

RESUMO

A energia geotérmica é uma energia renovável que aproveita a energia calorífica proveniente do interior da Terra de forma a climatizar edifícios, aquecer estufas, termas, processos industriais ou produção de electricidade.

Visto que há potencial para este tipo de aproveitamento, existe, no Colégio do Espírito Santo da Universidade de Évora, um aproveitamento geotérmico com o objectivo de climatizar o edifício.

Assim, foi elaborado um estudo sobre as condições existentes no reservatório, medindo-se as temperaturas tanto em profundidade, como à superfície, assim como determinar as temperaturas desde o furo até ao reservatório acoplado ao sistema. Também foi elaborado um estudo eléctrico para verificar a existência de ligação entre os furos.

Por último, propõem-se vários modelos de funcionamento do sistema de climatização de forma a determinar o melhor modo de funcionamento.

No final do trabalho não são incluídos dados para ajuste dos modelos devido a avaria do sistema.

ABSTRACT

Geothermic Reservoirs: Study of a real case

Geothermal energy is a renewable energy source that uses thermal energy from inside the Earth in order to weatherize buildings, heat greenhouses, spas, industrial processes or electricity production.

Since there is potential for this type of use, there is, in the Colégio do Espírito Santo, in Évora, a geothermal use with the objective of weatherizing the building.

Therefore, a study was conducted about the existing conditions of the reservoir, measuring the temperatures both in depth and on the surface, as well as determining the temperatures from the hole until the tank connected to the system. Also, an electrical study was undertaken to verify the existence of a connection between the holes of the system.

Lastly, various models of operation of the weatherizing system are proposed in order to determine the best operation mode.

At the end of the work, there is no data included for the adjustment of the models due to a system failure.

AGRADECIMENTOS

Após a conclusão deste trabalho, quero agradecer a todas as pessoas que me ajudaram a concluir esta etapa da minha vida.

Em primeiro lugar gostaria de agradecer toda a ajuda, orientação, disponibilidade e compreensão oferecidas pela professora Doutora Maria Rosa Duque.

Quero também agradecer toda a ajuda e compreensão, ao longo desta etapa, que a professora Doutora Isabel Malico sempre disponibilizou.

Um agradecimento ao Engenheiro Peixeiro Ramos pela disponibilidade que teve ao longo do período de execução deste trabalho.

Agradeço ao CGE e ao professor Rui Salgado pela disponibilização de dados de temperaturas necessários ao estudo, ao Engenheiro José Pombinho e ao professor Bento Caldeira pelos meios fornecidos.

Agradeço a todos os funcionários da Universidade de Évora que ajudaram de alguma maneira na elaboração deste trabalho, nomeadamente no trabalho de campo, onde se inclui o Sr. Josué Figueira, ao Sr. Sérgio Aranha pela ajuda na preparação dos cabos e calibração das sondas. Agradeço especialmente ao Sr. Samuel Bárias pelo seu empenho neste trabalho, pelo seu trabalho na calibração das sondas, instalação do equipamento no furo, colecção, processamento de dados e introdução dos mesmos em base de dados.

Agradeço a toda a equipa que possibilitou a execução do perfil eléctrico junto dos furos, nomeadamente, ao Rui Oliveira e ao João Casação.

Um obrigado muito especial à minha família, ao meu irmão e, principalmente, aos meus pais que possibilitaram a minha permanência neste curso.

Obrigada Fábio Cruz, pela paciência e apoio neste difícil etapa.

Um agradecimento especial ao Tiago Santos e ao Pedro Rito pela ajuda na elaboração deste trabalho.

Obrigada a todos pela ajuda nesta dura etapa do meu percurso académico!

ÍNDICE

RESUMO	2
ABSTRACT	3
AGRADECIMENTOS	4
ÍNDICE	5
ÍNDICE DE FIGURAS	7
ÍNDICE DE TABELAS	8
ÍNDICE DE GRÁFICOS	10
1. INTRODUÇÃO	11
2. TRANSFERÊNCIA DE CALOR	13
2.1. Transferência de calor por condução.....	13
2.2. Transferência de calor por convecção	15
3. FLUXO GLOBAL DE CALOR DA TERRA.....	18
4. ENERGIA GEOTÉRMICA	22
4.1. Tipos de Sistemas Geotérmicos	23
5. ENERGIA GEOTÉRMICA DE BAIXA ENTALPIA – BOMBAS DE CALOR	27
6. APROVEITAMENTO DE BAIXA ENTALPIA EM CLIMATIZAÇÃO	29
6.1. Características da Bomba de Calor	30
6.2. Ciclo de Carnot	32
6.3. Sistema de compressão de vapor.....	34
6.4. Ciclo de Carnot reverso.....	37
6.4. Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	38
6.5. Rendimento das bombas de calor.....	41
6.6. Tipos de Bombas de Calor	42
6.7. Componentes de um ciclo de compressão de vapor	42
6.7.1. Fluido Refrigerante	43
6.7.2. Sistemas de expansão	44
6.7.3. Permutadores de calor	44
6.7.3.1. Condensadores	46
6.7.3.2. Evaporadores	47
7. CASO DE ESTUDO	47

7.1. Localização do sistema em estudo	48
7.2. Geologia e Hidrogeologia da Área.....	49
7.2.1. Condutividade Eléctrica	50
7.2.1.1. Análise do perfil eléctrico	52
7.3. Clima e pluviosidade.....	56
7.4. Condições presentes	60
7.4.1. Material de Campo	61
8. ANÁLISE DOS DADOS RECOLHIDOS	61
8.1. Análise das temperaturas – Superficiais e em Profundidade.....	61
8.2. Distribuição de temperaturas ao longo da tubagem	68
9. ANÁLISE DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO	72
9.1. Características da sala em estudo	72
9.1.1. Análise das perdas de calor	74
9.2. Equipamentos	81
9.3. Análise do equipamento instalado.....	82
9.3.1 Análise da Situação 1 Inverno.....	82
9.3.2 Análise da Situação 2 Inverno.....	84
9.3.3 Análise da Situação 3 Inverno.....	90
9.3.4. Análise da Situação 1 de Verão.....	92
9.3.5 Análise da Situação 2 Verão	93
9.3.3 Análise da Situação 3 Verão	99
10. CONCLUSÕES.....	102
BIBLIOGRAFIA.....	104
ANEXOS.....	107
Anexo 1 – Cortes Geológicos dos Furos.....	107
Anexo 2 – Esquematização do software elaborado.....	111

