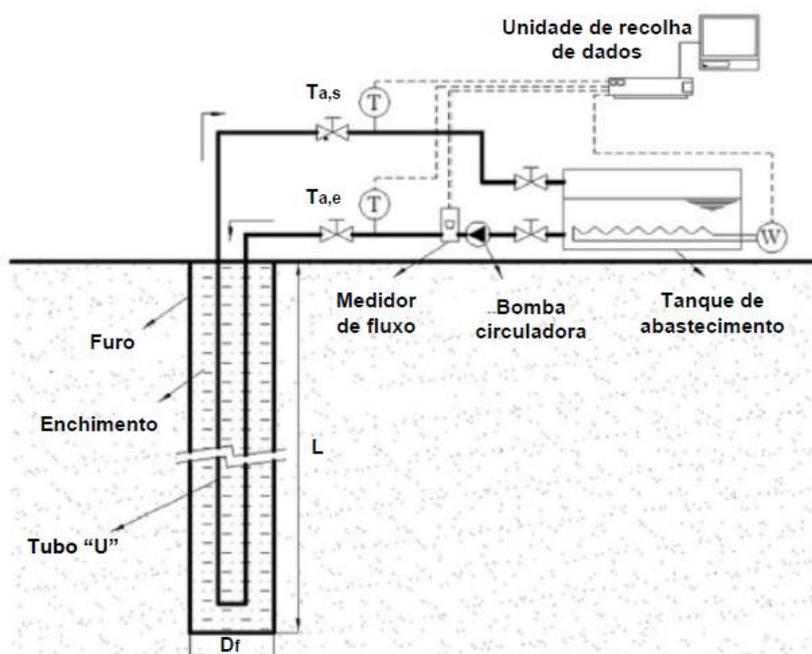


Figura 2.7. Esquema e montagem de um TRT (Lee et al., 2011).

2.3.4. Permutadores Espirais

Uma variação da configuração dos *loops* horizontais, são os designados “*Slinky*”. Os *loops* espirais consistem num tubo enrolado numa forma circular e colocados em valas. Um típico sistema destes envolve cerca de 152 a 305 metros de tubo de permuta por sistema de arrefecimento (43,3 a 86,6 m/kW), mas ocupa uma área inferior à de um sistema típico de permutação horizontal (Mustafa Omer, 2008). Estes permutadores são colocados horizontalmente em valas de 0,9 a 1,8 metros de largura, com espaço entre valas de 3,7 metros, ou na vertical em valas de 15,2 cm.

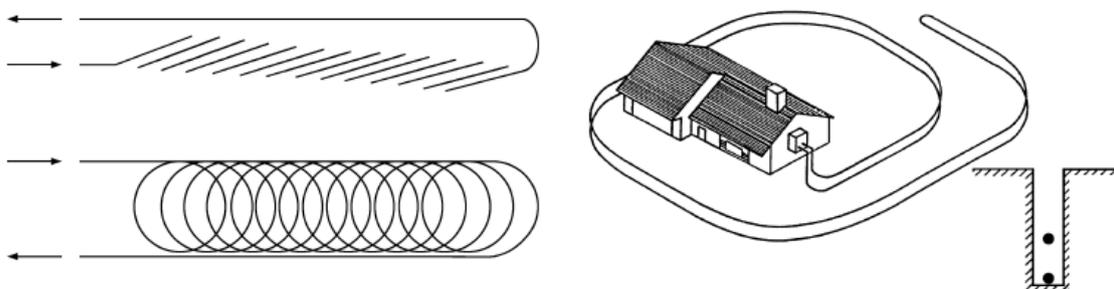


Figura 2.8. Permutadores de calor “*Slinky*” (ASHRAE Handbook, 2011).

3. METODOLOGIAS DE CÁLCULO

Vários modelos foram desenvolvidos para o dimensionamento de permutadores geotérmicos em aplicações de engenharia. O processo de transferência de calor envolve vários factores “incertos”, como as propriedades térmicas do solo, as águas subterrâneas e as necessidades térmicas dos edifícios ao longo dos anos. Neste caso o processo de transferência de calor é um processo bastante complicado tendo em conta o “longo termo” de utilização. Os sistemas GSHP verticais são os mais complexos de analisar face às condições que se encontram, sendo o processo de transferência de calor avaliado em duas regiões distintas. A primeira consiste na envolvente sólida em torno do furo, onde a condução de calor deve ser considerada como um processo transiente (solo). A segunda consiste numa análise da região interna do furo (tubos, enchimento e fluido termo - vector).

3.1. Revisão dos Modelos de Cálculo

O número de modelos para a transferência de calor no exterior do furo, são na grande maioria baseados em métodos analíticos ou em métodos numéricos tal como o modelo de Eskilson (Eskilson, 1987). A resistência térmica dentro do furo, que é determinada prioritariamente pelas propriedades térmicas do enchimento, pelo caudal no furo, tem um impacto significativo no desempenho do sistema GSHP. O primeiro objectivo nesta análise é determinar as temperaturas de entrada e de saída do permutador de acordo com a temperatura da parede do furo, o caudal e a resistência térmica. Existem alguns modelos com diferentes graus de complexidade.

3.1.1. Transferência de Calor no Exterior do Furo

Uma primeira aproximação do cálculo de transferência térmica em torno do tubo é a teoria da Linha de Kelvin, baseada numa fonte de linha infinita (Ingersoll, 1948). Teoricamente, o solo é considerado como um meio infinito com uma temperatura inicial uniforme, no qual o furo é assumido como uma fonte linear infinita. A transferência de calor na direcção do eixo do furo que inclui o fluxo de calor através da superfície do solo e

na zona inferior do furo, é negligenciada. Para simplificar, a condução de calor no solo, é considerada como unidimensional.

De acordo com a teoria da fonte de linear de Kelvin, a resposta da temperatura no solo devida a uma taxa de aquecimento constante é dada por:

$$T(r, t) - T_0 = \frac{\dot{q}_1}{4\pi k_s} \int_{\frac{r^2}{4\alpha t}}^{\infty} \left(\frac{e^{-u}}{u} \right) du \quad (3.1)$$

em que r corresponde à distância da linha da fonte e t o tempo desde o começo da operação; T a temperatura do solo a uma distância r e tempo t , T_0 a temperatura inicial do solo; \dot{q}_1 potência térmica transferida por unidade de comprimento da linha de fonte, k_s e α correspondem à condutividade e à difusividade térmicas do solo. Este modelo é caracterizado pela sua simplicidade, mas apenas pode ser aplicado para tubos pequenos dentro de um período estreito de horas a meses, devido a assumir uma fonte de linear infinita (Fang, 2002).

O modelo de fonte de calor cilíndrica foi inicialmente desenvolvido por Carslaw e Jaeger (1947) e posteriormente melhorado por Ingersoll et al. (1954). É actualmente uma solução exacta para um tubo cilíndrico enterrado, com um comprimento infinito, sob condições de temperatura constante na superfície do tubo ou transferência de calor constante entre o tubo enterrado e o solo. Neste modelo o furo é assumido como um cilindro infinito rodeado por um meio homogéneo de propriedades constantes (solo). Assume também que a transferência de calor entre o furo e o solo se encontra em contacto perfeito, sendo apenas de condução.

Baseado numa equação de transferência de calor por condução unidimensional, com as condições de fronteira e condições iniciais, a distribuição da temperatura do solo é expressa pela seguinte formulação, por coordenadas cilíndricas:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}, \text{ para } r_f < r < \infty \\ -2\pi r_f k_s \frac{\partial T}{\partial r} = \dot{q}_1, \text{ para } r < r_f, t > 0 \\ T - T_0 = 0, \text{ para } t = 0, r > r_f \end{cases} \quad (3.2)$$

em que r_f corresponde ao raio do furo. A solução da fonte cilíndrica é dada pela seguinte expressão:

$$T - T_0 = \frac{\dot{q}_1}{k_s} G(z, p) \quad (3.3)$$

em que, $z = \frac{\alpha t}{r_f^2}$, $p = \frac{r}{r_f}$.

Tal como definido por Carslaw e Jaeger (1947) a expressão $G(z, p)$ é apenas uma função do tempo e da distância ao centro do furo. A temperatura na parede do furo, $r = r_f$ e $p = 1$ é a variável fundamental para o dimensionamento dos permutadores, no entanto, a expressão $G(z, p)$ é relativamente complexa e envolve integrações de zero até infinito de uma função bastante complexa. Contudo, os valores de $G(z, p)$ para a condição de $p = 1$, podem ser encontrados em gráficos ou tabelas, segundo algumas referências. Um método aproximado para a função G foi proposto por Hellström (1991).

Tanto no modelo unidimensional da teoria de Kelvin, como no modelo de fonte de calor cilíndrica, negligenciam os fluxos de calor axiais em profundidade de furo. Um progresso enorme foi proposto por Eskilson (1987), tendo em conta um comprimento finito de furo. Neste modelo, o solo é assumido como homogêneo com condições de temperatura constantes, desprezando-se a capacidade térmica dos elementos que compõem o furo (tubos, enchimento). A formulação básica da distribuição de temperatura do solo é dada segundo a equação de transferência de calor por condução em coordenadas cilíndricas:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \\ T(r, 0, t) = T(r, z, 0) = T_0 \\ \dot{q}_1(t) = \frac{1}{H} \int_D^{D+H} 2\pi r k_s \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_f} dz \end{array} \right. \quad (3.4)$$

em que H é a profundidade do furo e D corresponde à parte superior do furo, que na prática de engenharia pode ser desprezada.

No modelo de Eskilson, é usado um método numérico de diferenças finitas num sistema de coordenadas axial – radial para obter a distribuição de temperatura num furo simples de comprimento finito. A expressão final de temperatura de resposta na parede do furo para uma unidade de pulso térmico é função de t/t_s e r_f/H apenas:

$$T_f - T_0 = -\frac{\dot{q}_1}{2\pi k_s} g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r_f}{H}\right) \quad (3.5)$$

A função g é essencialmente a temperatura de resposta adimensional na parede do furo, que pode ser calculada numericamente. Outro factor importante no modelo de Eskilson consiste na imposição de uma temperatura entre múltiplos furos. Além disto, a sobreposição sequencial do tempo foi utilizada para calcular a resposta de temperatura (funções g) para qualquer rejeição/extracção de calor, a qual pode ser decomposta em pulsos térmicos. A desvantagem desta aproximação é o tempo de cálculo consumido, e dificuldade de ser incorporada directamente em problemas práticos, visto que as funções g dos permutadores geotérmicos com diferentes configurações tem de ser pré – calculadas e armazenadas numa base de dados grande, o que pode levar a erros computacionais.

Baseada no modelo de Eskilson, foi desenvolvida uma solução analítica para uma fonte linear finita, no qual se considera as influências de um comprimento finito de furo e a superfície do solo como um limite (Zeng, 2002). Algumas hipóteses são tidas no modelo analítico:

- O solo é considerado como um meio semi infinito homogéneo com propriedades termo físicas constantes.
- O limite do meio mantém uma temperatura constante (T_0), tal como a inicial durante o período de tempo em questão.
- A dimensão radial do furo é negligenciada, podendo então ser aproximada como uma fonte linear que se estende desde a superfície até H .
- Como caso básico de estudo, a taxa de aquecimento por comprimento da fonte \dot{q}_1 , é constante desde o instante inicial, $t = 0$.

Os resultados computacionais partindo da solução analítica foram comparados com dados de soluções numéricas de referência (Zeng, 2002), e coincidem perfeitamente quando $\alpha t/r_f^2 \geq 5$. A solução do excesso de temperatura foi dada por Zeng et al. (2002):

$$T(r, z, t) - T_0 = \frac{\dot{q}_1}{4\pi k_s} \int_0^H \left\{ \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2+(z-h)^2}}{\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2+(z-h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2+(z+h)^2}}{\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2+(z+h)^2}} \right\} dh \quad (3.6)$$

Segundo a expressão anterior, verifica-se que a temperatura na parede do furo, onde $r = r_f$ varia com o tempo e profundidade do furo. A temperatura no meio do furo ($z = 0,5H$) é usualmente escolhida como representativa. Como alternativa, o integral da temperatura média ao longo do furo pode ser determinado numericamente por integração da equação 3.6. O método foi aplicado mais tarde em vários softwares de simulação e de dimensionamento de permutadores geotérmicos. Como já foi visto, quando o tempo tende para infinito, a subida de temperatura na teoria de Kelvin tende para infinito, enquanto no modelo de fonte de linear finita a temperatura se aproxima do estado estacionário, o que corresponde ao verdadeiro mecanismo de transferência de calor.

Hellström (1989, 1991) e Thornton et al. (1997) propuseram um modelo de simulação com bases analíticas para permutadores de calor, que considera a energia térmica sazonal (Bernier, 2001). Muraya et al. (1996) desenvolveram um modelo de elementos finitos transiente para a transferência de calor em torno dos tubos geotérmicos para sistemas GSHP, que considera as interferências térmicas entre tubulações. A interferência térmica era quantificada definindo a eficácia do permutador. O impacto da separação dos tubos e das temperaturas do solo foram então investigados.

Rottmayer et al. (1997) apresentaram um modelo de diferenças finitas para simular a transferência de calor nos tubos em “U”, o qual tinha em conta o factor geométrico. Um modelo tridimensional foi desenvolvido por Li e Zheng (2009). Este modelo usa o método de triangulação de Delaunay para meia secção do furo. O solo envolvente era dividido em várias camadas na direcção vertical, de modo a ter em conta os efeitos de variação de temperatura do fluido termo - vector em profundidade no processo térmico.

3.1.2. Transferência de Calor no Interior do Furo

O modelo unidimensional tem sido recomendado para dimensionamento de permutadores de calor geotérmicos, que considera o tubo em “U” como um único tubo (Gui Y, 1998). Neste modelo, a capacidade térmica do furo e os efeitos axiais de transferência de calor no solo e no tubo são negligenciados. O calor transferido na região do furo é aproximado como um processo em regime estacionário unidimensional. Os autores afirmaram que o modelo unidimensional é apropriado para a prática da engenharia.

No entanto o modelo parece ser inadequado devido à incapacidade de avaliar o impacto das interferências térmicas entre as duas metades dos tubos em “U”.

Hellström (1991) apresentou uma solução analítica bidimensional de resistências térmicas entre tubos numa secção de corte perpendicular ao eixo do furo. No modelo bidimensional, a temperatura do fluido no tubo em “U” é expressa como a sobreposição de duas temperaturas segundo dois fluxos de calor por unidade de comprimento, q_1 e q_2 , a partir dos dois tubos que formam o “U” representados na Figura 3.1. Como a temperatura da parede do furo, T_f , é considerada uniforme em profundidade, as temperaturas do fluido nos tubos podem ser obtidas segundo as expressões:

$$\begin{cases} T_{f1} - T_f = R_{11}q_1 + R_{12}q_2 \\ T_{f2} - T_f = R_{12}q_1 + R_{22}q_2 \end{cases} \quad (3.7)$$

em que R_{11} e R_{22} são as resistências térmicas entre o fluido termo - vector no tubo e a parede do furo, e R_{12} é a resistência entre os dois tubos. Uma transformação linear da equação anterior é dada por (Δ – Circuito térmico):

$$\begin{cases} q_1 = \frac{T_{f1} - T_f}{R_1 \Delta} + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_{12} \Delta} \\ q_2 = \frac{T_{f2} - T_f}{R_2 \Delta} + \frac{T_{f2} - T_{f1}}{R_{12} \Delta} \end{cases} \quad (3.8)$$

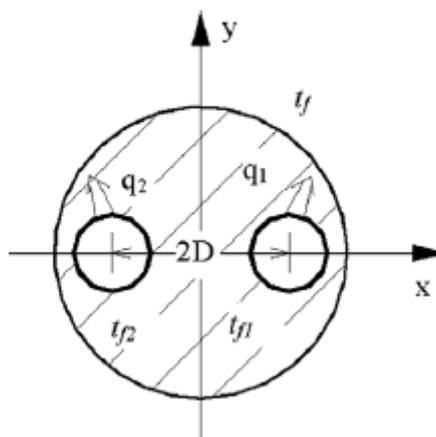


Figura 3.1. Configuração de um tubo em “U” de uma sonda vertical (Young, 2004).

O problema de condução de calor na secção de corte do furo, foi analisado em detalhe segundo a linha de fonte por Hellström (1991). Foi notada que não existia qualquer

distinção entre as entradas e saídas dos tubos, e que este modelo não tinha em conta a transferência de calor segundo um fluxo axial do fluido termo - vector. Neste caso, Eskilson (1987) fez uma assumção para simplificar. A resistência térmica entre o fluido e a parede do furo era então determinada segundo:

$$R_{f2} = \frac{(R_{11} + R_{12})}{2} \quad (3.9)$$

Com conjugação destas hipóteses, a temperatura do fluido na entrada e saída do permutador geotérmico podia ser calculada. Sendo superior ao modelo de um tubo simples, o modelo bidimensional apresenta expressões quantitativas da resistência térmica na secção de corte, e proporciona a discussão do impacto da disposição do tubo na condução de calor. No entanto, a temperatura do fluido termo - vector era diferente por unidade de comprimento do tubo. Como resultado, a interferência térmica ou “curto-circuito” entre os tubos em “U” era inevitável, o que prejudicava a transferência de calor nos permutadores geotérmicos. Com este modelo era impossível quantificar o impacto na performance dos permutadores devido às interferências térmicas. Baseado no modelo bidimensional, mais tarde o modelo tridimensional por Zeng et al. (2002), contabilizava uma variação de temperatura do fluido por unidade de comprimento do tubo. O fluxo e o calor no enchimento segundo uma direcção axial, era no entanto negligenciado.

3.1.3. Modelos Aproximados

O modelo de IGSHPA (*International Ground Source Heat Pump Association*) é um dos métodos desenvolvidos para dimensionamento de permutadores geotérmicos. Este método é baseado na teoria da linha de Kelvin mas com várias hipóteses de simplificação. Apenas permite estimar o comprimento total de permutador de calor geotérmico, em aquecimento e arrefecimento para uma determinada estação do ano utilizando as equações simplificadas.