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Temperaturas em equilíbrio.....	14
Figura 2. Representação esquemática da transferência de calor por convecção.....	16
Figura 3. Estratificação do interior terrestre.....	18
Figura 4. Transferência de Calor no globo terrestre.....	20
Figura 5. Esquema de um campo geotérmico.....	25
Figura 6. Esquema simplificado do caso em estudo.....	31
Figura 7. Esquematização do ciclo de refrigeração de Carnot.....	33
Figura 8. Diagrama temperatura-entropia do ciclo de Carnot.....	33
Figura 9. Ciclo de Carnot.....	34
Figura 10. Diagrama de temperatura – entropia de um ciclo de compressão de vapor.....	36
Figura 11. Diagrama do ciclo real.....	40
Figura 12. Esquema T-S do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	40
Figura 13. Esquema simplificado de um sistema de aquecimento por bomba de calor.....	41
Figura 14. Circuitos típicos de instalações de energia geotérmica.....	42
Figura 15. Esquema de permutador de caixa e tubos.....	45
Figura 16. Esquema de um permutador de placas.....	45
Figura 17. Imagem aérea da localização dos furos em estudo.....	49
Figura 18. Distribuição dos valores de condutividade eléctrica das águas subterrâneas do sistema aquífero dos gnaisses da região de Évora.....	50
Figura 19. Inventário hidrogeológico efectuado na área em estudo.....	52
Figura 20. (A) Mapa da média das temperaturas médias registadas em Portugal Continental em Janeiro de 2013 e (B) Mapa da média das temperaturas médias registadas em Portugal Continental em Junho de 2013.....	58
Figura 21. (A) Precipitação total registada no mês de Janeiro de 2013 e (B) Precipitação total registada no mês de Junho de 2013.....	59

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. Propriedades térmicas de algumas rochas e água à temperatura ambiente..	15
Tabela 2. Taxas de produção de calor, meias vidas e concentrações de isótopos radioactivos existentes no interior da Terra.....	20
Tabela 3. Concentração dos elementos radioactivos e produção de calor de algumas rochas.....	21
Tabela 4. Área e fluxo de calor nos oceanos e nos continentes.....	22
Tabela 5. Aplicações usuais dos aproveitamentos geotérmicos consoante a temperatura da água extraída.....	29
Tabela 6. Valores de transmissividade para cada furo.....	51
Tabela 7. Gradiente de temperaturas registado no caso em estudo.....	65
Tabela 8. Propriedades e valores utilizados nos cálculos.....	70
Tabela 9. Valores das constantes C_1 e C_2 calculadas.....	70
Tabela 10. Média dos valores de temperatura no início e no final da tubagem.....	72
Tabela 11. Dados necessários ao cálculo das perdas por condução do edifício no Inverno.....	74
Tabela 12. Dados necessários ao cálculo das perdas por convecção do edifício no Inverno.....	75
Tabela 13. Valores de perda de calor por convecção de acordo com a situação apresentada.....	75
Tabela 14. Valores das perdas totais calculadas a partir das situações da tabela anterior.....	76
Tabela 15. Dados necessários para o cálculo do F_{in}	77
Tabela 16. Necessidade de água referente às condições estipuladas.....	77
Tabela 17. Dados necessários ao cálculo das perdas por condução do edifício no Verão.....	78
Tabela 18. Dados necessários ao cálculo das perdas por convecção do edifício no Verão.....	79
Tabela 19. Valores de perda de calor por convecção de acordo com a situação apresentada.....	79
Tabela 20. Valores das perdas totais calculadas a partir das situações da tabela 19.....	80
Tabela 21. Dados necessários para o cálculo do F_{in}	80
Tabela 22. Necessidade de água de acordo com as condições estipuladas.....	81

Tabela 23. Dados para a simulação da situação 1 de Inverno.....	82
Tabela 24. Caudais associados a cada furo.....	83
Tabela 25. Dados para o cálculo da entalpia do R134a à saída do Permutador 1.....	85
Tabela 26. Dados para o cálculo da temperatura do R134a à saída do compressor...	86
Tabela 27. Dados para os cálculos referentes à transferência de calor no permutador 2.....	87
Tabela 28. Dados para o cálculo da temperatura da água de retorno ao furo.....	88
Tabela 29. Dados para o cálculo da temperatura do R134a para climatizar o sistema com 34 salas.....	89
Tabela 30. Dados para o cálculo da entalpia da água à saída do compressor.....	90
Tabela 31. Dados para o cálculo da entalpia da água à saída do permutador.....	91
Tabela 32. Dados para a simulação da situação 1 de Verão.....	92
Tabela 33. Dados para o cálculo da entalpia do R134a à saída do Permutador 1.....	94
Tabela 34. Dados para o cálculo da temperatura do R134a à saída do compressor...	95
Tabela 35. Dados para os cálculos referentes à transferência de calor no permutador 2.....	96
Tabela 36. Dados para o cálculo da temperatura da água de retorno ao furo.....	97
Tabela 37. Dados para o cálculo da temperatura do R134a para climatizar o sistema com 69 salas.....	98
Tabela 38. Dados para o cálculo da entalpia do R134a após a transferência de energia da água para o refrigerante.....	99
Tabela 39. Dados para o cálculo da entalpia da água à saída do permutador 2.....	100
Tabela 40. Dados para o cálculo da entalpia do R134a à saída do permutador 2 com 69 salas.....	101

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Perfil eléctrico – Colégio do Espírito Santo.....	54
Gráfico 2. Média da quantidade de precipitação total registada a cada mês, na cidade de Évora, de 1971 a 2000.....	56
Gráfico 3. Média das temperaturas do ar registadas a cada mês, na cidade de Évora, de 1971 a 2000.....	57
Gráfico 4. Gráfico que mostra a evolução de temperaturas em profundidade ao longo do período em estudo, desde Janeiro até Julho, atravessando o período de Inverno, Primavera e Verão.....	62
Gráfico 5. Gráfico que mostra a evolução da temperatura à superfície e perto dela.	62
Gráfico 6. Comparação da temperatura em profundidade e à superfície a 0m, a 0,7m e a 90m), ao longo do período em estudo.....	64
Gráfico 7. Evolução da temperatura ao longo de um dia de Inverno (dia Juliano 46)	65
Gráfico 8. Evolução da temperatura ao longo de um dia de Verão (dia Juliano 166).	66
Gráfico 9. Gráfico típico da época de Inverno.....	67
Gráfico 10. Gráfico típico da época de Verão.....	67
Gráfico 11. Comparação entre perfil de temperaturas de Inverno com o perfil de Verão.....	68
Gráfico 12. Valores de temperatura versus distância ao eixo do tubo num dia de Inverno.....	71
Gráfico 13. Valores de temperatura versus distância ao eixo do tubo num dia de Verão.....	71

1. INTRODUÇÃO

Começando por abordar os nossos antepassados, desde cedo que começaram os problemas com a poluição, desde a revolução industrial e a utilização do carvão começaram a aparecer casos muito preocupantes de patologias e mesmo mortes devido à queima de, por exemplo, carvão em ambientes fechados sem haver qualquer tipo de ventilação. Assim, começaram a ter relevância as preocupações ambientais a que a sociedade actual está habituada. Pode-se remeter à situação registada no decorrer do século XX em que se deu um aumento da população mundial e como consequência do desenvolvimento industrial e tecnológico deu-se também um aumento do nível de vida e de necessidades energéticas *per capita*. Outro dado, a população mundial aumentou, entre 1850 e 2006, cerca de cinco vezes e em termos de gastos energéticos, passou-se de um consumo anual de energia que rondava os $4,85 \times 10^9$ para $76,2 \times 10^9$ Joule (cerca de 15 vezes mais) (Duque, M.R., 2012).

Todos estes dados levam a que se caminhe para uma situação de escassez de recursos fósseis para produção de energia e por outro lado se dê um aumento substancial da poluição atmosférica. À medida que aumentou o consumo de energia, as emissões de CO₂ geradas também aumentaram substancialmente, assim como o aumento de outros poluentes atmosféricos que afectaram e continuarão a afectar drasticamente tanto a qualidade do ar como a camada do ozono no topo da atmosfera. Sendo assim, começaram a ser debatidos estes assuntos a nível mundial, tendo sido feitas diversas conferências ao longo dos anos, tendo-se tomado medidas importantes onde o Protocolo de Kyoto teve uma especial relevância.

Segundo o protocolo de Kyoto, existem metas para a redução dos níveis de gases poluentes num determinado período de tempo previamente definido. Para os países membros da União Europeia, onde se enquadra o caso português, existia a obrigação de redução das emissões de gases do efeito de estufa, no período entre 2008 e 2012, na ordem dos 5,2% em relação aos valores de 1990. Existe também, um problema agravado que se prende com os países em desenvolvimento, onde as emissões de gases do efeito de estufa estão a aumentar.

Algumas das motivações do protocolo de Kyoto passam por tomar algumas medidas como, (Wikipedia, 2013):

- Promover a reforma do sector energético e dos transportes;
- Promover a utilização de fontes energéticas renováveis em detrimento das outras fontes de energia;
- Eliminar mecanismos financeiros e de mercado inapropriados aos fins da Convenção;
- Proteger os sumidouros de carbono, nomeadamente as florestas.

Assim, a energia geotérmica é um tipo de energia que se adequa às ideologias referidas no protocolo de Kyoto, reduzindo algumas emissões gasosas que promovem o efeito de estufa, para a produção de electricidade, aquecimento, arrefecimento, etc.

Um sistema de aquecimento através de energia geotérmica apresenta um investimento inicial bastante elevado, comparativamente com outros tipos de energia, uma vez que inclui a perfuração para captação de água, as tubagens, depósitos, equipamentos de climatização e, por último, a bomba de calor que acresce bastante o custo deste tipo de energia. Por outro lado, uma vez que requer manutenção e exploração de baixo custo, compensa assim o investimento inicial.

A energia geotérmica pode entender-se como a energia calorífica contida no interior da Terra e que está em condições de ser extraída de forma económica podendo ser utilizada para produção de electricidade, aquecimento de edifícios, aquecimento de águas, balneoterapia, estufas, piscinas, processos industriais, entre outros.

A energia geotérmica pode dividir-se de acordo com o seu tipo de utilização:

- Energia geotérmica de alta entalpia quando a temperatura do fluido for superior a 150°C;
- Energia geotérmica de baixa entalpia quando a temperatura do fluido for inferior a 150°C;
- Bomba de calor quando a temperatura do fluido for entre 5 e 30°C.

2. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O equilíbrio térmico é encontrado quando coexistem sistemas ou componentes que atingem a mesma temperatura. Portanto, o calor transfere-se espontaneamente de um corpo quente para um corpo frio (ou mais frio que o anterior). Este é o princípio fundamental no qual assentam todas as aplicações de uso directo. É, no entanto, a força motriz que também resulta em perdas indesejáveis, por vezes significativas, durante a transferência de calor. A capacidade de gerir esta transferência de calor para minimizar estas perdas e maximizar a utilização de calor útil é necessária para construir e operar uma aplicação eficiente de uso directo. Os mecanismos de transferência de calor são: condução, convecção, radiação e evaporação. Cada situação do dia-a-dia poderá ser afectada por mais do que um mecanismo de transferência de calor (Glassley, W., 2010).