Para aquecimento,

$$L_{Aq} = \frac{Capacidade_{Aq} \left(\frac{COP_{Aq} - 1}{COP_{Aq}} \right) (R_t + R_s F_{Aq})}{T_{s,m} - T_{min}} \quad (3.10)$$

Para arrefecimento,

$$L_{Arr} = \frac{\text{Capacidade}_{Arr} \left(\frac{COP_{Arr} + 1}{COP_{Aq}} \right) (R_t + R_s F_{Arr})}{T_{max} - T_{s,m}} \quad (3.11)$$

em que R_s , representa a resistência térmica do solo no permutador geotérmico, obtida segundo a teoria de Kelvin, R_t a resistência térmica do tubo, F “run fraction”, $T_{s,m}$ a temperatura média do solo e T_{min} e T_{max} as temperaturas do fluido termo - vector na unidade. Este método não contabiliza as variações das cargas internas do edifício com o sistema em operação a longo prazo, o que poderia causar um desvio significativo em condições práticas.

Os modelos propostos por Carslaw e Jaeger (1947) e sugeridas por Ingersoll e Zobel (1954) foram as bases das metodologias de dimensionamento de permutadores geotérmicos. Kavanaugh (1985) ajustou estas metodologias tendo em conta as variações horárias do fluxo de calor nas tubulações. O modelo de Ingersoll e Zobel (1954) só tinha em conta as variações a curto prazo, o que levaria a um dimensionamento incorrecto. A equação foi então modificada para ter em conta as variações do fluxo de calor nos permutadores, usando uma série de pulsos térmicos (Rafferty, 1997).

A resistência do solo por unidade de comprimento é calculada em função do tempo a que ocorrem esses pulsos térmicos. Um termo novo foi incluído para ter em conta a resistência térmica do tubo, da parede do furo e interferências térmicas entre o tubo e o fluido, e entre o tubo e o enchimento do furo. Como resultado as equações tomaram a forma seguinte:

em arrefecimento,

$$L_{Arr} = \frac{q_a R_{ga} + (q_{1c} - W_c)(R_f + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{T_s - \frac{T_{a,e} + T_{a,s}}{2} - T_p} \quad (3.12)$$

em aquecimento,

$$L_{Aq} = \frac{q_a R_{ga} + (q_{1h} - W_h)(R_f + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{T_s - \frac{T_{a,e} + T_{a,s}}{2} - T_p} \quad (3.13)$$

em que, F_{sc} corresponde ao factor de perdas de calor em “curto - circuito”, L_{Arr} e L_{Aq} os comprimentos de furo em arrefecimento e aquecimento (m), PLF_m factor de carga parcial

mensal (referente ao edifício), q_a o calor líquido anual transferido para o solo (kW), q_{1c} a necessidade de arrefecimento do edifício, q_{1h} a necessidade térmica em aquecimento do edifício, R_{ga} a resistência térmica do solo segundo um pulso anual, R_{gd} a resistência térmica do solo segundo um pulso horário, R_{gm} a resistência térmica do solo segundo um pulso mensal, T_p a temperatura de penalização entre furos adjacentes, W_c e W_h a potências dos sistemas em arrefecimento e em aquecimento.

A grande dificuldade em utilizar esta metodologia, deve-se ao facto de se ter de avaliar as resistências térmicas segundo os pulsos térmicos no solo. As soluções de Carslaw e Jaeger (1947) requerem que o tempo de operação, o diâmetro do furo, D_f , e a difusividade térmica do solo possam ser relacionados com o número de Fourier (F_o):

$$F_o = \frac{4\alpha t}{D_f^2} \quad (3.14)$$

O modelo foi modificado de modo a permitir calcular as resistências térmicas equivalentes para uma variedade de pulsos. O sistema podia ser modelado segundo os três pulsos térmicos, anuais, mensais e horários.

Um passo intermédio de obtenção das três resistências térmicas, baseia-se numa relação gráfica entre a equação de Fourier e as funções G . Os parâmetros restantes das equações são tabelados segundo a ASHRAE, o que leva a uma restrição de utilização segundo a grande diversidade de variações dos termos. Bernier (2008) apresentou uma solução a esta metodologia, que será apresentada e estudada nesta dissertação na secção 3.3.

3.1.4. Comparação entre os Modelos

Os modelos numéricos podem oferecer um elevado grau de flexibilidade relativamente aos modelos analíticos, os quais são normalmente baseados em várias hipóteses de modo a evitar algoritmos matemáticos deveras complicados, sendo os resultados obtidos de reduzida precisão.

No entanto os modelos analíticos são uma forma rápida de cálculo e obtenção de valores estimativos, no que podem ser integrados directamente em programas de simulação e dimensionamento.

Tabela 3.1. Comparação dos modelos numéricos e analíticos de permutadores de calor geotérmicos.

Modelo	Método	Interferências térmicas entre furos	Efeitos de fronteira
Linha de Kelvin	Linha de fonte infinita	Sim	Não
Fonte Cilíndrica	Fonte cilíndrica infinita	Sim	Não
Modelo de Eskilson	Combinação de métodos analíticos e numéricos	Sim	Sim
Solução de fonte de linha finita	Métodos analíticos	Sim	Sim
ASHRAE HandBook	Métodos analíticos	Sim	Sim
IGSHPA	Métodos analíticos	Não	Sim
Modelo Unidimensional	Métodos analíticos	Não	Não
Modelo Bidimensional	Métodos analíticos	Sim	Não
Modelo Tridimensional	Combinação de modelos analíticos e numéricos	Sim	Sim

3.2. Método VDI 4640

A norma VDI 4640 (2000) é um guia de aplicações térmicas em sistemas GSHP até profundidades de 400 metros. O guia aborda os sistemas em operações de aquecimento e de arrefecimento, e suas implicações construtivas. Esta norma apresenta uma estimativa de dimensionamento dos permutadores geotérmicos em situações de baixos requisitos térmicos.

3.2.1. Permutadores Horizontais

Segundo esta norma alemã, em casos de baixos requisitos térmicos, em operações de aquecimento, com tempos de operação de 1800 horas/ano a 2400 horas/ano, o dimensionamento dos permutadores pode ser efectuado recorrendo a valores específicos de extracção (W/m^2).

Os valores permissíveis de extracção para o referido caso são apresentados na Tabela 3.2. Estes valores são aplicados segundo as condições:

- Só para extracção de calor (AQS incluída);
- Com sistemas AQS por GSHP o resultado tem de ter em conta um aumento de horas de carga.

O dimensionamento segundo a norma parte de uma bomba pré-dimensionada para uma necessidade térmica do edifício, conhecendo a sua capacidade em aquecimento e

o valor de COP_{Aq} , permitindo assim obter a potência no evaporador (\dot{Q}_L) segundo a equação 2.2. A área de terreno ocupada pelo permutador geotérmico, é obtida relacionando os valores tabelados com o valor de potência do evaporador, segundo a expressão:

$$A_p = \frac{\dot{Q}_L}{\text{Valor específico de extracção}} \quad (3.15)$$

Tabela 3.2. Valores específicos de extracção em permutadores horizontais(VDI 4640, 2001).

Tipologia do solo	Valores específicos de extracção [W/m ²]	
	1800 Horas/ano	2400 Horas/ano
Solos secos e não coesivos	10	8
Solos coesivos e húmidos	[20-30]	[16-24]
Água saturada, areia e cascalho	40	32

Nestas condições após se obter um valor de área de terreno para permuta, é necessário conhecer o tubo a aplicar e o seu comprimento de extracção, segundo:

$$L = \frac{A_p}{d} \quad (3.16)$$

O diâmetro do tubo depende prioritariamente da capacidade térmica do solo apresentada na tabela 3.3, com diâmetros relativamente pequenos (baixos requisitos térmicos).

Tabela 3.3. Diâmetros de tubo a usar consoante a tipologia da crosta terrestre(VDI 4640, 2001).

Tipologia do solo	Diâmetros [mm]
Solos secos e não coesivos	20
Solos coesivos e húmidos	25
Água saturada, areia e cascalho	32

Para tempos de operação anuais mais longos, o trabalho específico anual de extracção deve também ser considerado. Para permutadores horizontais deve estar compreendido no intervalo de 50 a 70 kWh/(m².ano) em modo de aquecimento. Em arrefecimento (Verão), em rejeição de calor, os valores podem ser diferentes(VDI 4640, 2001). A temperatura do fluido que regressa ao permutador não deve exceder a temperatura de 12°C (em aquecimento) com base na carga média semanal, em comparação

com a temperatura do solo a cargas de pico com o valor de 18°C (6°C abaixo da temperatura do solo)(VDI 4640, 2001).

3.2.2. Permutadores Verticais

A norma VDI 4640 propõe uma estimativa do comprimento de permutador geotérmico a utilizar, para necessidades térmicas em modo aquecimento inferiores a 30 kW, utilizando valores específicos de extracção tabelados (tabela 3.4) e conhecendo as características da BC seleccionada (COP e potência).

Com o conhecimento destes valores o primeiro passo é calcular a potência no evaporador segundo a equação 2.2. Conhecendo a potência no evaporador, é necessário conhecer a potência específica de extracção das diferentes tipologias de solo. A potência específica de extracção de uma sonda geotérmica depende das características das formações rochosas e dos lençóis freáticos.

A Tabela 3.4 apresenta os valores específicos de extracção para as diferentes tipologias de subsolo sob as seguintes condições(VDI 4640, 2001):

- Apenas para extracção de calor e AQS;
- O comprimento de furo de permuta deve encontrar-se entre os 40 e 100 metros;
- Distâncias mínimas entre dois furos devem ser de 5 metros (profundidades de 45 a 50 metros), 6 metros (profundidades de 50 a 100 metros);
- O tubo em “U” deve ser DN20, DN25 ou DN32;
- Não é aplicável para um número elevado de pequenos sistemas em áreas limitadas.

O comprimento da sonda geotérmica pode então ser conhecido relacionando a potência do evaporador (W) com a potência específica de extracção (W/m) segundo a equação:

$$L = \frac{\dot{Q}_L}{\text{Potência específica de extracção}} \quad (3.17)$$

O valor obtido deve ser dividido em valores menores, quando ultrapassa os 100 metros, ou seja em vez se utilizar uma sonda com comprimento (L) muito grande, utiliza-se várias sondas obtendo assim um valor de profundidade de furo (H), até porque assim consegue-se reduzir as perdas de carga impostas à bomba de circulação.

No caso de horas de utilização mais elevadas (> 2400 hora/ano), para além dos valores específicos de extracção deve-se ter em conta a influência a longo termo. Pode ser dada em kWh/ (m.ano) para o furo (permutador) e deve estar compreendida num intervalo de 100 kWh/ (m.ano) a 150 kWh/ (m.ano), salientando que com estas condições, pode-se fazer o dimensionamento em modo aquecimento e de arrefecimento.

Tabela 3.4. Valores típicos de extracção para uma sonda geotérmica (VDI 4640, 2001).

Tipologias do solo (valores gerais)	Condutividade térmica (W/m.K) k_s	Potência extraível (W/m)	
		1800 Horas/ano	2400 Horas/ano
Subsolo pobre (sedimento seco)	<1,5	25	20
Rochas e terrenos desfeitos saturados e água	[1,5-3,0]	60	50
Rochas e alta condutibilidade térmica	>3,0	84	70
Tipologia do solo (valores específicos)	-	-	-
Saibro, areia seca	0,4	<25	<20
Saibro, areia, saturados de H ₂ O	[1,8-2,4]	[65-80]	[55-65]
Argila, limo húmido	1,7	[35-50]	[30-40]
Calcário (maciço)	2,8	[55-70]	[45-60]
Arenito	2,3	[65-80]	[55-65]
Migmatito silícios (tipo granito)	3,4	[65-85]	[55-70]
Migmatito básico (tipo basalto)	1,7	[40-65]	[35-55]
Gnaisse	2,9	[70-85]	[60-70]

Em situações de potências superiores (BC) a 30 kW, com mais de 2400 h/ano, o dimensionamento dos permutadores deve ser mais rigoroso, usando metodologias analíticas e numéricas mais eficientes.

Por via analítica é necessário conhecer a temperatura do subsolo, T_s , em torno do furo. Esta metodologia foi desenvolvida nos EUA (1950), utiliza a linha de Kelvin como base teórica e a formulação de Ingersoll (1948). A T_s , pode ser calculada dependendo do valor de k_s (Tabela 3.4), a capacidade de extracção/ dissipação e distância entre tubos.

A temperatura no fluido não é directamente determinada. Guernsey et al. (1949) deduziram uma equação empírica a partir da linha de fonte, que pode usada para obtenção rápida de valores (apenas válida se $\alpha t/r^2 > 1$).

$$\Delta T = \frac{0,1833 \cdot \dot{Q}}{k_s} \left(\text{Log}_{10} \frac{\alpha t}{r^2} + 0,106 \frac{r^2}{\alpha t} + 0,351 \right) \quad (3.18)$$

em que ΔT , é a variação de temperatura, k_s a condutividade térmica do solo, \dot{Q} a potência específica de extracção, α a difusibilidade térmica, t o tempo, e r a distância entre tubos.

3.2. Método ε - NTU

A análise de permutadores de calor, pode ser efectuada por dois métodos de dimensionamento. O método da DMLT¹, é um processo que se revela simples e cómodo de utilizar sempre que a temperatura do fluido à entrada seja conhecida, e a temperatura de saída seja especificada ou facilmente determinada segundo as equações de balanço global de energia.

Uma vez que ΔT_{ml} (DMLT), e U_i (coeficiente global de calor) estejam disponíveis, a transferência de calor na área e superfície do permutador pode ser calculada por (Çengel, 2009):

$$\dot{Q} = U_i A_s \Delta T_{ml} \quad (3.19)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.20)$$

em que ΔT_1 corresponde à variação de temperatura entre a entrada ($T_{a,e}$) no permutador e a temperatura do solo (T_s), e ΔT_2 a variação de temperatura entre a saída ($T_{a,s}$) e T_s . Porém se forem apenas conhecidas as temperaturas de entrada do fluido, o método DMLT conduzirá necessariamente a um processo de cálculo iterativo.

Para tais circunstâncias, será preferível seguir uma via alternativa segundo o método da eficácia - NTU². Este método é baseado no parâmetro adimensional conhecido como eficácia do permutador (ε), definido pela razão entre a potência calorífica efectivamente transferida (\dot{Q}) e a máxima potência calorífica possível (\dot{Q}_{max}), com um valor compreendido entre 0 e 1.

¹ Diferença média logarítmica da temperatura

² Número de unidades transferidas

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.21)$$

O valor de \dot{Q} no permutador pode ser determinado efectuando um balanço térmico entre a entrada e saída do permutador segundo as capacidades de aquecimento C_{Aq} e arrefecimento C_{Arr} .

Este valor pode também ser obtido segundo as características técnicas da unidade (COP), a temperatura do fluido à saída do permutador ($T_{a,s}$) que corresponde à temperatura de entrada na unidade, e à necessidade térmica do espaço a climatizar.

$$\dot{Q} = C_{Aq}(T_{a,s} - T_{a,e}) = \dot{Q}_L \quad (3.22)$$

$$\dot{Q} = C_{Arr}(T_{a,e} - T_{a,s}) = \dot{Q}_H \quad (3.23)$$

A fim de definir a eficácia do permutador, será necessário determinar previamente o valor de \dot{Q}_{max} . Nesta fase é necessário conhecer o valor de T_s que aquece/arrefece o fluido.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_s - T_{a,e}) \quad (3.24)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{a,e} - T_s) \quad (3.25)$$

A eficácia do permutador poderá ser apresentada com as devidas simplificações, em aquecimento e arrefecimento segundo as expressões:

$$C_{min} = C_{Arr} \text{ ou } C_{min} = C_{Aq}, \text{ i.e., } C_{min} = \dot{m}c_p \quad (3.26)$$

$$\varepsilon_{Aq} = \frac{(T_{a,s} - T_{a,e})}{(T_s - T_{a,e})} \quad (3.27)$$

$$\varepsilon_{Arr} = \frac{(T_{a,e} - T_{a,s})}{(T_{a,e} - T_s)} \quad (3.28)$$

Segundo a equação 3.19 e a equação de transferência de calor 3.29, é possível rectificar o valor de $T_{a,s}$ efectuando um balanço térmico a um volume de controlo diferencial no tubo (Çengel, 2009):

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{a,e} - T_{a,s}) \quad (3.29)$$

$$-\dot{m}c_p dT = U_i(T - T_s)dA_s \quad (3.30)$$

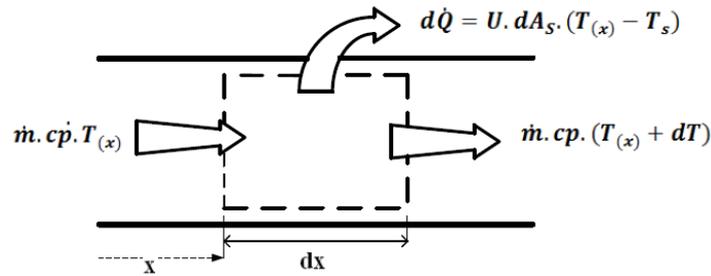


Figura 3.2. Balanço térmico aplicado a um V.C diferencial no tubo.

Separando as variáveis e integrando em que $p = \pi d_i$ e $dA_s = p dx$,

$$-\dot{m}c_p dT = U_i(T - T_s)p dx$$

$$\int_{T_{a,e}}^{T_{a,s}} \frac{1}{T - T_s} dT = -\frac{U_i p}{\dot{m}c_p} \int_0^L dx$$

$$[\ln(T - T_s)]_{T_{a,e}}^{T_{a,s}} = -\frac{U_i p}{\dot{m}c_p} [x]_0^L \quad (3.31)$$

$$\ln\left(\frac{T_{a,s} - T_s}{T_{a,e} - T_s}\right) = -\frac{U_i A_i}{\dot{m}c_p}$$

A equação obtida segundo o balanço térmico, pode ser simplificada representando a capacidade de transferência NTU:

$$NTU = \frac{U_i A_i}{c_{min}} = \frac{U_i A_i}{\dot{m}c_p} \quad (3.32)$$

em que U_i representa o coeficiente global de transmissão de calor e A_i a área de superfície interna do tubo.