De seguida vão ser relatados os diversos mecanismos de transferência de calor, nomeadamente a transferência de calor por condução e por convecção, que são os que têm mais importância no caso em estudo.

Relativamente à perda de calor por radiação e por evaporação não foram tidos em conta uma vez que o contributo da radiação é bastante baixo, tornando-se pouco significativos para o caso em estudo e a perda de calor por evaporação não é aplicável porque não há qualquer sistema de águas com pressão e temperaturas significantes e a humidade possível de evaporação torna-se também pouco significativa.

2.1. Transferência de calor por condução

A transferência de calor por condução ocorre quando os átomos e moléculas trocam energia vibracional. Ao nível macroscópico, este processo manifesta-se através de alterações de temperatura entre dois corpos, que se encontram a diferentes temperaturas e que são colocados em contacto um com o outro. Este processo é apresentado na imagem seguinte em que a trajectória da energia, ao longo do tempo, é representada por dois corpos que são colocados em contacto no instante t_1 . T_1 e T_2 representam as temperaturas dos corpos 1 e 2, respectivamente, e T_3 é a temperatura de equilíbrio atingida eventualmente no instante t_2 . É de notar que T_3 pode não ser obtida pelo meio do percurso entre os pontos onde se observam T_1 e T_2 . Tal facto deve-se ao

efeito da capacidade calorífica dos materiais constituintes dos corpos (Glassley, W., 2010).

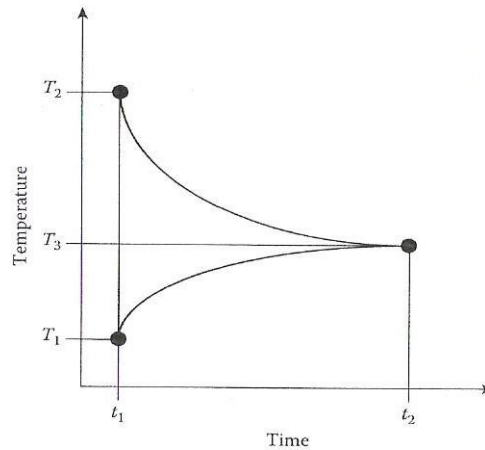


Figura 1. Temperaturas em equilíbrio (Glassley, W., 2010).

A transferência de calor por condução é descrita pela seguinte relação:

$$Q_{cd} = k \times A \times \Delta T / \Delta x \quad (1)$$

Onde Q_{cd} é a taxa à qual é feita a transferência de calor por condução através da área A , k é a condutividade térmica (W/m.K) do material através do qual se dá a transferência e dT/dx é o gradiente de temperatura. A equação anterior por vezes é chamada de Lei de Fourier para a condução de calor. Como esta equação indica a taxa de transferência de calor pode ser aumentada, aumentando a área ou diminuindo a distância sobre a qual a transferência de calor ocorre (Glassley, W., 2010).

Para um mesmo intervalo de temperaturas, quanto mais fina for a placa através da qual se dá a transferência de calor, maior é o gradiente de temperatura entre as duas faces da placa, portanto, maior será a taxa de transferência de calor (Glassley, W., 2010).

A taxa de perda ou ganho de calor difere de material para material. Alguns diferem em, por exemplo, duas ordens de grandeza. A tabela 1 apresenta uma lista de condutividades térmicas de algumas rochas à temperatura ambiente.

Tabela 1. Propriedades térmicas de algumas rochas e água à temperatura ambiente (Duque, M.R., 2012).

Material	λ W/m.K
Água	0,6
Neve	0,11
Granito	1,7-3,9
Sal gema	5,5-6,5
Vidro de basalto	1,3
Gabro	1,9-2,3
Gelo	1,6-2,2

Segundo Glassley, W. (2010), estes resultados são a versão simplificada do comportamento real dos materiais. Embora as grandes mudanças de temperaturas não estejam associadas às aplicações de uso mais directo, deve ser tido em conta que a condutividade térmica é uma característica dependente da temperatura de uma substância ou material. Assim, o cálculo preciso da taxa de perda de calor deve ter em conta a variação de K em função da temperatura. Existe também a necessidade de se saber as condutividades térmicas e a geometria espacial dos materiais que possam ser utilizados para o uso directo em aplicações de engenharia ou que podem ser encontradas na construção de uma instalação. Dados incorrectos nestes parâmetros levam a sérios subdimensionamentos de isolamento térmico, dimensionamento inadequado de tubulação e taxas de perdas de calor incompreensíveis para o ambiente, podendo todos comprometer seriamente a eficiência de operação nos sistemas de uso directo.

2.2. Transferência de calor por convecção

Segundo Glassley, W. (2010), a transferência de calor por convecção é um processo complexo que envolve movimentos de massa que contêm quantidades significativas de calor. Anteriormente, este assunto era discutido em termos de fluxos convectivos de rochas quentes, situadas no manto, onde as forças fortemente viscosas influenciam o comportamento dos materiais. A transferência de calor por convecção

também ocorre em interferências entre materiais, tal como quando o ar está em contacto com uma piscina de água quente ou é forçado por um ventilador para circular em alta velocidade através de uma unidade de troca de calor. Nesse caso, são importantes efeitos de flutuação, o carácter do fluxo, o desenvolvimento de camadas limite, o impulso e os efeitos de viscosidade, os efeitos das propriedades superficiais e a forma da geometria, pois todos eles influenciam a transferência de calor por convecção.

Como exemplo desta situação encontra-se a figura 2 que exemplifica a transferência de calor por convecção.

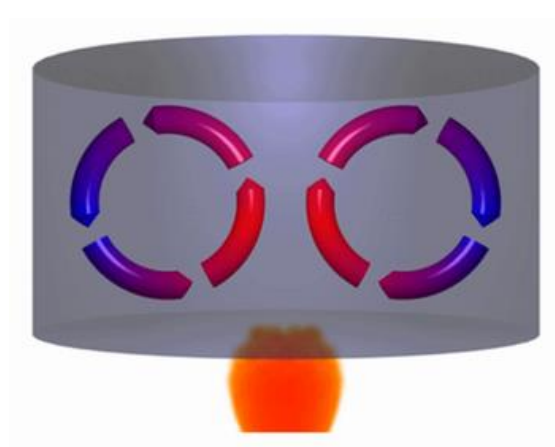


Figura 2. Representação esquemática da transferência de calor por convecção (Portal do Professor, 2011).

Esta geometria é grosseiramente similar às que são típicas de muitas situações nas aplicações de uso directo. Neste caso, o fluxo de ar é representado como laminar (nunca turbulento) e a superfície na interface é assumida como perfeitamente lisa. Ar frio à temperatura T_2 move-se sobre o corpo água quente, à temperatura T_1 . Forças viscosas e de fricção actuam de forma a desacelerar o movimento do ar perto da superfície do corpo de água formando uma camada fronteira, que é a região onde o gradiente de velocidade se desenvolve entre a interface e a massa de ar principal que tem velocidade v . Na interface a velocidade aproxima-se de zero. As características da camada limite dependem das propriedades do fluido, velocidade, temperatura e pressão. O calor é transferido pelo processo difusivo a partir da superfície da água para o fluido, na camada de base da velocidade limite perto de zero, fazendo a sua temperatura

aproximar-se da temperatura da água, T1. Como o ar tem a temperatura mais elevada e com densidade menor, vai subir e assim provoca flutuação (Glassley, W., 2010).

Este tipo de transferência de calor pode ser mais complicado que a transferência por condução. Para este trabalho vai ser utilizado o modo mais simples de estudar este tipo de transferência de calor.

A taxa a que a transferência de calor ocorre segue a “Lei de arrefecimento de Newton” que é expressa por:

$$Q_{cv} = h \times A \times \Delta T \quad (2)$$

Onde Q_{cv} é a taxa a que a transferência de calor ocorre por convecção, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W.m^2.K$), A é a área da superfície exposta (m^2) e ΔT é a diferença de temperatura da superfície (fronteira) quente e a massa de ar mais fria ($T1-T2$) longe da interface.

Valores de h dependem fortemente das propriedades dos materiais envolvidos, das condições de pressão e de temperatura, da velocidade do fluido e se o escoamento é laminar ou turbulento. Depende também das propriedades da superfície da interface, da geometria da trajectória do escoamento e da orientação da superfície em relação ao campo gravitacional. Como resultado, h é altamente variável e específico para cada situação (Glassley, W., 2010).

Determinados valores para h requerem experimentações de geometrias específicas ou acesso a relações funcionais que têm sido desenvolvidas para situações que são bastante análogas aos de uma dada aplicação. Por exemplo, a perda de calor por convecção a partir de uma pequena lagoa sobre a qual o ar se move a uma baixa velocidade pode ser representado por (Glassley, W., 2010):

$$Q_{cv} = (9,045 \times v) \times A \times \Delta T \quad (3)$$

Onde v é a velocidade do ar e o factor 9,045 é expresso em $kJ.s/m^3.h.^{\circ}C$.

É de todo importante contabilizar a transferência de calor através deste mecanismo para representar realisticamente os processos de transferência de calor uma vez que este representa uma parte importante da transferência de calor.

3. FLUXO GLOBAL DE CALOR DA TERRA

Existem alguns fenómenos que caracterizam o fluxo de calor proveniente da Terra, são eles: o vulcanismo, a actividade sísmica, os fenómenos de metamorfismo e de orogenia.

Para os processos que ocorrem no interior do planeta, os mecanismos de transferência de calor mais importantes são a transferência por condução e por convecção. Na crosta e litosfera, o mecanismo dominante é a condução, permitindo que parte do calor produzido no interior, e na crosta terrestre, seja perdido através da superfície, que está a temperaturas menos elevadas. O processo de convecção é, por sua vez, dominante nas zonas mais profundas do planeta, pensa-se que, transportando a energia libertada nessas regiões para zonas menos profundas. (Duque, M.R., 2012)

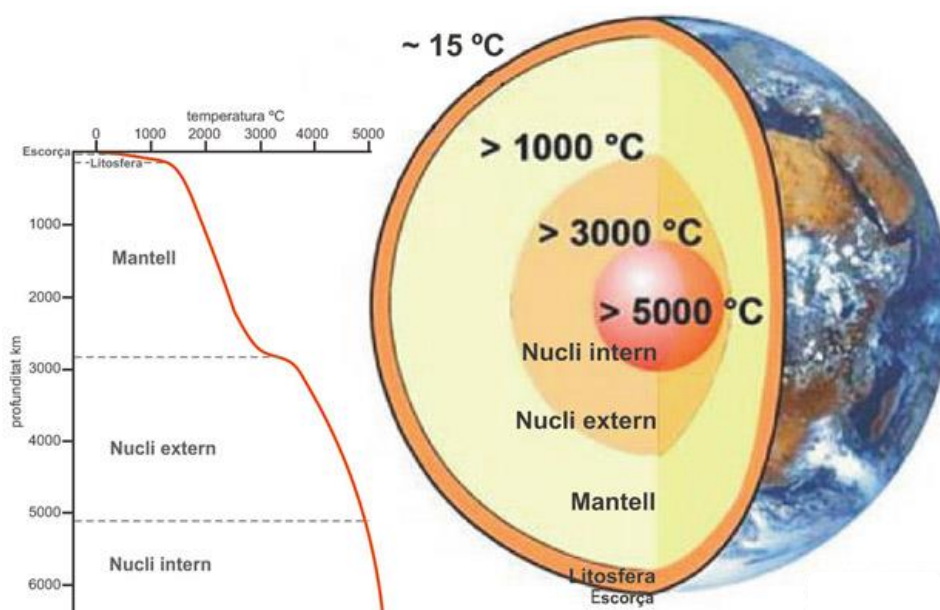


Figura 3. Estratificação do interior terrestre. (fonte: IGC, 2013)

O calor proveniente do interior da Terra tem diferentes proveniências como (Duque M.R., 2012):

- ✓ Calor residual resultante da formação da Terra;
- ✓ Acreção de material do manto por parte do núcleo;
- ✓ Calor gerado pelo decaimento de elementos radioactivos de vida longa.