Obtém-se assim uma expressão da qual poderá ser obtida a temperatura do fluido à saída do permutador, $T_{a,s}$, em aquecimento e em arrefecimento (Çengel, 2009).

$$T_{a,s Arr} = T_s + (T_{a,e} - T_s)e^{-NTU} \quad (3.33)$$

$$T_{a,s Aq} = T_s - (T_s - T_{a,e})e^{-NTU} \quad (3.34)$$

O objectivo principal no dimensionamento de um permutador de um sistema GSHP, é determinar o comprimento total de tubo. Este valor pode ser obtido relacionando

a eficácia com o valor de NTU. Num permutador de calor é conveniente definir outro parâmetro adimensional, a razão de capacidade (c):

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.35)$$

que se torna $c = 0$ quando a permuta de calor é feita de/para uma fonte (ou um processo) a temperatura constante, como é o caso do solo, ou de/para um fluido de capacidade de transporte de energia supostamente infinita ($C_{max} \rightarrow \infty$). Nestes casos, a relação $NTU = f(\varepsilon, c)$ é definida por (Çengel, 2009):

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (3.36)$$

Sabido o valor de NTU, o comprimento de tubo L , é facilmente obtido segundo:

$$L = \frac{NTU \dot{m} c_p}{\pi d_i U_i} \quad (3.37)$$

O valor de U_i , é definido em termos de resistência térmica total (convectiva e condutiva) à transferência de calor entre o fluido e o solo:

$$U_i = \frac{1}{\sum R_{ti} A_i} \quad (3.38)$$

A resistência térmica convectiva R_h , é calculada por:

$$R_h = \frac{1}{h A_i} \quad (3.39)$$

em que h corresponde ao coeficiente de convecção, que é obtido a partir da definição do número de Nusselt:

$$h = \frac{k_f Nu}{d_i} \quad (3.40)$$

o qual, por sua vez, é estimado pela seguinte correlação empírica para escoamento em regime turbulento ($Re_d > 2300$):

$$Nu = 0,023(Re_d)^{0,8}(Pr)^n \quad (3.41)$$

Nesta expressão, o expoente n toma o valor de 0,3 em arrefecimento e 0,4 em aquecimento do fluido em escoamento interno(Çengel, 2009).

A resistência condutiva no tubo, dada pela equação 3.42 é obtida segundo as características do tubo PEAD, raio interno r_i , e externo r_e , e a sua condutividade térmica k_t .

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi L k_t} \quad (3.42)$$

3.2.1. Permutadores Horizontais

Em modo de aquecimento, a aplicação do método $\varepsilon - NTU$ a permutadores horizontais, parte do valor de potência no evaporador da unidade (\dot{Q}_L) obtido pela equação 2.2, também do caudal mássico e $T_{a,s}$, onde $\dot{Q}_L = \dot{Q}$.

Numa situação de arrefecimento, a potência necessária conhecer será a potência no condensador, que rejeita calor via permutador, em que $\dot{Q}_H = \dot{Q}$ segundo a equação 2.4.

Com o conhecimento da potência térmica dissipada ou extraída do subsolo é necessário seleccionar o valor do diâmetro interno do tubo, d_i .

Este valor é obtido por um processo iterativo, impondo uma perda de carga constante até valores de 70 mm, ou atribuindo um valor de velocidade de escoamento constante no intervalo de 0 a 1 m/s (valor típico em redes hidráulicas) para os tubos PEAD. Para obtenção do valor final de comprimento do tubo é necessário o cálculo do U_i , para um tubo colocado horizontalmente quando à superfície global de permuta.

As resistências térmicas contabilizadas no processo de cálculo são apresentadas na Figura 3.3, em que r_3 corresponde à resistência térmica de uma camada de solo suficiente espessa para evitar interferências térmicas entre tubos. Neste caso admitiu-se que r_3 , corresponde à meia distância entre eixos de tubos adjacentes.

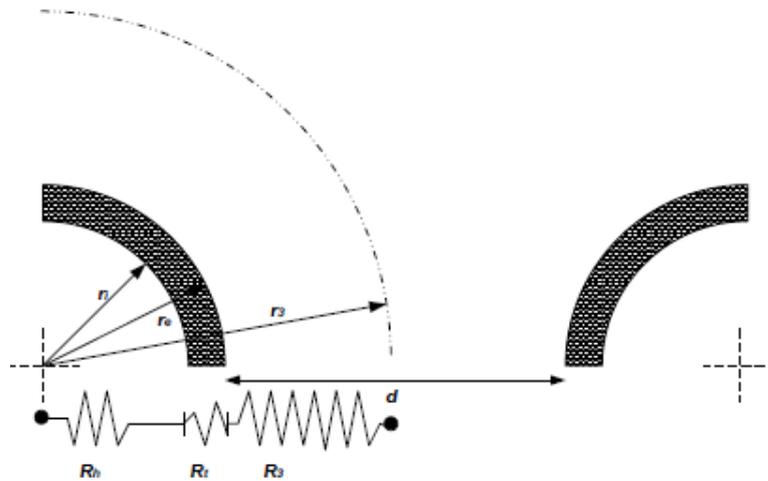


Figura 3.3. Esquema do circuito equivalente das resistências térmicas entre o fluido e solo, num permutador horizontal.

A expressão para o cálculo de U_i com as respectivas simplificações, e tendo em contas as três resistências térmicas, é dada por:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h} + r_i \left(\frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{K_t}\right) + r_i \left(\frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_e}\right)}{K_s}\right)} \quad (3.43)$$

Numa dispersão em série dos tubos de permuta o comprimento total de tubo a utilizar, é dado pelo resultado do processo de cálculo citado, podendo no entanto reduzir a área de terreno de permutação do tubo (A_p), colocando as tubulações em diferentes camadas a cotas diferentes.

A segunda hipótese de dispersão do tubo é feita em tubulações paralelas, sendo o caudal mássico de fluido dividido num tubo colector com em N loops (circuitos) paralelos, o que irá permitir a redução do valor de d_i , e assim quantidade de glicol no sistema de tubulação.

O inconveniente será um incremento no valor de A_p e perda de carga devidos às ligações em “T” de entrada no tubo colector. A Figura 3.4 representa o fluxograma do cálculo do comprimento total de tubo do permutador (L) para uma situação de dispersão em série, conjugado com a dispersão em paralelo.

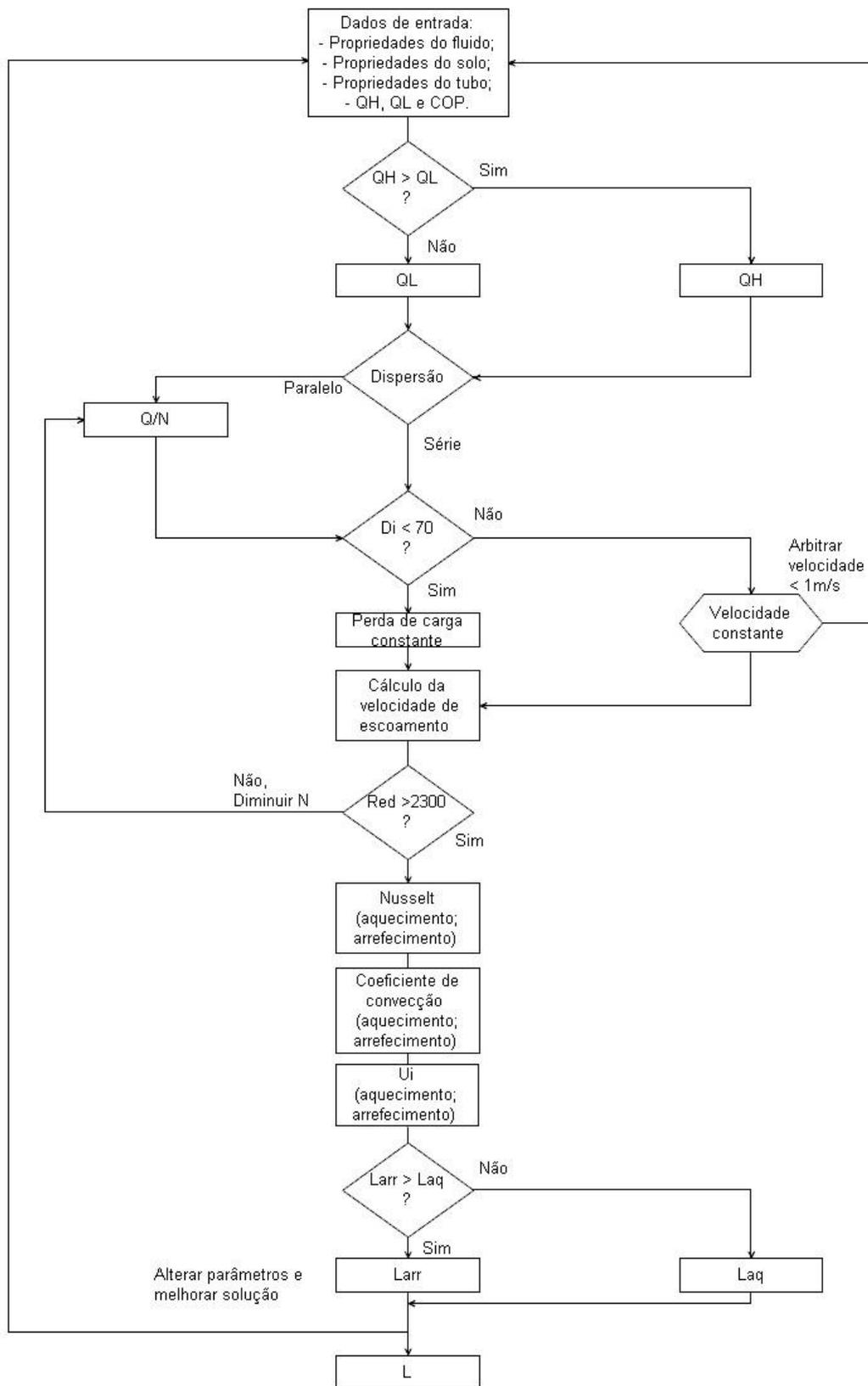


Figura 3.4. Fluxograma de obtenção do comprimento total de tubo de permutador horizontal.

3.2.2. Permutadores Verticais

A aplicação do método $\varepsilon - NTU$ a permutadores verticais, é semelhante ao descrito para permutadores horizontais, com a diferença na formulação de R_{ti} que contabiliza agora o tubo em “U” revestido por um enchimento (sonda geotérmica).

As resistências térmicas de convecção e condução nos tubos PEAD, são calculadas recorrendo às equações 3.39 e 3.42, respectivamente. A resistência térmica do enchimento do furo (R_{ench}) é calculada segundo o método de Hellström (1991), que ainda hoje é utilizado em vários softwares de simulação numérica (DST)(Lamarche et al., 2010). A Figura 3.5 representa a sonda geotérmica em corte, em que L_u corresponde à distância entre os tubos em “U”, D_f e r_f o diâmetro e o raio do furo, respectivamente.

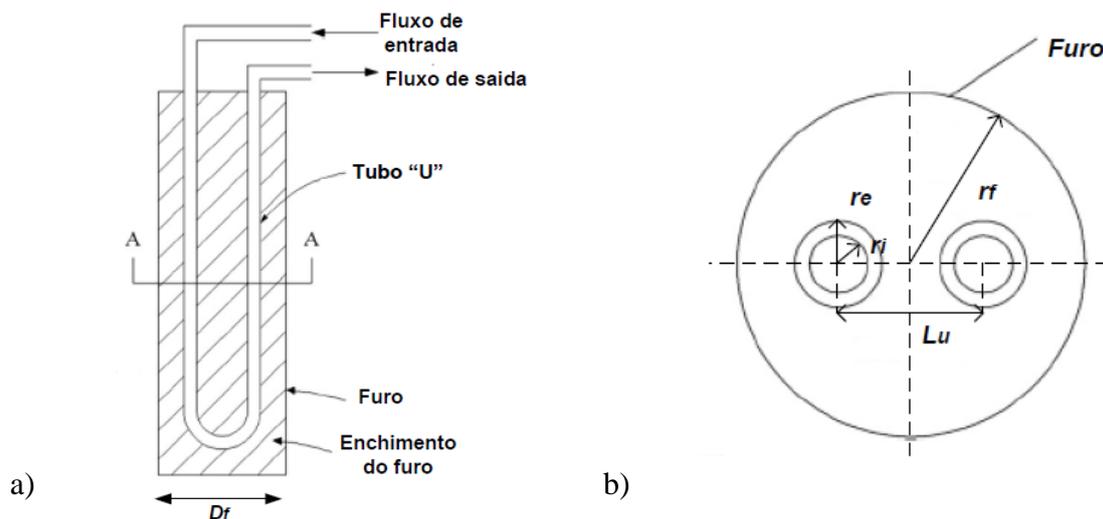


Figura 3.5. a) Sonda geotérmica vertical seção cortada; b) Seção da sonda vista em corte(Lee et al., 2011).

A resistência térmica do enchimento, é a resistência térmica entre a superfície exterior do tubo e a parede do furo. A Figura 3.6 representa o circuito térmico no furo, em que T_{f1} e T_{f2} representam as temperaturas nos troços de comprimento unitário de tubo em “U”, e q_1 e q_2 o fluxo de calor por metro (W/m) de furo segundo o fluido termo - vector. T_b representa a temperatura média da parede do furo. Como se mostra na Figura 3.6, a resistência térmica entre T_{f1} e T_{f2} é R_1 , e a resistência térmica entre T_{f2} e T_b é dada por R_2 . R_{12} representa o “curto-circuito” de resistência térmica entre T_{f1} e T_{f2} .



Figura 3.6. Secção de corte de uma sonda geotérmica vertical, e o correspondente Δ – Circuito térmico segundo Hellström (1991) (Young, 2004).

No entanto, se a temperatura do fluido termo - vector por unidade de tubo em “U” é aproximadamente igual, que ocorre na zona inferior do furo, a resistência térmica R_{12} pode ser negligenciada no Δ – circuito. A resistência R_{12} é muitas vezes negligenciada para o furo todo. Pode-se assumir que as características do enchimento, tubo e fluido termo - vector apresentam as mesmas geometrias e propriedades térmicas segundo uma simetria de composição do furo (Figura 3.7).

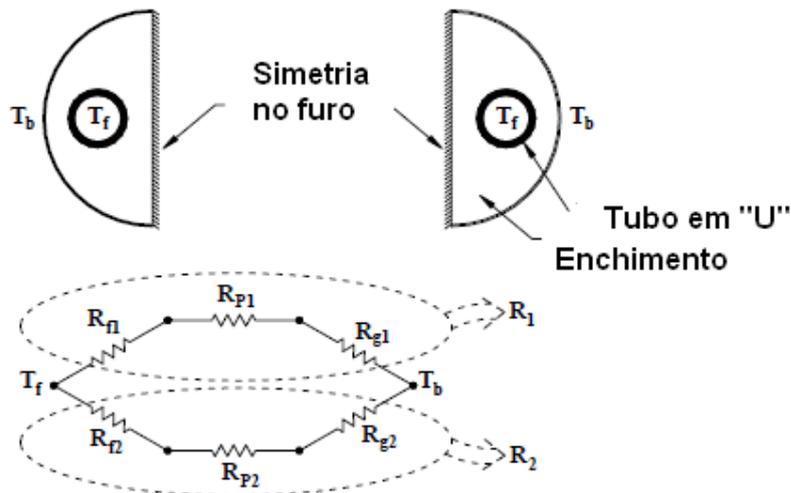


Figura 3.7. Secção de corte de uma sonda geotérmica vertical, assumindo uma linha de simetria correspondente ao Δ – Circuito térmico (Young, 2004).

Assume-se que $R_{f1} = R_{f2}$, $R_{p1} = R_{p2}$ e $R_{g1} = R_{g2}$. R_1 e R_2 segundo o circuito ilustrado na Figura 3.6 são iguais. Com base nestes pressupostos o valor de R_{ti} pode ser obtido segundo:

$$R_{ti} = \frac{R_{ench} + R_h + R_t}{2} \quad (3.44)$$

A equação 3.45, representa a formulação proposta por Hellström (1991) para a R_{ench} , no qual foi introduzida com as devidas simplificações para o cálculo de U_i , em que L_u corresponde à distância entre tubos.

$$R_{ench} = \frac{1}{2\pi k_{ench}} \left[\ln\left(\frac{r_f}{r_e}\right) + \ln\left(\frac{r_f}{L_u}\right) + \frac{k_{ench} - k_s}{k_{ench} + k_s} \left(\ln\left(\frac{r_f^4}{r_f^4 - \left(\frac{L_u}{2}\right)^4}\right) \right) \right] \quad (3.45)$$

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{\frac{1}{h} + r_i \left(\frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{k_t} \right)}{2} \right) + r_i \left(\frac{1}{2k_{ench}} \left[\ln\left(\frac{r_f}{r_e}\right) + \ln\left(\frac{r_f}{L_u}\right) + \frac{k_{enc} - k_s}{k_{enc} + k_s} \left(\ln\left(\frac{r_f^4}{r_f^4 - \left(\frac{L_u}{2}\right)^4}\right) \right) \right] \right)} \quad (3.46)$$

O valor de L obtido corresponde ao valor do comprimento total de furo/sonda. Este valor pode ser obtido por um processo iterativo, no qual inicialmente se irá dividir a potência necessária a extrair ou a dissipar no subsolo por vários furos (NF), permitindo assim reduzir profundidades (H) aumentando o número de furos. O cálculo do d_i dos tubos PEAD, é efectuado pela método de velocidade constante, que permite obter diâmetros inferiores aos resultados do método de perda de carga constante, com o inconveniente de incrementar a perda de carga no circuito de permutação.

3.3. Método ASHRAE

Uma forma rápida de estimar o valor de L de uma sonda geotérmica (vertical) para um dado edifício pode ser obtida segundo a equação proposta por Kavanaugh e Rafferty (1997), que recentemente foi modificada por Bernier (Philippe et al., 2010). A equação é dada por:

$$L = \frac{q_h R_f + q_a R_{10a} + q_m R_{1m} + q_h R_{6h}}{T_m - (T_s + T_p)} \quad (3.47)$$

em que T_m corresponde à temperatura média do fluido termo - vector, e T_p a temperatura de penalização, que representa a correcção da temperatura do solo devido a interferências térmicas entre furos adjacentes ($T_p = 0$ para furos paralelos).