Numa perspectiva global, a litosfera oceânica encontra-se num estado térmico transiente na maior parte do seu curto tempo de residência na superfície da Terra contrariamente aos continentes que estão na sua maior parte do tempo no estado estacionário térmico. O fluxo térmico dos oceanos decresce em função da idade dos mesmos, segue uma tendência decrescente. A litosfera continental tem uma longa evolução e é caracterizada por uma estrutura e composição complicada. Uma nota bastante importante é que a crosta continental é rica em elementos radioactivos que contribuem largamente para o fluxo de calor proveniente da superfície terrestre. A elevação continental é controlada principalmente pela variação da espessura e da composição da crosta e depende pouco da estrutura térmica (Watts, A, 2007).

Segundo Jaupart *et al.* (2007), o valor médio para o fluxo de calor oceânico é de 107 mW/m^2 e para o fluxo continental é de 65 mW/m^2 .

Nos oceanos, o fluxo de calor é medido nos sedimentos onde as condições condutivas prevalecem mas a circulação hidrotérmica e transporte advectivo associado podem ser muito activos abaixo da crosta ígnea. Por isso os dados de fluxo térmico não são completamente reais nos estudos da litosfera e dependem largamente da pequena escala onde estão a ser efectuados, tendo em conta os efeitos da convecção hidrotérmica (Watts, A, 2007).

Na figura 4 é apresentado um esquema que mostra a transferência global de calor da Terra, podendo-se observar em determinados pontos do globo terrestre um elevado valor do fluxo térmico da Terra, atingindo valores na ordem dos 150 mW/m^2 ao largo da costa junto ao continente americano, principalmente na América do Sul. Contrastando com esta situação, em regiões antigas como no Norte do Canadá o fluxo térmico da Terra é bastante baixo (Duque M. R., 2012).

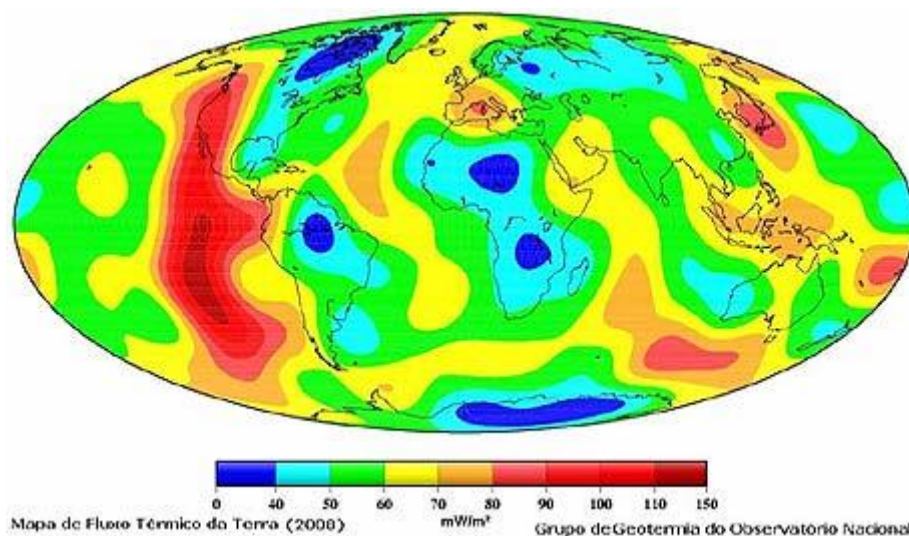


Figura 4. Transferência de Calor no globo terrestre (fonte: Revista fator Brasil, 14.08.2013)

Embora os isótopos radioactivos de longa duração existam em pequenas quantidades na crosta terrestre e sejam, ainda, menos abundantes no manto, a sua desintegração natural produz quantidades significativas de calor, como se pode verificar na tabela 2. Os elementos mais importantes neste processo são o urânio (^{238}U e ^{235}U), o tório (^{232}Th) e o potássio (^{40}K). O urânio que existe na Terra é constituído por 99,3% de ^{238}U e 0,5% de ^{235}U . O Th é 100% ^{232}Th e o K natural é composto por 0,01% de ^{40}K , (Duque, M. R., 2012).

Tabela 2. Taxas de produção de calor, meias vidas e concentrações de isótopos radioactivos existentes no interior da Terra (Duque, M. R., 2012).

Isótopo	Produção de Calor (W/kg)	Meia vida (ano)	Concentração (kg/kg)
^{238}U	$9,46 \times 10^{-5}$	$4,47 \times 10^9$	$30,8 \times 10^{-9}$
^{235}U	$5,69 \times 10^{-4}$	$7,04 \times 10^8$	$0,22 \times 10^{-9}$
U	$9,81 \times 10^{-5}$		$31,0 \times 10^{-9}$
^{232}Th	$2,64 \times 10^{-5}$	$1,40 \times 10^{10}$	124×10^{-9}
^{40}K	$2,92 \times 10^{-5}$	$1,25 \times 10^9$	$36,9 \times 10^{-9}$
K	$3,48 \times 10^{-9}$		$31,0 \times 10^{-5}$

Na tabela 3 apresenta-se a concentração de elementos radioactivos e a produção de calor de algumas rochas. O granito é a rocha que produz mais calor devido à desintegração de materiais radioactivos, pois é a que possui maior concentração destes elementos. A medição do calor gerado pelas rochas da crosta, na actualidade, pode ser usada para calcular o calor gerado no passado.

Tabela 3. Concentração dos elementos radioactivos e produção de calor de algumas rochas, (Duque M.R., 2012)

Tipo de rocha	Taxa de geração de calor ($\mu\text{W}/\text{m}^3$)
Granito	3,0
Basalto Alcalino	0,5
Diorito	1,1
Gabro	0,46
Dunito	0,0042
Peridotito	0,0105
Arenito	0,34-1,0
Crusta Continental	1,0
Crusta Oceânica	0,5
Manto	0,02

Por outro lado, a concentração de elementos radioactivos pode ser usada na datação das rochas (geocronologia).