Os valores q_a , q_m e q_h representam respectivamente, a média anual de carga térmica no solo e os pico mensal e horário de carga térmica no solo. R_{10a} , R_{1m} e R_{6h} são as resistências térmicas correspondentes a 10 anos, 1 mês e 6 horas de carga térmica, sendo R_f a resistência térmica efectiva no furo. Esta metodologia propõe correlações baseadas em múltiplos cálculos para avaliar estes valores. A resistência térmica do furo é calculada segundo o trabalho de Hellström (1991).

Existem várias maneiras de avaliar a resistência térmica do solo. O método proposto por Kavanaugh e Rafferty (1997) é baseado numa fonte de calor cilíndrica originalmente proposta por Carslaw e Jaeger (1959), usado em conjunção com a sobreposição temporal proposta por Ingersoll e Plass (1948) e revista por Bernier (2000) as resistências são expressas da seguinte forma:

$$R_{6h} = \frac{1}{k_s} G \left(\frac{\alpha t_{6h}}{r_f^2} \right)$$

$$R_{1m} = \frac{1}{k_s} \left[G \left(\frac{\alpha t_{1m+6h}}{r_f^2} \right) - G \left(\frac{\alpha t_{6h}}{r_f^2} \right) \right] \quad (3.48)$$

$$R_{10a} = \frac{1}{k_s} \left[G \left(\frac{\alpha t_{1m+6h+1m}}{r_f^2} \right) - G \left(\frac{\alpha t_{6h+1m}}{r_f^2} \right) \right]$$

onde G representa a função G de uma fonte de calor cilíndrica e α a difusibilidade térmica do solo. A fonte de calor cilíndrica é restrita a um sistema unidimensional (na direcção radial) em regime transiente. Depois de um período equivalente a $H^2 / (90\alpha)$, onde H corresponde à profundidade do furo, Eskilson (1987) demonstrou que os efeitos axiais começaram a ser significativos. O erro introduzido quando se usa uma fonte de calor cilíndrica foi calculado por Philippe et al. (2009).

Baseados nos seus resultados, os efeitos axiais são apenas significativos para o termo R_{10a} em que o erro é menor a 5% para valores típicos de difusibilidade térmica. As recentes soluções baseadas num modelo bidimensional de linha finita podem ser usadas, mas estas soluções são demasiado complexas de obter, e no contexto de aproximação de engenharia não é garantido o seu uso aqui.

Nesta metodologia a função G é calculada segundo o trabalho de Baudoin (1988). Em alternativa pode se usar o gráfico da função G .

Para cada resistência do solo R_{10a} , R_{1m} e R_{6h} um total de 48 cálculos são baseados em condições tipicamente características:

$$0,05 \text{ m} \leq r_f \leq 0,1 \text{ m}$$

$$0,025 \frac{\text{m}^2}{\text{dia}} \leq \alpha \leq 0,2 \frac{\text{m}^2}{\text{dia}} \quad (3.49)$$

Para evitar complicações no cálculo da função G , estes resultados foram ajustados a uma curva na seguinte forma:

$$R = \frac{1}{k_s} f(\alpha, r_f)$$

$$f = a_0 + a_1 r_f + a_2 r_f^2 + a_3 \alpha + a_4 \alpha^2 + a_5 \ln(\alpha) + a_5 \ln(\alpha)^2 + a_7 r_f \alpha + a_8 r_f \ln(\alpha) + a_9 \alpha \ln(\alpha) \quad (3.50)$$

Os resultados da equação de correlação f dependem apenas de dois parâmetros dimensionais, α e r_f .

Os coeficientes de correlação para f_{6h} , f_{1m} e f_{10a} são apresentados na tabela 3.5. Os resultados são apresentados em termos de resistências térmicas para o caso particular de $k_s = 1$ (W/mK). Os valores de f_{6h} , f_{1m} são os mais sensíveis às características do solo e do furo, enquanto f_{10a} mantém-se praticamente constante para valores típicos de α e r_f .

Tabela 3.5. Coeficientes f_{6h} , f_{1m} , f_{10a} (Philippe et al., 2010).

	f_{6h}	f_{1m}	f_{10a}
a_0	0,6619352	0,4132728	0,3057646
a_1	-4,815693	0,2912981	0,08987446
a_2	15,03571	0,07589286	-0,09151786
a_3	-0,09879421	0,1563978	-0,03872451
a_4	0,02917889	-0,2289355	0,1690853
a_5	0,1138498	-0,004927554	-0,02881681
a_6	0,005610933	-0,002694979	-0,002886584
a_7	0,7796329	-0,6380360	-0,1723169
a_8	-0,3243880	0,2950815	0,03112034
a_9	-0,01824101	0,1493320	-0,1188438

A temperatura de penalização, representa a correção aplicada à T_s tendo em conta as interferências térmicas entre furos em série (T_p é uma diferença de temperatura e não uma temperatura absoluta). Bernier (2008) propôs uma correlação para calcular este valor, baseada numa função de correlação F , que depende de quatro parâmetros, expressa na seguinte forma:

$$T_p = \frac{q_a}{2\pi k_s L} F\left(\frac{t}{t_s}, \frac{B}{H}, NF, A\right) \quad (3.51)$$

em que H é a profundidade do furo, B a distância entre furos adjacentes, NF o número de furos, A representa “rácio geométrico” e t_s é uma característica de tempo ($= H^2/9\alpha$). A função de correlação F é expressa como a soma de 37 termos de correlação (Tabela 3.6) com a seguinte forma:

$$F = \sum_{i=0}^{36} b_i c_i \quad (3.52)$$

Tabela 3.6. Coeficientes de correlação de T_p (Philippe et al., 2010).

i	b_i	c_i	i	b_i	c_i
b ₀	7,8189E+00	1	b ₁₉	7,7529E+01	$(B/H)^2 \ln(t/t_s)$
b ₁	-6,4270E+01	B/H	b ₂₀	-5,0454E+01	$(B/H)^2 (\ln(t/t_s))^2$
b ₂	1,5387E+02	$(B/H)^2$	b ₂₁	7,6352E+01	$(B/H)^2 NF$
b ₃	-8,4809E+01	$(B/H)^3$	b ₂₂	-5,3719E-01	$(B/H)^2 NF^2$
b ₄	3,4610E+00	$\ln(t/t_s)$	b ₂₃	-1,3200E+02	$(B/H)^2 A$
b ₅	-9,4753E-01	$(\ln(t/t_s))^2$	b ₂₄	1,2878E+01	$(B/H)^2 A^2$
b ₆	-6,0416E-02	$(\ln(t/t_s))^3$	b ₂₅	1,2697E-01	$\ln(t/t_s) NF$
b ₇	1,5631E+00	NF	b ₂₆	-4,0284E-04	$\ln(t/t_s) NF^2$
b ₈	-8,9416E-03	NF^2	b ₂₇	-7,2065E-02	$\ln(t/t_s) A$
b ₉	1,9061E-05	NF^3	b ₂₈	9,5184E-04	$\ln(t/t_s) A^2$
b ₁₀	-2,2890E+00	A	b ₂₉	-2,4167E-02	$\ln(t/t_s)^2 NF$
b ₁₁	1,0187E-01	A^2	b ₃₀	9,6811E-05	$(\ln(t/t_s))^2 NF^2$
b ₁₂	6,5690E-03	A^3	b ₃₁	2,8317E-02	$(\ln(t/t_s))^2 A$
b ₁₃	-4,0918E+01	$(B/H) \ln(t/t_s)$	b ₃₂	-1,0905E-03	$(\ln(t/t_s))^2 A^2$
b ₁₄	1,5557E+01	$(B/H) (\ln(t/t_s))^2$	b ₃₃	1,2207E-01	$NF.A$
b ₁₅	-1,9107E+01	$(B/H) NF$	b ₃₄	-7,1050E-03	$NF.A^2$
b ₁₆	1,0529E-01	$(B/H) NF^2$	b ₃₅	-1,1129E-03	$NF^2.A$
b ₁₇	2,5501E+01	$(B/H) A$	b ₃₆	-4,5566E-04	$NF^2.A^2$
b ₁₈	-2,1177E+00	$(B/H) A^2$			

Esta correlação implica algumas restrições. É válida para um valor constante de B , e os outros parâmetros são restritos às seguintes condições (processo iterativo):

$$\begin{aligned}
 -2 &\leq \ln\left(\frac{t}{t_s}\right) \leq 3 \\
 4 &\leq NF \leq 144 \\
 1 &\leq A \leq 9 \\
 0,05 &\leq \frac{B}{H} \leq 0,1
 \end{aligned} \tag{3.53}$$

A temperatura média do fluido termo - vector entre os dois tubos que constituem o “U”, assumindo que é constante ao longo da profundidade do furo, é igual a:

$$T_m = \frac{(T_{a,s} + T_{a,e})}{2} \tag{3.54}$$

A resistência térmica do furo é obtida segundo a equação 3.44, dada entre os tubos e o fluido termo - vector baseada nos três elementos R_h , R_{ench} (equação 3.45, segundo Hellström) e R_t .

A temperatura de entrada no permutador, que corresponde à temperatura de saída da unidade é obtida segundo:

$$T_{a,e} = T_{a,s} + \left(\frac{q_h}{C_p \frac{q_h}{1000} \dot{m}_f} \right) \tag{3.55}$$

O caudal mássico do fluido (\dot{m}_f), corresponde ao caudal total de fluxo por kW de potência dissipada/extraída por pulso térmico horário (q_h).

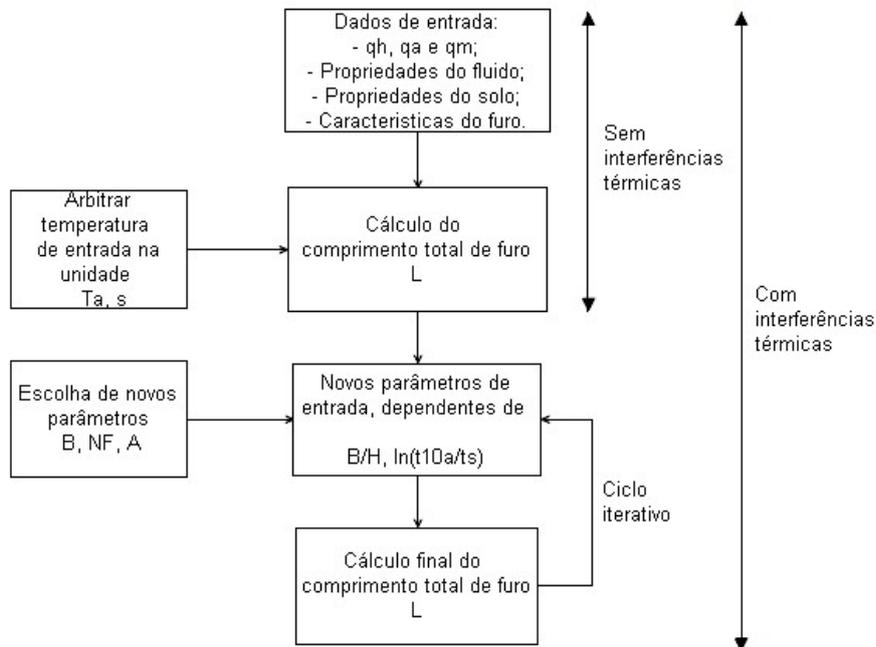


Figura 3.8. Fluxograma do procedimento de cálculo de dimensionamento do furo (Philippe et al., 2010)

4. CASO DE ESTUDO

O edifício Parque do Cercal, com cerca de 2700 m² de área, é um projecto arquitectónico cuja localização potencia o aproveitamento de recursos naturais. Este projecto teve como base um princípio, que se traduz na redução do impacto paisagístico e de reduzidos consumos energético e eventuais manutenções. A principal aposta foi a utilização de energia geotérmica para regular a temperatura no interior do edifício.

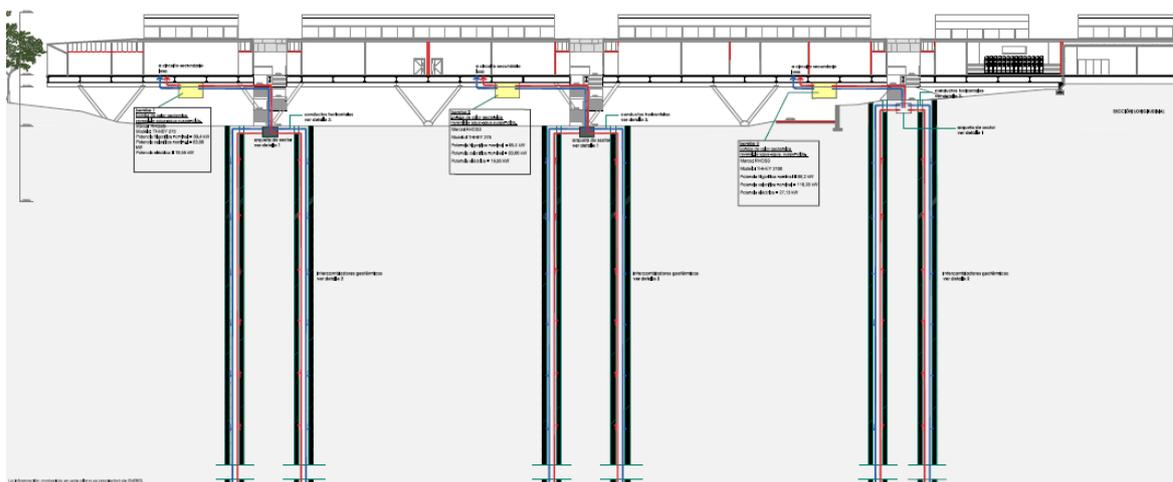


Figura 4.1. Ante-Projecto Parque do Cercal, Oliveira de Azeméis (Eneres, 2010).

4.1. Descrição e Condições de Projecto

O edifício está situado a 198 metros sobre o nível médio das águas do mar em Oliveira de Azeméis, com um clima continental temperado influenciado pela proximidade do mar, caracteriza-se por invernos chuvosos (I2) e verões pouco quentes (V1). O terreno onde está implementada a construção é composto por depósitos aluvionares e socalco na parte superior (2 metros espessura), dos 5 aos 15 metros, solo residual de composição areno - siltosa, por vezes argilosa com filões de quartzo, com compacidade elevada a muito elevada. A maiores profundidades o terreno é maciço gnáissico com grau de alteração médio a baixo e elevada capacidade (Segundo Eneres – extracção específica entre 70 – 85 W/m), com possível presença de água aumentado o rendimento do permutador.

O sistema de climatização deste edifício é composto por três unidades de GSHP, conectadas a sete UTAN's, uma ligação paralela para AQS e pavimento radiante. O sistema íntegra em paralelo à unidade, um permutador de placas com a possibilidade de se fazer um arrefecimento passivo. As bombas de calor dimensionadas para o projecto de acordo com as necessidades térmicas do edifício, foram as seguintes:

- Bomba de calor 1 e bomba de calor 2, com potências em arrefecimento (\dot{Q}_L) de 69,4 kW e aquecimento (\dot{Q}_H) de 83,66 kW, e uma potência eléctrica de 19,55 kW ($COP_{Arr} = 3,5$; $COP_{Aq} = 4,3$).
- Bomba de calor 3, com potências em arrefecimento (\dot{Q}_L) de 96,2 kW e aquecimento (\dot{Q}_H) de 116,26 kW, e uma potência eléctrica de 27,13 kW ($COP_{Arr} = 3,5$; $COP_{Aq} = 4,3$).
- Bomba de calor 1 e bomba de calor 2, com potências em dissipação no subsolo de (\dot{Q}_H) de 89,23 kW e em extracção de calor do subsolo (\dot{Q}_L) de 64,20 kW.
- Bomba de calor 3, com potência de dissipação no subsolo de (\dot{Q}_H) 123,7 kW e em extracção de calor do subsolo (\dot{Q}_L) de 89,22 kW.

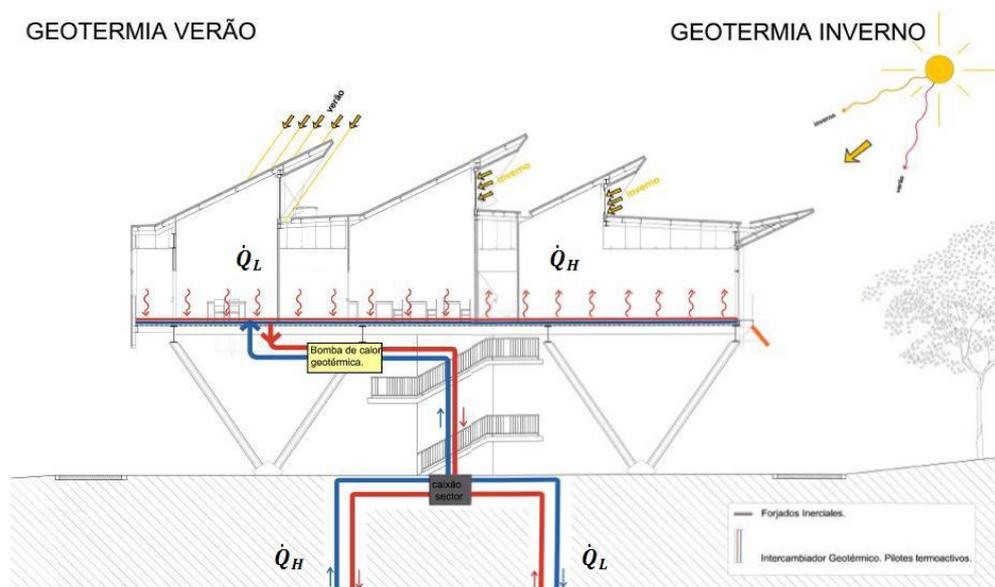


Figura 4.2. Parque do Cercal, modo arrefecimento (Verão) e modo aquecimento (Inverno)(Eneres, 2010).

As condições especificadas em projecto, e introduzidas num software de simulação foram as seguintes:

Tabela 4.1. Condições de projecto atribuídas na simulação dos permutadores de calor geotérmicos.

T_s (°C)	k_s (W/m.K)	COP_{Arr}	COP_{Aq}	NF	H (m)	Tubos (mm)	Enchimento	ΔT (°C)	L_u (mm)	D_f (mm)
19	2,9	4	5	34	150	PEAD 100, 32x3	Bentonite/HOZ	[4-5]	54	150

- Temperaturas mínimas e máximas - 17°C, temperatura de saída do permutador (modo aquecimento); 35°C, temperatura à entrada do permutador (modo arrefecimento).
- Caudal de água máximo do sistema – 60,450 m³/h (281 kW dissipados no subsolo).
- GSHP 1 e 2, compostos individualmente por 10 furos geotérmicos.
- GSHP 3, composto por 14 furos geotérmicos.

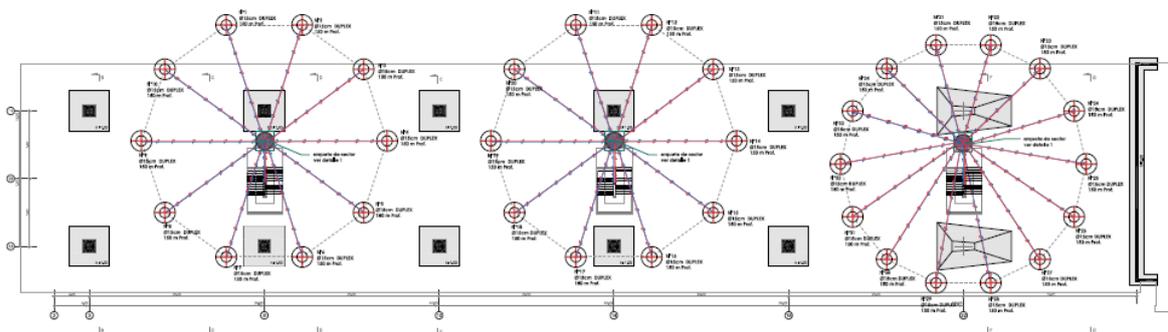


Figura 4.3. Distribuição dos permutadores geotérmicos (Eneres, 2010).

4.2. Aplicação dos Métodos

A aplicação dos métodos é feita tendo em conta a capacidade das bombas de calor dos sistemas GSHP, no qual se verifica claramente uma predominância de necessidades de arrefecimento nos sistemas.

As características de entrada do fluido, tem em conta o valor de k_f de 0,478 W/m.K (água com 25% de glicol). O solo gnássico apresenta uma difusividade (α) de 0,06 m²/dia, os tubos PEAD com k_t de 0,37 W/m.K. O enchimento considerado, segundo a ASHRAE apresenta um valor de k_{ench} de 1,5 W/m.K (ASHRAE Handbook, 2011). Um dos parâmetros fundamentais a conhecer é a T_s , que influencia bastante os resultados

obtidos. Para obter uma aproximação analítica desta temperatura, utilizou-se a equação 4.1 de Kasuda (1965):

$$T_s = T_{média} - T_{ampl} \exp\left(-z \left(\frac{\pi}{365\alpha}\right)^{0,5}\right) \cos\left[\frac{2\pi}{365}\left(t_n - t_d - \frac{Z}{2}\left(\frac{365}{\pi\alpha}\right)^{0,5}\right)\right] \quad (4.1)$$

em que $T_{média}$ corresponde á temperatura média da superfície, T_{ampl} a amplitude térmica da superfície, z a profundidade, t_n o dia corrente e t_d o dia em que ocorre a menor valor de temperatura do ar ambiente. O gráfico de distribuição de temperaturas (Figura 4.4), prevê que a temperatura entre os 15 a 150 metros é constante, com um valor de 17°C, contrariamente aos 19°C dados por projecto. O gráfico obtido será essencial no dimensionamento dos permutadores geotérmicos horizontais, no qual será considerada a T_s a 2 metros de profundidade. A tipologia do solo até aos 5 metros é diferente da considerada a partir dos 15 metros, por este facto o valor de k_s é de 1,5W/m.K.

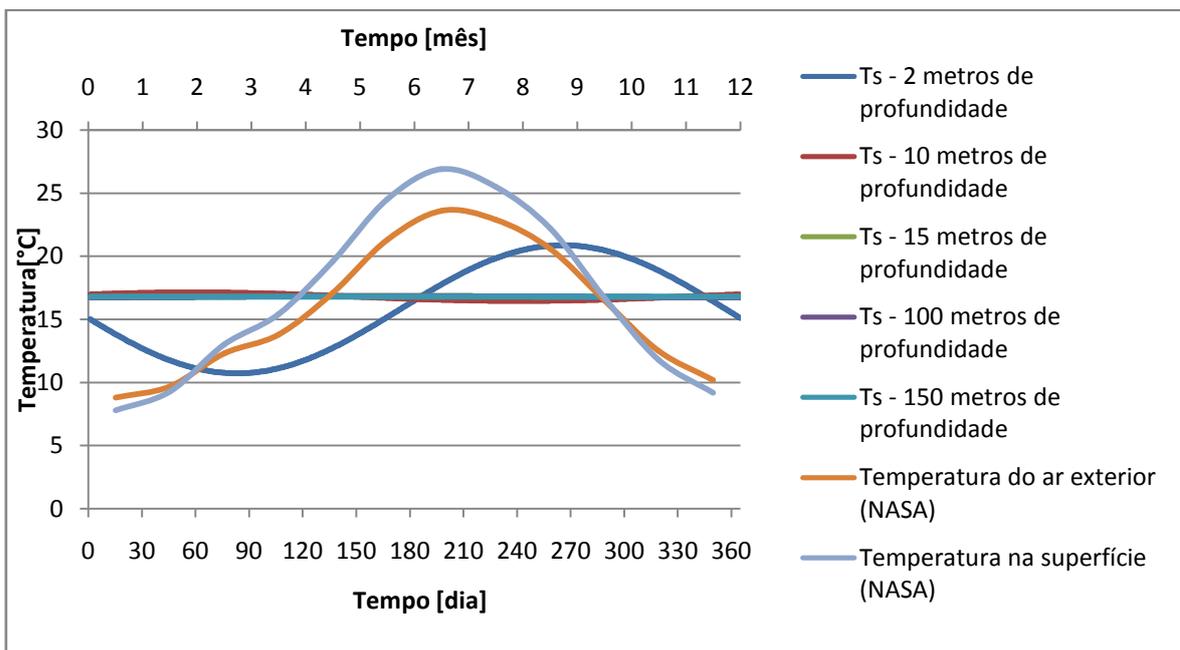


Figura 4.4. Variação sazonal da temperatura do solo consoante a profundidade para a região de Aveiro.

4.2.1. Método VDI 4640

Segundo a norma VDI4640, só é aconselhado o cálculo aproximado, se a BC tiver uma potência em aquecimento menor que 30 kW. No entanto, será aplicada a

metodologia de modo a verificar a veracidade deste facto, tendo em conta que a instalação funcionará entre as 1800 horas/ano e as 2400 horas/ano.

4.2.1.1. Permutadores Verticais

Analisando os dados de projecto e consultando a Tabela 3.4, é possível verificar que a potência extraível segundo um subsolo do tipo Gnaisse, está num intervalo de 60 a 70W/m na situação mais desfavorável (2400 horas/ano).

Tendo em conta as potências nos evaporadores das bombas de calor, segundo a norma VDI 4640 para um tubo PEAD32, obtém-se um comprimento total de furo para os sistemas GSHP 1 e GSHP 2 que varia entre 1274,7 a 1487,5 metros, e para o sistema GSHP 3 um valor de 1262,2 a 1472,4 metros. Os valores são divididos segundo o número de furos existente por sistema, o que corresponde a furos com profundidades de 127,5 a 148,7 metros para os permutadores dos sistemas GSHP 1 e 2, e profundidades de 126,2 a 142,4 metros para o terceiro sistema.

Numa situação mais favorável, em condições de funcionamento de 1800 horas/ano, com potências de extracção entre 70 a 85 W/m, as profundidades dos furos estariam entre os 105 a 127,5 metros para o sistema GSHP 1 e 2, e 104 a 126 metros para o sistema GSHP 3. A norma estabelece que os valores das profundidades dos furos, devem ser arredondados para valores de 60, 90,120,150,160, 180 metros, o que permite verificar que o valor de 150 metros está adequado à estimativa.

4.2.1.2. Permutadores Horizontais

Se fosse efectuada uma permutação horizontal em condições de funcionamento de 2400 h/a, para uma potência de extracção (aquecimento) de 32 W/m² (Tabela 3.2), seria necessária uma área de terreno de 2006,4 m² para os sistemas 1 e 2, e 2788,2 m² para o terceiro sistema.

Os permutadores seriam colocados a uma distância de 0,3 metros entre tubos. Os comprimentos de tubo necessários à permuta seriam de 6689 metros para os sistemas GSHP 1 e 2, e de 9294 metros para o terceiro sistema.

Em condições de funcionamento a 1800 h/a, o valor de extracção seria 40 W/m², o que resultaria num permutador com comprimento de 5350 metros nos sistemas GSHP1 e 2, e 7435,3 metros para o sistema GSHP 3.

4.2.2. Método ϵ – NTU

4.2.2.1. Permutadores Verticais

No método baseado na eficácia do permutador, o factor essencial a conhecer no dimensionamento dos permutadores é o valor da temperatura de entrada na unidade ($T_{a,s}$). Kavanaugh e Rafferty (1997) consideram que para se obter uma boa relação comprimento, desempenho, as temperaturas de entrada na unidade devem ser de 11°C a 16°C acima da temperatura do solo em modo arrefecimento, e de 5,6 a 11,1°C abaixo da temperatura do solo em aquecimento. A variação de temperatura nos permutadores será de 5°C (ΔT).

Em arrefecimento, o condensador das bombas envia o fluido a 35°C via permutador, com uma temperatura de entrada na unidade de 11 °C acima da temperatura do solo (30 °C). Na situação de aquecimento, a temperatura de entrada no evaporador ($T_{a,s}$) é de 10 °C, o que corresponde a uma temperatura de 9°C abaixo da prevista para o solo. O valor de 10°C ao invés dos 17°C de projecto, foi tido em conta devido ao facto de se estar a utilizar as potências máximas das bombas de calor em modo aquecimento, o que levaria a um sobredimensionamento dos permutadores, visto que existe uma maior necessidade de arrefecimento com valores de 76,85 kW para os sistemas GSHP 1 e 2, e em extracção de calor de apenas 19,43 kW.

Nos permutadores dos sistemas 1 e 2, o fluido escoia a uma velocidade de 0,82m/s em arrefecimento e de 0,59 m/s em aquecimento, em regime turbulento com números de Reynolds de 9519,5 e 6849,7 respectivamente. O caudal nestes dois sistemas é de 4,48 kg/s e 3,22 kg/s, respectivamente em arrefecimento e aquecimento. No sistema 3, como as potências são mais elevadas, o caudal tem valores de 6,21 kg/s em arrefecimento e 4,48 kg/s em aquecimento, com velocidades de escoamento iguais às impostas nos sistemas 1 e 2.

O comprimento total de furo obtido segundo o método foi de 1529 metros (arrefecimento) para os sistemas 1 e 2, o que corresponde a furos com profundidades de 153 metros distribuídos pelos 10 furos que compõem cada sistema GSHP. No sistema 3, o comprimento total de furo necessário à dissipação de calor é de 2125 metros, distribuídos por 14 furos com profundidades de 152 metros.

Verifica-se que existe um sobredimensionamento dos permutadores, devendo-se ao facto de se estar a dimensionar para as potências máximas das bombas de calor.

O dimensionamento poderia ser efectuado segundo as necessidades térmicas do edifício, com valores de 225 kW em arrefecimento, ou seja 281 kW dissipados no solo correspondentes a um COP_{ATR} de 4 assumido em projecto, e um valor 58,5 kW em aquecimento, cerca de 46,8 kW de extracção com COP_{Aq} de 5 assumido também em projecto, considerando agora a temperatura de entrada na unidade de 17 °C ($T_{a,s}$) em aquecimento. O comprimento total de furo segundo as necessidades seria de 4822 metros, distribuídos pelos 34 furos com profundidades de 142 metros.

As eficácias (ϵ) obtidas para os permutadores dos sistemas GSHP 1,2 e 3 segundo as características das unidades, foi de 35,7 %, um valor relativamente baixo devido às diferenças elevadas de temperatura em condições limite. Este valor seria de 71,43% em aquecimento, caso se fizesse o dimensionamento segundo as necessidades térmicas.

Um parâmetro muito importante no dimensionamento dos permutadores é valor da temperatura do solo. Em projecto esta temperatura foi considerada de 19°C, no entanto utilizando a equação 4.1, de Kasuda (1965), obteve-se um valor de 17°C. Caso se opta-se por este valor no dimensionamento, segundo as necessidades térmicas haveria um decréscimo de 6,3% no comprimento total dos furos, em que agora teriam uma profundidade de 133 metros.

Se o dimensionamento fosse feito com os limites máximos de projecto segundo as capacidades das bombas de calor, impostos por Kavanaugh e Rafferty (1997) no qual se considera uma temperatura de entrada na unidade ($T_{a,s}$) de 35°C em arrefecimento (+16°C acima de T_s) e 8°C em aquecimento (- 11°C que T_s) haveria um decréscimo de aproximadamente 10,4 % nas profundidades dos furos, que seriam de 137 metros.

O parâmetro L_u influência muito o dimensionamento dos permutadores. Esta distância, caso fosse aumentada para um valor de 75 mm, obter-se ia uma redução de 14,5% nas profundidades, que seriam agora de 131 metros para os sistemas GSHP 1 e 2, e 130 metros para o sistema GSHP 3. Se este parâmetro fosse reduzido para um valor de 33 mm, haveria um acréscimo de 17,5%, em que seriam agora necessários furos de 184 metros para o sistema GSHP 3, e de 186 metros para os sistemas GSHP1 e 2. Nesta

condição, para obtenção de um resultado melhor, poder-se ia reduzir o diâmetro do furo para 100 mm, obtendo profundidades de 132 metros.

4.2.2.2. Permutadores Horizontais

Como alternativa aos permutadores geotérmicos verticais, a dispersão poderia ser feita horizontalmente a uma profundidade de 1,2 metros a 2 metros, colocando os tubos a uma distância r_3 de 0,15 metros ($d = 0,3$ metros) de modo a evitar interferências térmicas. Analisando o gráfico da Figura 4.4, prevê-se uma temperatura do solo para a situação mais desfavorável de 13°C em aquecimento (mês de Janeiro com temperatura exterior de $8,8^\circ\text{C}$), e de 17°C em arrefecimento (mês de Julho com uma temperatura exterior de $23,6^\circ\text{C}$).

No entanto segundo as necessidades térmicas de projecto, no mês de Abril existe uma maior necessidade térmica em aquecimento, em que a temperatura do solo se encontra a $11,5^\circ\text{C}$, e no mês de Agosto existirá também uma necessidade elevada de arrefecer, em que temperatura do solo tem o valor de 21°C .

Tendo em conta as mesmas temperaturas de entrada nas unidades atribuídas no dimensionamento dos permutadores verticais, e os mesmos caudais mássicos de fluido nos permutadores com um ΔT de 5°C , os resultados obtidos para uma configuração em série, em paralelo ou colocando em tubulações paralelas ligadas por um colector, e distribuídas em duas camadas distintas, são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2. Resultados obtidos para permutadores geotérmicos horizontais segundo o método ϵ - NTU

Dispersão dos permutadores	Permutadores Horizontais								
	GSHP 1/2 DN (mm)	GSHP 3 DN (mm)	Potência extraída (W/m)	GSHP 1 L (m)	GSHP 1 A_p (m^2)	GSHP 2 L (m)	GSHP 2 A_p (m^2)	GSHP 3 L (m)	GSHP 3 A_p (m^2)
Série (segundo dimensionamento hidráulico)	80 x 3	94 x 3	[62-70]	1448	434	1448	434	1761	528
Série	32 x 3	32 x 3	32	2802	840	2802	840	3883	1165
Paralelo	32 x 3	32 x 3	31	2859	858	2859	858	3988	1196
Série - dupla camada	62 x 3	69 x 3	[36 – 39]	2485	746	2485	746	3179	954
Paralelo – dupla camada	32 x 3	32 x 3	31	2841	426	2841	426	3859	579

Os resultados contemplam os valores dos diâmetros obtidos segundo os métodos de perda de carga constante, e velocidade constante para os caudais que fluem nas tubulações em PEAD. Para averiguar as diferenças obtidas segundo método da eficácia e VDI 4640, utilizaram-se os tubos PEAD32 x 3 definidos em projecto para permutadores verticais.

4.2.3. Método ASHRAE – Permutadores Verticais

Com recurso à folha de cálculo desenvolvida, foram introduzidos os valores de projecto apresentados na secção 4.1. Após se verificar que as necessidades dominantes do edifício são de arrefecimento, os valores dos três pulsos térmicos no solo são introduzidos como valores positivos (calor dissipado no solo). Para os sistemas GSHP 1 e 2, os três pulsos térmicos são de 89229 W (q_h), 44615 W (q_m) e 11153,7 W (q_a) respectivamente. No caso do sistema GSHP 3, os pulsos térmicos introduzidos são de 123686 W (q_h), 61843 W (q_m) e 15461 W (q_a) respectivamente.

É estimado que durante o pico mensal, os sistemas GSHP estão a funcionar a metade do tempo de operação. No caso das necessidades anuais de rejeição de calor para o solo é equivalente a um sistema GSHP a funcionar a um oitavo do tempo de operação.

São introduzidas as características do solo e do fluido conforme os dados de projecto, sendo o caudal mássico por pulso horário de 0,063 kg/s/kW para o sistema GSHP 1, 2 e 3. O valor de coeficiente de convecção (h) introduzido foi de 1000W/ (m².K), mínimo em regimes turbulentos segundo a ASHRAE.

Segundo o método em que $T_p = 0$ (sem interferências térmicas), com uma temperatura de entrada na unidade ($T_{a,s}$) de 35°C (Rafferty, 1997) e uma temperatura média no furo de 37°C em que ΔT corresponde a um valor de 4°C, o comprimento total de furo obtido corresponde a 1426 metros para os sistemas GSHP 1 e 2, e de 1977 metros para o terceiro sistema. Nos sistemas 1 e 2 os furos teriam então 143 metros de profundidade, sendo esta de 141 metros para o terceiro sistema.

Efectuando o cálculo segundo as necessidades térmicas do edifício, que corresponde a um valor de 281 kW dissipados no solo ($COP_{Arr} = 4$), o comprimento total de furo seria de 4492 metros, distribuído por 34 furos com 132 metros de profundidade.