Com é de se referir, o fluxo de calor não é homogéneo em toda a Terra, havendo zonas com maior ou menor fluxo como se observa na figura 4. Nas zonas mais recentes o valor é maior uma vez que a contribuição dos elementos radioactivos é maior.

Como resumo do que está expresso, pode-se admitir que o fluxo de calor em oceanos é superior ao fluxo de calor nos continentes. Segundo Anderson (1934) que fez a primeira estimativa do fluxo de calor em Inglaterra a partir de gradientes de temperatura medidos em furos e valores de condutividade térmica das principais rochas atravessadas pelos furos concluiu que o fluxo de calor na Terra seria de $63 \text{ mW}/\text{m}^2$.

Mais tarde, Benfield e Bullard (1939), publicaram os primeiros fluxos de calor obtidos em continentes. Os primeiros valores em oceanos foram feitos por Petterson em 1949.

Na tabela 4 encontram-se valores de fluxos de calor para oceanos e continentes.

Tabela 4. Área e calor total nos oceanos e nos continentes (Jaupart C. e Mareschal J., 2011)

	Área (km ²)	Calor Total (TW)
Oceanos		
Oceânico	273 x 10 ⁶	
Bacias marginais	27 x 10 ⁶	
Oceanos (total)	300 x 10 ⁶	32
Continentes		
Pré-câmbrico	95 x 10 ⁶	
Paleozoico	23 x 10 ⁶	
Continental estável	118 x 10 ⁶	
Continental activo	30 x 10 ⁶	
Submerso (margens e bacias)	62 x 10 ⁶	
Continente (total)	210 x 10 ⁶	14

Segundo Jaupart C. e Mareschal J. (2011) o fluxo de calor nos oceanos é mais do dobro do fluxo nos continentes, a área oceânica também é maior que a área continental o que pode levar a que o total de calor perdido siga também a mesma tendência.

4. ENERGIA GEOTÉRMICA

Como já foi referido anteriormente, existem zonas com um fluxo de calor anormalmente alto, medido à superfície. Estas regiões podem ser caracterizadas por geysers, vulcões ou fontes termais. Estes jazigos com características geotérmicas contêm água a temperaturas superiores a 100°C que pode chegar à superfície sob a forma de vapor através de fissuras ou furos no solo. Esta situação ocorre porque a

temperatura no interior da Terra é superior à verificada à superfície (Duque, M. R., 2012).

Os dados obtidos à superfície da Terra, em continentes e oceanos, são introduzidos em bases de dados contendo vários parâmetros tais como a localização da medição, a geologia da região, o valor da condutividade térmica e da produção de calor por elementos radioactivos.

Em 2010, Davies e Davies, apresentaram um trabalho em que o número de dados de fluxo utilizados foi de 38347. Este número parece um valor elevado mas não cobre todas as regiões da Terra continuando-se a fazer medições, (Duque M R, 2012).

Com base nestes dados e na área ocupada pelos diversos valores têm sido elaborados modelos que permitem calcular o fluxo de calor perdido por toda a superfície da Terra.

4.1. Tipos de Sistemas Geotérmicos

Para existir um campo geotérmico é necessário reunir diversas condições. São elas: uma grande fonte de calor, um reservatório para acumular o calor e uma barreira para conter esse calor no reservatório. Os sistemas geotérmicos variam de acordo com as condições geológicas do local onde estão inseridos. A sua classificação poderá depender de muitos factores. Assim, podem dividir-se nas seguintes categorias (Gupta, H e Roy, S, 2007):

- ✓ Campos geotérmicos de vapor dominante;
- ✓ Água quente;
- ✓ Geopressurizados;
- ✓ Rocha seca e quente;
- ✓ Magma.

Relativamente aos campos geotérmicos caracterizados pela predominância de vapor, contêm água a elevadas pressões e temperaturas que ultrapassam os 100°C. Quando a água é trazida para a superfície da Terra, a sua pressão reduz-se consideravelmente, gerando grandes quantidades de vapor e é produzido uma mistura de vapor saturado e água, (Gupta, H e Roy, S, 2007).

Em relação aos campos geotérmicos caracterizados pela água quente, as correntes de convecção da água transportam o calor da fonte em profundidade para o reservatório. A parte inferior da célula convectiva pode ser aquecida por condução através das rochas quentes. A geologia dos campos geotérmicos de água quente é similar a um comum sistema de águas subterrâneas. Este tipo difere do tipo anterior uma vez que a água quente dos sistemas geotérmicos é caracterizada pela água líquida com controlo de pressão na fase do fluido. A temperatura da água nos reservatórios varia, normalmente entre os 60 e os 100°C e ocorre a profundidades entre 1500 a 3000 m, (Gupta, H e Roy, S, 2007).

Os sistemas geopressurizados, são definidos como um tipo de ambiente hidrotermal cuja água quente é praticamente isolada de trocas com as rochas circundantes (Duffield e Sass, 2003). Estes sistemas formam-se numa bacia com uma formação muito rápida a partir de sedimentos, resultando numa pressão maior do que na água hidrotermal. O primeiro sistema deste tipo a ser identificado, deu-se em camadas sedimentares profundas no Golfo do México à profundidade entre 6 e 8km com pressões superiores a 130 MPa e temperaturas na ordem dos 150 a 180°C, (Gupta, H e Roy, S, 2007).