É importante referir a influência do termo L_u , que se fosse alterado para um valor de 75 mm, ocorreria uma redução de 6,3% (133,6 metros/132,3 metros) nas profundidades dos furos. Caso se opta-se por um L_u com uma distância de 33 mm, o resultado apresenta um incremento de 8,4% nas profundidades dos furos, sendo de 156 metros para os sistemas 1 e 2, e de 154 para o terceiro sistema.

A temperatura do solo tem uma grande influência nos resultados obtidos, caso esta temperatura fosse de 17°C, valor obtido segundo a equação de Kasuda para uma profundidade entre 15 a 150 metros, os sistemas GSHP teriam uma redução de 10% nas profundidades dos furos, agora com valores de 128 metros para os sistemas GSHP 1 e 2, e 127 metros para terceiro sistema.

Como última opção, poderia – se colocar os permutadores em série, entrando aqui a temperatura de penalização no qual contabiliza interferências térmicas entre os furos. Respeitando os intervalos mínimos propostos pela ASHRAE, com a introdução dos parâmetros B e A , com valores de 7 metros e 3 de modo a respeitar estes intervalos, para o sistema GSHP 1 e 2, o resultado obtido é de 116 metros em que agora seriam necessários 14 furos geotérmicos para cada sistema, com uma temperatura de penalização (T_p) de 2,19°C. Os 14 furos devem-se ao facto da relação $\ln(t_{10a}/t_s)$ ser obrigatoriamente cumprida. No sistema GSHP 3 mantendo a mesma metodologia seriam necessários 20 furos com profundidades de 117 metros e uma T_p de 2,76°C. No total seriam então necessários cerca de 48 furos geotérmicos compostos por tubos PEAD 32 x 3, e profundidades e 120 metros arredondadas segundo a norma VDI 4640.

4.3. Comparação e Discussão de Resultados

Após terem sido efectuados os devidos dimensionamentos segundo os métodos analíticos propostos, verifica-se (Tabela 4.3) que os resultados obtidos sob condição de projecto, estão relativamente próximos do valor de 150 metros de profundidade de furos.

Os comprimentos máximos obtidos, obtidos com base nas necessidades de arrefecimento, o que implica um sobredimensionamento quando o sistema estiver ligado em modo de aquecimento. Este facto irá permitir um benefício em operações de aquecimento, com os permutadores a registar eficácias mais elevadas. Como opção,

poderia – se colocar uma torre de arrefecimento em paralelo, para manter o comprimento obtido segundo as necessidades de aquecimento.

A norma VDI 4640 propõe que os valores obtidos analiticamente sejam arredondados para valores superiores. Segundo o método ε – NTU obtiveram-se valores ligeiramente mais elevados que os obtidos segundo o projecto, por o dimensionamento estar a ser feito para as condições extremas das unidades de produção. No entanto, feito o dimensionamento segundo as necessidades térmicas os resultados já se enquadram no previsto. Um facto importante, corresponde à potência de extracção. Dos resultados obtidos segundo o método da eficácia e da ASHRAE, verifica-se que a potência obtida pelos permutadores tem um valor que varia entre os 58 a 63 W/m. Estes valores correspondem aos propostos pelo método VDI 4640 para tempos de operação de 2400 horas/ano, com aquecimento de AQS em paralelo.

Entrando no método ASHRAE, no qual se contabilizava as interferências térmicas entre furos, prevê-se um incremento de furos e uma diminuição das suas profundidades. A potência de extracção obtida, enquadra nos tempos de operação dos sistemas, tem um valor um pouco menor.

Tabela 4.3. Resultados obtidos segundo os métodos propostos.

Metodologia		Permutadores verticais								
		DN (mm)	L_u (mm)	T_s (°C)	T_p (°C)	D_f (mm)	NF*H – GSHP1 (m)	NF*H – GSHP2 (m)	NF*H – GSHP3 (m)	Potência (W/m)
VDI4640	1800 h/a	32	54	19	0	-	10* [105 - -127,4]	10* [105 - 127,4]	14* [104- 126]	[70-85]
	2400 h/a	32	54	19	0	-	10* [127,5 - 148,8]	10* [127,5 - 148,8]	14* [127,5 - 148,8]	[60-70]
ε -NTU		32	54	19	0	150	10* [142 - -153]	10* [142 - 153]	14* [142 - -152]	[58-63]
ASHRAE ($T_p = 0$)		32	54	19	0	150	10*143	10*143	14*141	[63]
ASHRAE ($T_p \neq 0$)		32	54	19	2,19	150	14*116	14*116	-	[55]
ASHRAE ($T_p \neq 0$)		32	54	19	2,76	150	-	-	20*117	[53]

Analisando resultados obtidos no dimensionamento dos permutadores horizontais (Tabela 4.4), mantendo as condições de projecto, numa dispersão em série,

verificou-se que o comprimento total de tubo requerido pelos sistemas, é obtido para as condições de aquecimento.

Tabela 4.4. Comparação dos resultados obtidos segundo os métodos VDI 4640 e ϵ – NTU para permutadores horizontais.

Metodologia		Permutadores Horizontais								
		GSHP 1/2 DN (mm)	GSHP3 DN (mm)	Potência extraída (W/m)	GSHP1 L (m)	GSHP1 A_p (m ²)	GSHP2 L (m)	GSHP2 A_p (m ²)	GSHP3 L (m)	GSHP3 A_p (m ²)
VDI 4640	1800 h/a	32	32	12	5350	1605	5350	1605	7435	2230
	2400 h/a	32	32	9,59	6689	2006	6689	2006	9294	2788
ϵ -NTU	ϵ_{Aq} [45,45%]	32	32	22,9	2802	840	2802	840	3883	1165
	ϵ_{Aq} [76,92%]	32	32	9,64	6659	1998	6659	1998	9254	2786

Este resultado deve-se ao facto de na estação de inverno a temperatura do solo estar mais próxima à temperatura do fluido na entrada da unidade. Isto leva a um incremento da eficácia em extracção de calor, com um sobredimensionamento dos permutadores quando o sistema está a funcionar em arrefecimento. O comprimento do permutador sobredimensionado para arrefecer, traduz-se num benefício da eficiência de arrefecimento do sistema, e custos reduzidos de operação.

É importante referir que se verificou uma aproximação dos resultados obtidos segundo o método da eficácia com os resultados obtidos segundo a norma VDI, quando se fez uma aproximação da temperatura de entrada na unidade, com um valor de eficácia de 76,92%, sob condições de funcionamento do sistema em tempos de operação de 2400 horas/ano.

4.4. Análise Económica

Um sistema GSHP, é um sistema muito atractivo quanto à sua eficiência e custos de manutenção, com um ciclo de vida médio de 20 anos para as unidades de produção e de 60 anos para os permutadores de calor. No entanto os custos inerentes à instalação destes sistemas são deveras elevados. O custo do sistema geotérmico no caso de estudo contempla é apresentado na Tabela 4.5 (IVA incluído). Ao valor final, não forma incluídas as despesas relativas a TRT (8.250,00 € de acordo com *ASHRAE 1118 – TRT*;

VDI 4640) para obtenção das propriedades térmicas do terreno a uma profundidade de 150 metros. Na Tabela 4.6 é apresentado o custo para condições de uma permutação horizontal, com um custo de escavação estimado de 3 € por m³ em terrenos que apresentem uma condutividade inferior a 1,6 W/m.K, e 50 € por m³ em terrenos rochosos, considerando os resultados obtidos para eficácias de permutação de 76,92% com operações de 2400 horas/ano. O valor obtido para uma permuta horizontal é demasiado elevado, considerando o dimensionamento para eficácias elevadas. O custo para o mesmo sistema utilizando os valores de eficácia de 45,45% encontra-se na Tabela 4.7.

Tabela 4.5. Custos de instalação do sistema geotérmico vertical do caso de estudo.

Descrição	Custo associado
Execução de permutador vertical – perfuração de sonda de 34 x 150 metros de profundidade e diâmetro de 150 mm com PEAD32x3 DN16, curva em “U”, dispositivos de guia e lastro, incluindo enchimento de material de transferência de cimento bentonita.	274.023,00 €
Tubagem PE100 (996 metros de D=40 mm e 240 metros de D=110mm), para condução entre peito de colectores e câmara de registo, incluindo escavação, cama de areia, completa de material de escavação, fornecimento e instalação em vala de tubagem, acessórios soldados, completo com água e teste de circulação de pressão.	38.964,00 €
Câmara de registo estanque cilíndrica, D = 900 x 1000 mm, para 2 x 10 sondas.	15.984,00 €
Câmara de registo estanque cilíndrica, D = 900 x1000 mm, para 14 sondas.	9.503,00 €
Circuito ligado a colector de distribuição em peito, para 34 sondas.	52.564,00 €
Bombas de calor geotérmicas, reversíveis, com gestão de água em função da temperatura exterior, controlo de caudal	125.434,00 €
Bombas de circulação e vasos de expansão	63.100,00 €
Total	579.572,00 €

Tabela 4.6. Custos de instalação do sistema geotérmico com permuta horizontal com eficácias de 76,92%.

Descrição	Custo associado
Colocação de 22572 metros de tubo PEAD 32 x 3	106.991,28 €
Escavação da área de permutação em série, com 2 metros de profundidade e custo médio de 35,75 € m ³ devido às variações da tipologia do solo, colocação de terra crivada nas escavações, com tubulações dos sistemas GSHP colocadas em três camadas paralelas.	199.199,00 €
Total	306.190,28 €

Tabela 4.7. Custos de instalação do sistema geotérmico com permuta horizontal com eficácias de 45,45%.

Descrição	Custo associado
Colocação de 9487 metros de tubo PEAD 32 x 3	44.968,38 €
Escavação da área de permutação em série, com 2 metros de profundidade e custo médio de 35,75 € m ³ devido às variações da tipologia do solo, colocação de terra crivada nas escavações, com tubulações dos sistemas GSHP colocadas em três camadas paralelas	83.297,50 €
Total	128.265,88 €

Um sistema ASHP, apresenta um COP relativamente mais baixo devido às variações da temperatura do ar exterior. No entanto, o custo inerente à sua instalação é bem inferior aos de um sistema GSHP. Um sistema alternativo à geotermia poderia ser composto por três unidades Chiller & Bomba de calor por condensação a ar, dimensionadas segundo as condições Eurovent. Os custos abaixo apresentados (Tabela 4.8) para este tipo de sistemas incluem o módulo Hidrónico com respectivo depósito de inércia, bomba de água simples, vaso de expansão, filtro de água, manómetro, válvula de segurança e fluxoeestado (IVA incluído). O valor de instalação de um sistema ASHP é cerca de 10 vezes inferior ao das GSHP com permutador vertical, e cerca de 5 vezes inferior no caso de uma permuta horizontal.

Tabela 4.8. Custos de instalação de um sistema alternativo (ASHP) à geotermia do caso de estudo.

Descrição	Custo associado
Duas unidades com potências de aquecimento de 75,7 kW e em arrefecimento de 75,4 kW (COP = 2,9).	31.462,00 €
Uma unidade com potências de aquecimento de 112 kW e em arrefecimento de 118 kW (COP = 3).	22.325,00 €
Bombas duplas de circulação para as três unidades.	3.573,00 €
Apoios antivibráticos.	403,14 €
Total	57.764,39 €

5. CONCLUSÃO

O estudo realizado permite retirar várias ilações, quer no que concerne aos sistemas bomba de calor geotérmicas, quer no que diz respeito às metodologias analíticas estudadas para o dimensionamento dos seus permutadores no solo.

Assim, no que diz respeito ao método VDI 4640, verificou-se que apesar dos resultados segundo a norma alemã estarem de acordo com os valores de projecto, estes são apenas valores estipulados. A norma apenas aconselha o uso do método para baixos requisitos térmicos em aplicações residenciais. Não é conhecido qualquer valor de funcionamento dos sistemas, baseando-se apenas em estudos segundo as tipologias de subsolos. No entanto a norma é indicada, no que diz respeito à instalação dos sistemas e implicações construtivas a ter em conta.

No método desenvolvido, baseado na eficácia do permutador, obteve-se um pequeno sobredimensionamento nos permutadores de calor ao dimensionar para as potências máximas das bombas de calor. No entanto, segundo as necessidades do edifício os resultados enquadravam no valor de projecto. Verificou-se que para se obter maiores eficácias de permutação, em regimes elevados da unidade, existirá um incremento significativo no comprimento total de permutador de calor. Isto acontece quando se aproxima a temperatura de entrada na unidade em relação à temperatura do solo.

Os resultados obtidos segundo o método ASHRAE, sem contabilização das interferências térmicas foram de cerca de 10% inferiores aos obtidos segundo o método $\epsilon - NTU$, tendo em conta as necessidades térmicas e as potências das bombas de calor. No entanto, o dimensionamento segundo o método ASHRAE, considera um ΔT de 4°C e temperaturas de entrada na unidade mais favoráveis.

Com contabilização das interferências térmicas houve um incremento significativo na quantidade de furos, devido à temperatura de penalização, no entanto estes seriam de menor profundidade, com cerca de 120 metros segundo os arredondamentos da VDI 4640.

Após o estudo dos métodos analíticos, ao longo deste trabalho foi se verificando que o recurso a estes métodos deve ser feito apenas como uma estimativa para

mais tarde se utilizar num modelo numérico, efectuando a respectiva simulação. Isto deve-se ao facto de existir demasiadas suposições no dimensionamento, e não se ter em conta o longo prazo de operação.

Por fim, no que se refere aos custos de instalações baseadas em energia geotérmica, concluiu-se que estes sistemas são extremamente caros em relação aos típicos sistemas Ar – Água. Os sistemas GSHP, são bastante adequados ao aquecimento, principalmente em países nórdicos, em que os terrenos são propícios à permuta devido ao vulcanismo presente, e porque as temperaturas exteriores são inapropriadas ao uso de sistemas Ar – Água. Em Portugal, o sistema Ar – Água será o mais adequado tendo em conta as condições climáticas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE, Handbook, HVAC System and Equipment (2007), American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers Inc, 1971 Tullie Circle, N.E, Atlanta, GA, 1992.
- ASHRAE, Handbook, Refrigeration (2010), American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, 1971 Tullie, N.E, Atlanta.
- ASHRAE, Handbook, HVAC Applications, Building Operations and Management (2011), American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, 1971 Tullie, N.E, Atlanta.
- ASHRAE, Handbook, Fundamentals (2009), American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, 1971 Tullie, N.E, Atlanta.
- Bernier MA, Ground – coupled heat pump system simulation. In: ASHRAE winter meeting CD, technical and symposium papers, ASHRAE; 2001. P. 739 – 50.
- Carslaw HS, Jaeger JC. Conduction of heat in solids. Oxford U: Clarendon Press; 1946.
- Chiasson, A.D, Advances in Modelling of Ground – Source Heat Pumps (1992), 155, Oklahoma State University, Master of Science, 1999.
- Climacer, L. Manual de gestão de qualidade (2012), 22. Trouxemil, Coimbra.
- Dimplex. (2008). Manual de projecção – Aquecer e arrefecer com bombas de calor.
- Doninelli, M e M.(2009). As bombas de calor – Caleffi.
- Eneres. (2010). Consultoria da eficiência energética – Parque do Cercal – Memoria técnica do sistema de climatização por troca geotérmica e bombas geotérmicas, 92.
- Eskilson P. (1987) Thermal analysis of heat extraction boreholes. Ph.D.thesis. Sweden: University of Lund; 1987.
- Exchanger, G.H & Rawlings, R. (2004). Energy efficiency best practice in housing domestic ground source heat pumps. Design and installation of close loop systems.
- Gui Y, O’Neal DL. Development of an equivalent diameter expression for vertical U – Tubes used in ground – coupled heat pumps. ASHRAE trans 1998; 104:347-55.
- Hellström.(1991) G. Ground heat storage: Thermal analysis of duct storage systems. Sweden: Department of Mathematical Physics University of Lund; 1991.
- Ingersoll LR, Plass HJ. Theory of the ground pipe source for the heat pump. ASHVE Trans 1948; 54:339 – 48.
- Ingersoll LR, Adler FT, Plass HJ, Ingersoll AC. Theory of the earth heat exchangers for

- the heat pump. ASHE Trans 1950; 56: 167 – 88.
- Ingersoll LR, Zobel OJ, Ingersoll AC. Heat conduction with engineering, geological, and other applications. New York: McGraw – Hill; 1954.
- Jornal de Leiria. (2012). Ambiente, energia e climatização. Suplemento do Jornal de Leiria, 8.
- Lamarche, L., Kaji, S., & Beauchamp, B. (2010). A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems. *Geothermics*, 39(2), 187–200. doi:10.1016/j.geothermics.2010.03.003.
- Lee, C., Park, M., Min, S., Kang, S.-H., Sohn, B., & Choi, H. (2011). Comparison of effective thermal conductivity in closed-loop vertical ground heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 31(17-18), 3669–3676. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.01.016.
- Lund, J. W., Freeston, D. H., & Boyd, T. L. (2010). Direct Utilization of Geothermal Energy 2010 Worldwide Review, (April), 25–29. Geo-Heat Center, Oregon Institute of Technology, Klamath Falls, Oregon, USA.
- Mands, E., Sanner, B., & B R, U. (2010). Energia geotermica a poca profundidad. *UBeG*, 49(0).
- Fang ZH, Diao NR, Cui P. Discontinuous operation of geothermal heat exchangers. *Tsinghua Sci Technol* 2002;7(2): 194 – 7.
- Mustafa Omer, A. (2008). Ground-source heat pumps systems and applications. *Renewable and Sustainable Energy Review*, 12 (2), 344-371. doi:10.1016/j.rser.2006.10.003.
- Nadkarni, I. (2008). Pacote clima-energia: “três vintes” até 2020 (p.7). Retrieved from: <http://www.europarl.europa.eu/sides/getDoc.do?pubRef=-//EP//TEXT+IM-PRESS+20081208BKG44004+0+DOC+XML+V0//PT>.
- Nagano, K., Katsura, T., & Takeda, S. (2006). Development of a design and performance prediction tool for the ground source heat pump system. *Applied thermal engineering*, 26(14-15), 1578-1592. doi:10.1016/j.rser.2005.10.003.
- Ochsner, K. (2007). *Geothermal Heat Pumps - A Guide for Planning and Installing*.
- Philippe, M., Bernier, M., Eng, P., & Marchio, D. (2010). Vertical Geothermal Borefields, *Ashrae Journal*, (July), 10. Retrieved from: <http://www.freepatentsonline.com/article/ASHRAE – Journal/257352824.html>.
- Kavanaugh, P.K. and Rafferty, K., *Ground – source Heat Pumps – Design of Geothermal Systems For Commercial and Institutional Buildings*, American Society of Heating, Refrigerating and Air – Conditioning Engineers, Inc, 1971 Tullie Circle, N.E, Atlanta, GA, USA, 1997.
- Kasuda, T, and Archenbach “Earth Temperature and Thermal Diffusivity Stations in United States” *ASHRAE transaction*, vol 71, Part 1, 19.
- VDI 4640 - 1. (2001) *Thermische Nutzung des Untergrunds – Blatt 1: Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte (Thermal use of underground – Part 1:*

- Fundamentals, approvals, environmental aspects).
- VDI 4640 – 2. (2001) Thermische Nutzung des Untergrundes – Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen (Thermal use of the underground – Part 2: Ground source heat pump systems).
- Yang, H., Cui, P., & Fang, Z. (2010). Vertical – borehole ground – coupled heat pumps: A review of models and systems. *Applied Energy*, 87(1). 16 -27, doi:10.1016/j.apenergy.2009.04.038.
- Young, T.R.A.Y. (2004). Development verification and design analysis of the borehole fluid thermal mass model for approximating short term borehole thermal response.
- Zeng HY, Diao NR, Fang ZH. A finite line –source model for boreholes in geothermal heat exchangers. *Heat Transfer Asian Res* 2002;31(7):558 – 67.
- Zhai. X. Q., Wang. X. L., Pei. H. T., Yan. Y., & Wang. R. Z.(2012). Experimental investigations and optimization of a ground source heat pump system under different indoor set temperatures. *Applied thermal engineering*, 48, 105 – 116, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.05.005.
- Çengel, Y. A. (2009). *Transferência de Calor e Massa* (pp.451 – 502).
- Çengel, Y. A. (2009). *Heat exchangers. Method, D* (pp.609 – 662).

A - DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO

Para determinar o diâmetro das tubagens PEAD dos permutadores geotérmicos, foram utilizados dois processos de cálculo presentes na folha do *Microsoft Excel*:

- 1º Método – Perda de carga constante
- 2º Método – Velocidade constante

O segundo método no caso de permutação horizontal, foi apenas utilizado quando os diâmetros do permutador fossem demasiado grandes, ou o regime não fosse turbulento.

Obtenção do caudal partindo da potência de extracção

Para obter o caudal volúmico (Q) necessário ao dimensionamento hidráulico utiliza-se a expressão seguinte:

$$Q = \frac{\text{Potência}}{\rho \Delta t C_p} \quad (0.1)$$

Processo de cálculo pelo método de perda de carga constante

- a. Arbitrar um valor para o coeficiente de atrito de Darcy (f);
- b. Calcular diâmetro do tubo (d_i) através da expressão:

$$d_i = \sqrt{\frac{8f (Q/3600)}{g \frac{\rho \cdot g}{\Delta L} \pi^2}} \quad (0.2)$$

c. Avaliar a rugosidade relativa do tubo:

$$\frac{\varepsilon_0}{d_i} \quad (0.3)$$

d. Determinar a velocidade de escoamento:

$$v = \frac{4\left(\frac{Q}{3600}\right)}{\pi d_i^2} \quad (0.4)$$

e. Calcular o número de Reynolds:

$$R_{ed} = \frac{\rho v d_i}{\mu} \quad (0.5)$$

f. Condições:

a. Se $R_{ed} < 2300$ – regime de escoamento laminar, então:

$$f_{lam} = \frac{64}{R_{ed}} \quad (0.6)$$

b. Se $R_{ed} > 2300$ – regime turbulento, então:

i. Arbitrar um valor para o coeficiente de atrito de Darcy (f')

ii. Determinar o valor do coeficiente de atrito de Darcy (f'') através da expressão para o regime turbulento:

$$f'' = \frac{1}{\left[2,0 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/d_i}{3,72} + \frac{2,51}{R_{ed} \sqrt{f'}} \right) \right]^2} \quad (0.7)$$

- iii. Comparar os valores dos coeficientes de atrito. Se $f'' \neq f'$ considerar f'' e voltar ao ponto ii. Caso contrario comprar os valores dos coeficientes f'' e f . Se $f'' \neq f$, então considerar $f \neq f''$ e voltar ao ponto ii. Se não $f_{turb} \neq f''$.
- c. Se $Re_d =] 2300, 2400 [$ – Regime de escoamento instável, não existe solução embora para efeitos de cálculo se considere como regime turbulento.

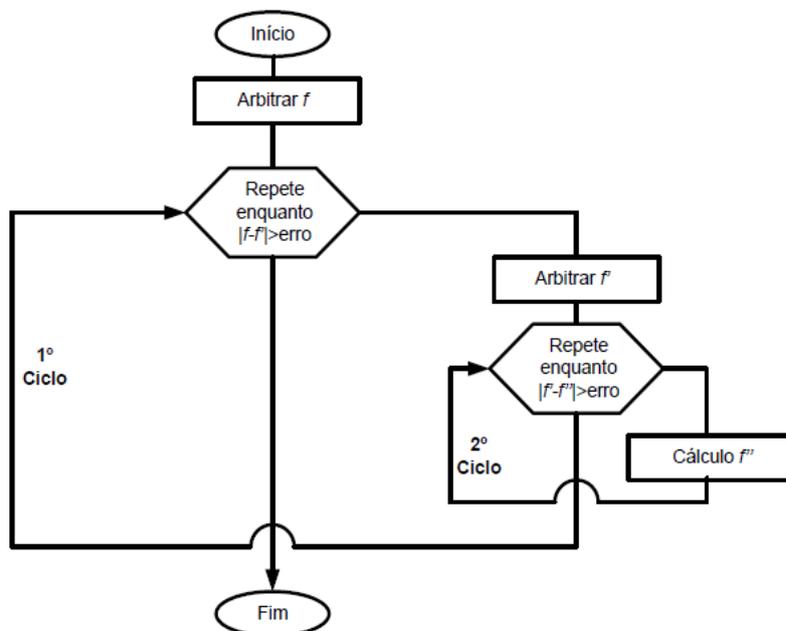


Figura A.1. Fluxograma do ciclo iterativo.

Tabela 0.1. Valores de entrada no dimensionamento das tubagens PEAD.

Condições de cálculo		
Altura manométrica	$hf = \Delta p / (\rho g)$	0,010
Comprimento unitário ΔL (m)	ΔL (m)	1,0
Coefficiente de atrito inicial	f	0,02
Erro de aceitação	-	0,0001
Variação da temperatura (entrada/saída)	ΔT (°C)	4-5
Constantes		
Aceleração gravítica	g (m/s ²)	9,81

Valor de “pi”	π	3,142
Densidade do fluido termo - vector (água/25% Glicol)	ρ (kg/m ³)	1024
Capacidade calorífica	C_p (J/kg. K)	3980
Dados da tubagem		
Rugosidade média (PEAD)	ε (m)	0,000007
Viscosidade dinâmica	μ (J/kg.K)	0,0023

Processo de cálculo pelo método de velocidade constante

No caso de os diâmetros serem demasiado grandes o que é inaceitável para permutadores verticais, utiliza-se esta metodologia arbitrando uma velocidade de escoamento entre 0 e 1 m/s (valor típico para redes hidráulicas segundo o RSECE).

- a. Utilizando o valor da velocidade arbitrada para estas tubagens, calcular o diâmetro do tubo d_i através da expressão:

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (0.8)$$

- b. Avaliar a rugosidade relativa da conduta:

$$\frac{\varepsilon_0}{d_i} \quad (0.9)$$

- c. Calcular o número de Reynolds:

$$R_{ed} = \frac{\rho v d_i}{\mu} \quad (0.10)$$

- d. Determinação da altura de carga em função do R_{ed} :

1. Se $R_{ed} < 2300$ – regime de escoamento laminar, então:

$$f_{lam} = \frac{64}{R_{ed}} \quad (0.11)$$

$$h_p = \frac{f_{lam} v^2}{d_i 2g} \quad (0.12)$$

2. Se $Re_d > 2300$ – regime turbulento, então:

- i. Arbitrar um valor para o coeficiente de atrito de Darcy (f')
- ii. Determinar o valor do coeficiente de atrito de Darcy (f'') através da expressão para o regime turbulento:

$$f'' = \frac{1}{\left[2,0 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/d_i}{3,72} + \frac{2,51}{Re_d \sqrt{f'}} \right) \right]^2} \quad (0.13)$$

- iii. Comparar os valores dos coeficientes de atrito. Se $f'' \neq f'$ considerar $f'' = f'$ e voltar ao ponto ii. Caso contrário $f_{turb} = f''$ sendo a perda de carga linear em um metro de tubo dada por h_p .

$$h_p = \frac{f_{turb} v^2}{d_i 2g} \quad (0.14)$$

3. Se $Re_d =] 2300, 2400 [$ – Regime de escoamento instável, não existe solução embora para efeitos de cálculo se considere como regime turbulento.

B - CÁLCULO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO SOLO

O modelo utilizado para o cálculo de distribuição de temperatura solo com a profundidade é dado segundo a temperatura média da superfície do solo mensal, e a temperatura média do ar. A descrição matemática utilizada de Kasuda (1965) é dada em função do tempo de um ano para uma determinada profundidade abaixo da superfície terrestre. Os dados introduzidos na equação são os seguintes:

$T_{média}$	Temperatura média da superfície	16,8	°C
T_{ampl}	Amplitude térmica da superfície	17,09	°C
α	Difusividade	0,03 a 0,06	m ² /dia



NASA Surface meteorology and Solar Energy: [RETScreen](#) Data



Latitude 40.633 / Longitude -8.65 was chosen.

	Unit	Climate data location
Latitude	°N	40.633
Longitude	°E	-8.65
Elevation	m	193
Heating design temperature	°C	3.26
Cooling design temperature	°C	29.00
Earth temperature amplitude	°C	17.09
Frost days at site	day	2

Month	Air temperature	Relative humidity	Daily solar radiation - horizontal	Atmospheric pressure	Wind speed	Earth temperature	Heating degree days	Cooling degree days
	°C	%	kWh/m ² .d	kPa	m/s	°C	°C.d	°C.d
January	8.8	74.3%	2.03	99.3	5.2	7.8	272	21
February	9.7	70.8%	2.90	99.3	5.5	9.3	224	29
March	12.3	60.3%	4.26	99.0	5.3	13.0	167	89
April	13.8	58.9%	5.32	98.7	5.1	15.4	134	114
May	17.1	55.0%	6.35	98.7	4.7	19.6	64	215
June	21.3	48.1%	7.09	98.9	4.1	24.5	11	338
July	23.6	46.0%	7.01	98.9	4.5	26.9	0	423
August	22.9	50.8%	6.27	98.8	4.3	25.4	0	402
September	20.6	55.9%	4.84	98.9	4.2	22.2	9	324
October	16.5	65.7%	3.25	98.9	4.5	16.7	59	208
November	12.5	72.2%	2.18	99.0	5.0	11.8	155	90
December	10.2	74.9%	1.68	99.2	5.4	9.2	230	42
Annual	15.8	61.0%	4.45	99.0	4.8	16.8	1325	2295
Measured at (m)					10.0	0.0		

Figura B.1. Dados obtidos segundo a NASA para o cálculo da temperatura do solo.

C - DADOS DE PROJECTO - PARQUE DO CERCAL

Os dimensionamentos efectuados, tiveram como base valores que foram obtidos segundo simulações numéricas ao edifício, e aos permutadores de calor geotérmicos. O software utilizado na simulação dos permutadores geotérmicos foi o *TRNSPile*. Este software foi desenvolvido para estudar sistemas geotérmicos, no qual já foi utilizado em centenas de projectos.

Segundo os dados de projecto, devido à electricidade dispendida pelos compressores das bombas de calor, os valores de potências requeridas no permutador são:

- Baixos em aquecimento;
- Elevados em arrefecimento.

A simulação foi feita tendo em conta o pior cenário, com necessidades térmicas que devem ser cumpridas pelos permutadores, na seguinte Figura:

	Heating Capacity [kW]	Energy requirements for heating distributed annually [kWh/mes]	Cooling Capacity [kW]	Energy requirements for cooling distributed annually [kWh/mes]
January	0,0	0,0	0,0	0,0
February	0,0	0,0	0,0	0,0
March	0,0	0,0	0,0	0,0
April	58,5	10.148,1	0,0	0,0
May	45,2	6.598,4	0,0	0,0
June	41,7	1.112,3	0,0	0,0
July	0,0	0,0	225,7	32.040,6
August	0,0	0,0	214,4	28.825,2
September	0,0	0,0	0,0	0,0
October	0,0	0,0	0,0	0,0
November	0,0	0,0	0,0	0,0
December	0,0	0,0	0,0	0,0

Weekdays	Monday	Tuesday	Wednesday	Thursday	Friday	Saturday	Sunday	Total
Heating energy requirements distributed weekly %	24	17	17	17	17	8	0	100
Cooling energy requirements distributed weekly %	24	17	17	17	17	8	0	100

TOTAL [kWh/año]			17.858,83					60.865,88
Superfície climatizada [m2]	3.531,00							
[kWh/m2 año]			5,06					17,24
[W/m2]	16,57				63,93			

Figura C.1. Necessidade e potência energética do edifício (Eneres, 2010).

Na simulação foi considerado que o sistema em pior cenário teria um COP de 5 em aquecimento, e de 4 em arrefecimento. Estes valores permitiram obter as potências necessárias extrair e dissipar via permutador de calor.

Dados de projecto exemplificam a simulação para uma unidade geotérmica integrada no edifício, no qual se verifica que as necessidades são cumpridas (Figura C.2).

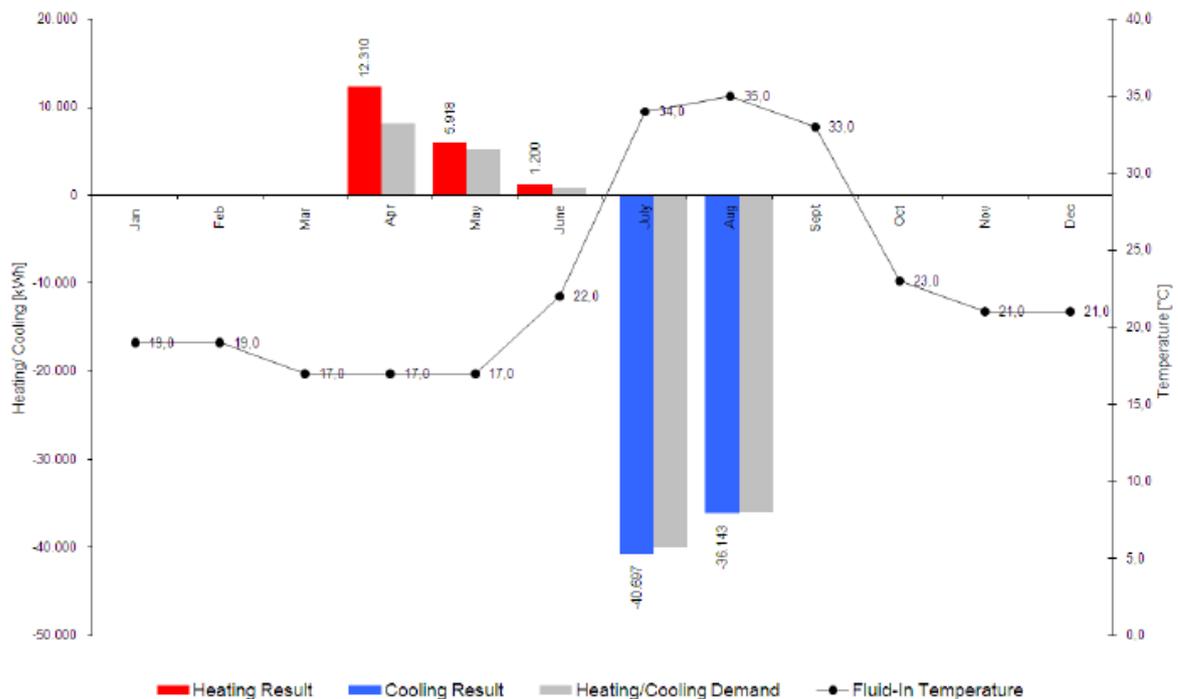


Figura C.2. Simulação dos permutadores geotérmicos (Eneres, 2010).

Nos primeiros anos de operação do sistema, as temperaturas estarão de acordo com o previsto na simulação. No entanto prevê-se que haja algumas alterações significativas das temperaturas nos primeiros três anos. Serão necessários nove anos até as temperaturas estabilizarem no nível final. A temperatura mínima de 17°C é obtida em aquecimento (necessidades baixas), e 35°C em arrefecimento, considerando uma capacidade nominal típica numa unidade bomba de calor entre os 0°C e os 35°C.

O sistema foi simulado para a necessidade de arrefecimento de 225 kW, ou seja 281 kW que tem de ser dissipados no solo, e verificou-se que as necessidades seriam cumpridas. A Figura seguinte ilustra um furo geotérmico, e respectivas tubulações:

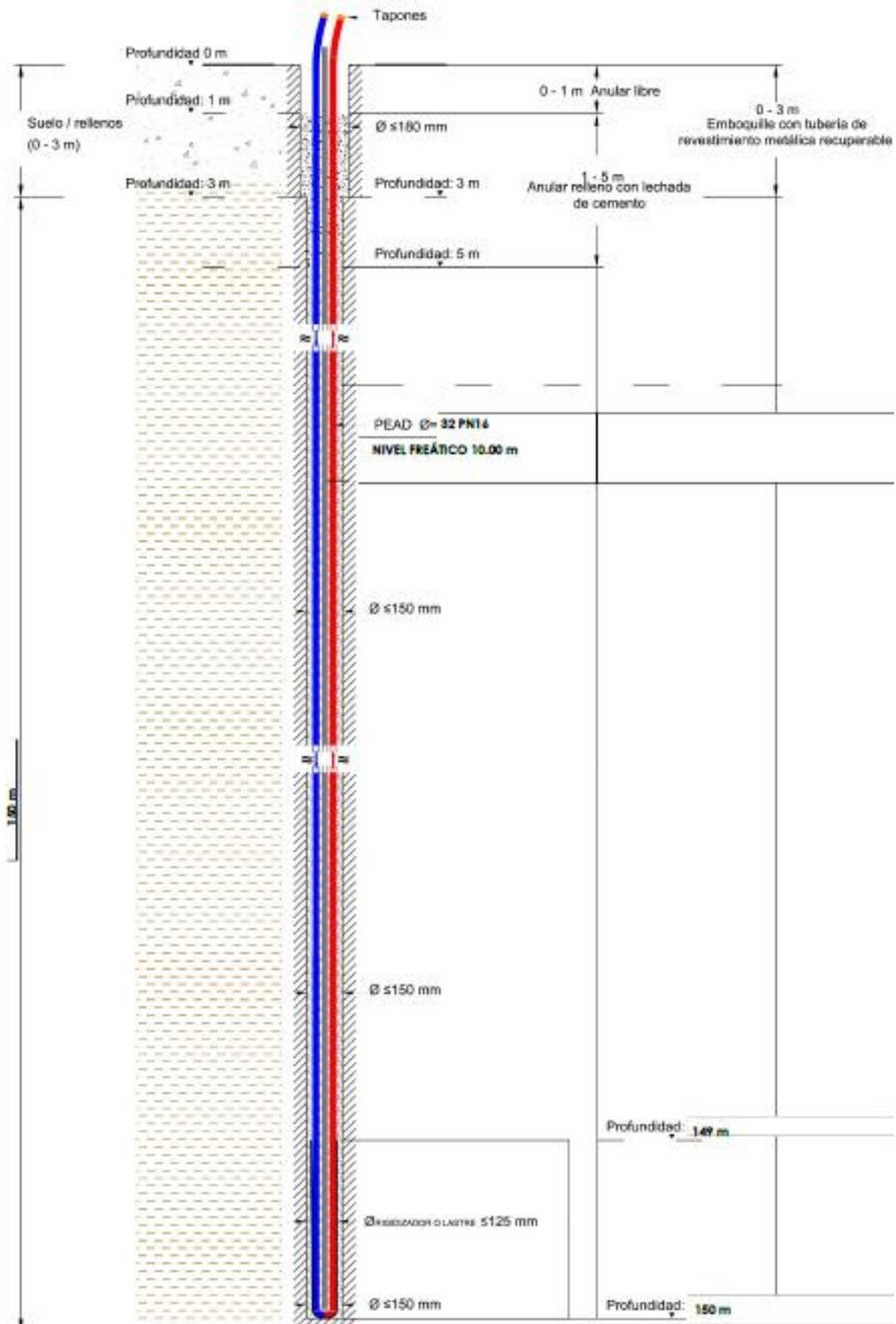


Figura C.3. Projecto do furo geotérmico em estudo (Eneres, 2010).

D - FOLHA DE CÁLCULO

Para a obtenção dos resultados discutidos, utilizou-se uma folha de cálculo desenvolvida em *software Microsoft Excel* para obter os respectivos dimensionamentos. Nesta secção será apresentada a exemplificação de dimensionamento para o sistema GSHP 1, retirando os valores da respectiva folha.

1. Permutadores Verticais

Tabela D.1. Introdução de dados no dimensionamento dos permutadores verticais, folha *Microsoft Excel*.

Propriedades do fluido termo - vector

<u>Propriedade</u>	<u>Nomenclatura</u>	<u>Valor</u>	<u>Unidades</u>
Densidade	ρ	1024	(kg/m ³)
Condutividade térmica	k_f	0,5	(W/m. K)
Calor específico	C_p	3980	(J/kg. K)
Viscosidade dinâmica	μ	0,0023	(kg/m. s)
Prandtl	P_r	18,31	
Velocidade nominal de escoamento (< 1m/s)	v	0,82	(m/s)
Coefficiente de convecção (arbitrar)	h	1000	(W.m ⁻² .°C ⁻¹)

Propriedades do solo

		<u>Arrefecimento/Aquecimento</u>	
Temperatura do solo	T_s	19	(°C)
Condutividade do solo	k_s	2,9	(W/m. K)
Difusividade do solo	α	0,06	(m ² /dia)

Propriedades do tubo

Condutividade do tubo	k_t	0,37	(W/m. K)
Raio interno	r_i	0,013	(m)
Raio externo	r_e	0,016	(m)
Distância entre os tubos	L_u	0,054	(m)
Rugosidade	ϵ	0,000007	(m)
Coefficiente de atrito	f	0,02	

Propriedades do furo

Diâmetro do furo	D_f	150	(mm)
------------------	-------	-----	------

Raio do furo	r_f	0,075	(m)		
Condutividade do enchimento	k_f	1,5	(W/m. K)		
Distância entre furos	B	7	(m)		
Número de furos	NF	10	(unidade)		
Factor geométrico	A	3			
Dados referentes às características da BC					
		Arrefecimento		Aquecimento	
Coefficiente de performance	COP	3,5	-	4,3	-
Capacidade	\dot{Q}	69400	(W)	83660	(W)
Temperatura do fluido na entrada	$T_{a,e} BC = T_{a,s,p}$	31	(°C)	10	(°C)
Caudal de fluido na entrada	Q	1,58	(m ³ /h)	1,3	(m ³ /h)
Caudal de fluido na entrada	Q	0,00044	(m ³ /s)	0,000315	(m ³ /s)
Caudal mássico de fluido na entrada	\dot{m}	0,3203	(kg/s)	0,3226	(kg/s)
Potência requerida	\dot{Q}	8923	(W)	6420	(W)
Variação da temperatura	ΔT	5	(°C)	5	(°C)
Temperatura da água na saída	$T_{a,s} BC = T_{a,e}$	36,00	(°C)	5,00	(°C)
Caudal mássico de fluido na entrada por kW de q_h	\dot{m}/q_h	0,06300	(kg/s) / kW	0	
Dados (ASHRAE) – Potências no solo					
Pico térmico horário	q_h	89229	W		
Pico térmico mensal	q_m	44614	W		
Pico térmico médio anual	q_a	11153	W		

Tabela D.2. Resultados obtidos segundo o método $\epsilon - NTU$ para o sistema GSHP 1.

Coeficiente de atrito	0,03	0,03	
Diâmetro Interno	26,1	26,1	(mm)
	0,026	0,026	(m)
Raio interno	0,013	0,013	(m)
Diâmetro externo	32,1	32,1	(mm)
	0,032	0,032	(m)
Raio externo	0,016	0,016	(m)
Rugosidade relativa	0,0003	0,0003	-
Velocidade de escoamento	0,82	0,82	(m/s)
	0,59	0,59	(m/s)
Número de Reynolds	9519	9519	-
	6849	6849	-
Crítério de convergência	0,0001	0,032	

	Ok	Não Ok	
Critério de convergência	0,0	0,0	
	0,0	0,0	
	0,0	0,0	
	Ok	Ok	
Nusselt	83,8	83,8	-
	86,2	86,2	-
Coeficiente de convecção	1607	1607	(W/m ² .K)
	1652	1652	(W/m ² .K)
Coeficiente de transmissão de calor	49,5	49,5	(W/m ² .K)
	49,5	49,5	(W/m ² .K)
Eficácia	0,3	0,3	
	0,36	0,36	
Número de unidades transferidas	0,35	0,35	
	0,44	0,44	
Área interna	12,6	12,6	(m ²)
	11,5	11,5	(m ²)
Profundidade	153	153	(m)
	140	140	(m)
Comprimento de furo	1532	1532	(m)
	1398	1398	(m)
Perdas de carga linear	6,4	6,4	(mca)
	3,0	3,0	(mca)
Perdas de carga localizadas	0,1	0,1	(mca)
	0,0	0,0	(mca)
Perdas de carga totais (Δp)	64,7	64,5	(mca)
	30,6	30,5	(mca)

Tabela D.3. Resultados obtidos segundo o método ASHRAE, Bernier (2008), sem interferências térmicas.

Resistência térmica de convecção	R_{conv}	0,01	(m ² /K.W)
Resistência térmica do tubo	R_t	0,09	(m ² /K.W)
Resistência térmica do enchimento	R_{ench}	0,099	(m ² /K.W)
Resistência térmica total - furo	R_f	0,15	(m ² /K.W)
Resistência térmica (pulso 6 horas)	R_{6h}	0,06	(m ² /K.W)
Resistência térmica (pulso 1 mês)	R_{1m}	0,12	(m ² /K.W)
Resistência térmica (pulso 10 anos)	R_{10a}	0,13	(m ² /K.W)
Temperatura da água na saída	$T_{a, sBC} = T_{a, e}$	39	(°C)

Temperatura média	T_m	37	(°C)	
Comprimento de furo	L	1426	(m)	
Profundidade de furo	H	143	(m)	

Tabela D.4. Resultados obtidos segundo o método ASHRAE, Bernier (2008), com interferências térmicas.

1° Iteração				
Rácio (distância Profundidade)	(B/H)	0,00687	-	Ok
Logaritmo de tempo adimensional	$\ln(t10_a/t_s)$	-1,66	-	Ok
Temperatura de penalização	T_p	2,72	(°C)	
Comprimento de furo	L	1680	(m)	
2° Iteração				
Rácio (distância Profundidade)	(B/H)	0,05832	-	Ok
Logaritmo de tempo adimensional	$\ln(t10_a/t_s)$	-1,99	-	Ok
Temperatura de penalização	T_p	2,04	(°C)	
Comprimento de furo	L	1609	(m)	
3° Iteração				
Rácio (distância / Profundidade)	(B/H)	0,06091	-	Ok
Logaritmo de tempo adimensional	$\ln(t10_a/t_s)$	-1,90	-	Ok
Temperatura de penalização	T_p	2,23	(°C)	
Comprimento de furo	L	1628	(m)	
4° Iteração				
Rácio (distância / Profundidade)	(B/H)	0,06021	-	Ok
Logaritmo de tempo adimensional	$\ln(t10_a/t_s)$	-1,92	-	Ok
Temperatura de penalização	T_p	2,18	(°C)	
Comprimento de furo	L	1,623	(m)	
5° Iteração				
Rácio (distância / Profundidade)	(B/H)	0,06034	-	Ok
Logaritmo de tempo adimensional	$\ln(t10_a/t_s)$	-1,92	-	Ok
Temperatura de penalização	T_p	2,19	(°C)	
Comprimento de furo	L	1624	(m)	
6° Iteração				
Rácio (distância / Profundidade)	(B/H)	0,06034	-	Ok
Logaritmo de tempo adimensional	$\ln(t10_a/t_s)$	-1,92	-	Ok
Temperatura de penalização	T_p	2,19	(°C)	
Comprimento de furo	L	1624	(m)	
Profundidade de furo	H	116	(m)	

2. Permutadores Horizontais

Tabela D.5. Introdução de dados no dimensionamento dos permutadores horizontais, folha *Microsoft Excel*.

Propriedades do fluido termo - vector

<u>Propriedade</u>	<u>Nomenclatura</u>	<u>Valor</u>	<u>Unidades</u>
Densidade	ρ	1024	(kg/m ³)
Condutividade térmica	k_f	0,5	(W/m. K)
Calor específico	C_p	3980	(J/kg. K)
Viscosidade dinâmica	μ	0,0023	(kg/m. s)
Prandtl	P_r	18,31	-
Velocidade nominal de escoamento	v	1	(m/s)

Propriedades do Solo

		<u>Arrefecimento</u>		<u>Aquecimento</u>	
Temperatura do solo	T_s	21	(°C)	11,5	(°C)
Condutividade do solo	k_s	1,5	(W/m. K)	1,5	(W/m. K)

Propriedades do tubo

Condutividade do tubo	k_t	0,37	(W/m. K)	0,37	(W/m. K)
Distância entre tubos	d	0,3	(m)	0,3	(m)
Distância média entre tubos	r_3	0,15	(m)	0,15	(m)
Espessura da parede do tubo	e	3	(mm)	3	(mm)
Rugosidade	ε	0,000007		0,000007	(m)
Coefficiente de atrito	f	0,02		0,02	-
Método perda de carga constante	$(\Delta p/\rho g) / \Delta L$	0,01		0,01	(mca/m)

Dados referentes às características da BC

		<u>Arrefecimento</u>		<u>Aquecimento</u>	
Coefficiente de performance	COP	3,5	-	4,3	-
Capacidade	\dot{Q}	69400	(W)	83660	(W)
Temperatura da água na entrada	$T_{a, e BC} = T_{a, s p}$	30	(°C)	7	(°C)
Caudal de fluido na entrada	Q	15,76	(m ³ /h)	11,34	(m ³ /h)
Caudal de fluido na entrada	Q	0,004379	(m ³ /s)	0,003151	(m ³ /s)
Caudal mássico de água na entrada	\dot{m}	4,4838	(kg/s)	3,2263	(kg/s)
Potência requerida	\dot{Q}	89229	(W)	64204	(W)
Varição da temperatura	ΔT	5,00	(°C)	5,00	(°C)
Temperatura do fluido na saída	$T_{a, s BC} = T_{a, e p}$	35,00	(°C)	2,00	(°C)

Tabela D.6. Resultados obtidos segundo o método ϵ – NTU e perda de carga constante.

Coefficiente de atrito	f	0,02	0,024	0,024	0,024	0,024	
Diâmetro Interno	d_i	79	82	82	75	75	(mm)
		0,079	0,082	0,082	0,075	0,075	(m)
Raio interno	r_i	0,040	0,041	0,041	0,037	0,037	(m)
Diâmetro externo	d_e	85,5	88,4	88,2	80,7	80,7	(mm)
		0,085	0,088	0,088	0,081	0,081	(m)
Raio externo	r_e	0,043	0,044	0,044	0,040	0,040	(mm)
Rugosidade relativa	ϵ/d_i	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-
Velocidade de escoamento	v Arrefecimento	0,88	0,82	0,83	1,00	1,00	(m/s)
	v Aquecimento	0,63	0,59	0,59	0,72	0,72	(m/s)
Número de Reynolds	$Red (> 2300)$ Arrefecimento	31235	30118	30205	33243	33243	-
	$Red (> 2300)$ Aquecimento	22475	21671	21734	23920	23920	-
Critério de convergência	$Erro = f - f'$	0,004	0,000	0,000	0,000	0,024	
	Aceitação do erro < 0,0001	Não Ok	Não Ok	Ok	Ok	Não Ok	
Critério de convergência	f	0,020	0,024	0,024	0,024	0,024	
	f'	0,024	0,024	0,024	0,024	0,024	
	$Erro < f' - f''$	0,004	0,000	0,000	0,000	0,000	
	Aceitação de erro < 0,001	Não Ok	Ok	Ok	Ok	Ok	
Nusselt	Nu , Arrefecimento	217	210	211	228	228	-
	Nu , Aquecimento	223	216	217	234	234	-
Coeficiente de convecção	h Arrefecimento	1365	1278	1285	1527	1527	(W/m ² .K)
	h Aquecimento	1403	1314	1320	1569	1569	(W/m ² .K)
Coeficiente de transmissão de calor	U_i , Arrefecimento	22,86	22,67	22,69	23,22	23,22	W/(m ² .K)
	U_i , Aquecimento	22,87	22,68	22,70	23,23	23,23	W/(m ² .K)
Eficácia	ϵ , Arrefecimento	35,7%	35,7%	35,7%	35,7%	35,7%	%
	ϵ , Aquecimento	45,4%	45,4%	45,4%	45,4%	45,4%	%
Número de unidades transferidas	NTU Arrefecimento	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	-
	NTU Aquecimento	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	-
Área interna	A_i , Arrefecimento	345	346	347	340	340	(m ²)
	A_i , Aquecimento	340	343	343	335	335	(m ²)
Comprimento de tubo	L , Arrefecimento	1381	1343	1346	1448	1448	(m)
	L , Aquecimento	1364	1325	1328	1428	1428	(m)
Área de permutação	A_p , Arrefecimento	414	403	404	434	434	(m ²)
	A_p , Aquecimento	409	398	398	429	429	(m ²)

Perdas de carga linear	Δp , <i>Arrefecimento</i>	9,15	5,14	5,43	5,66	5,66	(mca)
Cálculo de novo coeficiente de atrito	f	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	-
Perdas de carga totais (Δp)	Δp	30,5	24,7	25,1	43,7	43,7	(mca)

Tabela D.7. Resultados obtidos segundo o método ε – NTU e velocidade constante, com aproximação da temperatura de entrada em aquecimento.

Diâmetro Interno	d_i	26	26	26	(mm)
		0,026	0,026	0,026	(m)
Raio interno	r_i	0,013	0,013	0,013	(m)
Diâmetro externo	d_e	32,00	32,00	32,00	(mm)
		0,32	0,32	0,32	(m)
Raio externo	r_e	0,016	0,016	0,016	(m)
Rugosidade relativa	\mathcal{E}/d_i	0,0003	0,0003	0,0003	-
Velocidade de escoamento	v , <i>Arrefecimento</i>	1,00	1,00	1,00	(m/s)
		v , <i>Aquecimento</i>	1,00	1,00	1,00
Número de Reynolds	Red (> 2300), <i>Arrefecimento</i>	11576	11576	11576	-
		Red (> 2300), <i>Aquecimento</i>	11576	11576	11576
Nusselt	Nu , <i>Arrefecimento</i>	98,0	98,0	98,0	-
		Nu , <i>Aquecimento</i>	131	131	131
Coeficiente de convecção	h , <i>Arrefecimento</i>	1885	1885	1885	(W/m ² .K)
		h , <i>Aquecimento</i>	2521	2521	2521
Coeficiente de transmissão de calor	U_i , <i>Arrefecimento</i>	34,5	34,5	34,5	W/(m ² .K)
		U_i , <i>Aquecimento</i>	34,6	34,6	34,6
Eficácia	ε , <i>Arrefecimento</i>	34,7%	34,7%	34,7%	%
		ε , <i>Aquecimento</i>	76,9%	76,9%	76,9%
Número de unidades transferidas	NTU <i>Arrefecimento</i>	0,44	0,44	0,44	-
		NTU <i>Aquecimento</i>	1,47	1,47	1,47
Área interna	A_i , <i>Arrefecimento</i>	223	223	223	(m ²)
		A_i , <i>Aquecimento</i>	544	544	544
Comprimento de tubo	L , <i>Arrefecimento</i>	2802	2802	2802	(m)
		L , <i>Aquecimento</i>	6659	6659	6659