Os sistemas geotérmicos de rocha quente e seca possuem um fluido (maioritariamente vapor e água) que é responsável pelo aparecimento de calor à superfície da Terra ou para profundidades menores daquelas a que poderia ser explorado. Estas ocorrências são restritas a determinadas zonas com condições geológicas favoráveis, nomeadamente, em zonas de fronteira de placas. Existe também outro tipo destes sistemas em que o calor geotérmico se acumula em poros permeáveis das rochas, em zonas pouco profundas, na crosta terrestre, sem qualquer fluido para armazenar ou transportar o calor. Esta situação pode ocorrer a cerca de 10 km de profundidade e atingir cerca de 650°C. Estes sistemas podem resultar de diversas situações como vulcanismo recente, fluxo de alta temperatura ou localizados em zonas de fontes de calor radioactivo, (Gupta, H e Roy, S, 2007).

Por último, o magma que ocorre na natureza como um material rochoso, líquido quente e viscoso que mantem a fluidez até à solidificação. Normalmente o magma solidifica sob a forma de rocha ígnea a temperaturas variáveis que dependem da sua

composição e pressão, rondando os 600 e 1400°C. O magma ou solidifica ou forma reservatórios a alguma profundidade da superfície da Terra. A extracção de calor do magma foi testada durante os anos 80 no Hawaii mas é algo que ainda não se encontra suficientemente desenvolvido para se utilizar, (Gupta, H e Roy, S, 2007).

Na figura 5 é representando o esquema de um campo geotérmico, neste caso é do tipo sistema geotérmico de água quente.

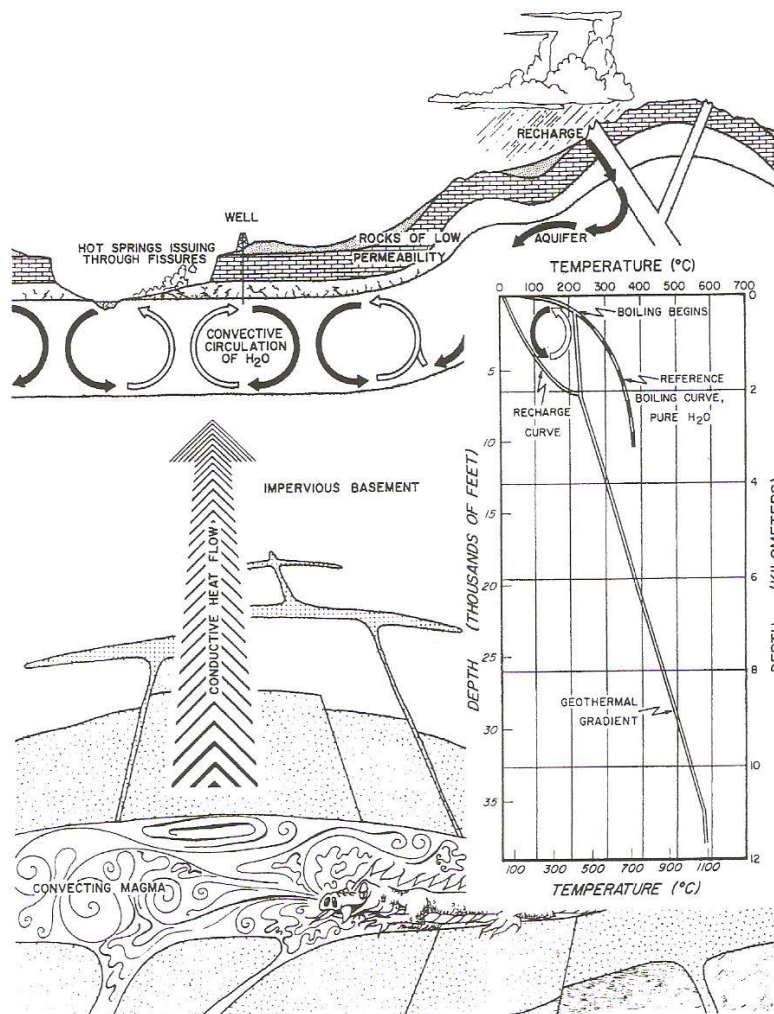


Figura 5. Esquema de um campo geotérmico, (Gupta, H e Roy, S, 2007).

Um campo geotérmico típico possui:

- ✓ Uma fonte de calor de grande capacidade;
- ✓ Uma zona de rocha fracturada (permeável) constituindo o reservatório geotérmico;
- ✓ Uma zona de cobertura de rochas pouco permeáveis na parte superior do reservatório;
- ✓ Um regime hidrológico favorável, associado a zonas de fractura que permitem a infiltração da água da chuva.

A fonte de calor é, geralmente, constituída por uma intrusão magmática com temperatura elevada (superior a 600°C). O calor, produzido por esta fonte, é conduzido através da rede cristalina das rochas que formam a base do reservatório, e vai aquecer a água que se encontra dentro do reservatório poroso. Este tipo de fonte é frequente em zonas de vulcanismo recente (Açores, Japão e América Central), (Gupta H. and Roy S., 2007).

A água, proveniente das chuvas, penetra em profundidade através das zonas de fractura, e aquece durante a circulação através das rochas aquecidas que constituem o reservatório. A subida da água quente, com eventual formação de fontes naturais, depende da existência de fracturas na cobertura do reservatório. Este pode ser constituído por rochas porosas, como é o caso dos tufos vulcânicos, ou por rocha fissurada. A cobertura é formada por rochas impermeáveis ou com permeabilidade reduzida, (Gupta H. and Roy S., 2007).

O regime hidrológico é um factor importante na caracterização dos campos geotérmicos determinando a possibilidade da sua exploração industrial, pois dele depende a recarga do reservatório.

Na Europa, existem campos de água quente na região do Lago Baikal, na ex-URSS, e na Planície Húngara. Em Portugal, existem fontes termais de água quente na região norte e centro do país e nos Açores. Na ilha de S. Miguel, efectua-se a exploração de energia geotérmica.

5. ENERGIA GEOTÉRMICA DE BAIXA ENTALPIA – BOMBAS DE CALOR

Segundo Solé, A. (2008), o sistema de aquecimento/refrigeração aproveita a inércia térmica da terra a profundidades que vão desde 2m até 150m. Este tipo de energia diferencia-se da energia geotérmica convencional em que a água é captada a profundidades que podem chegar aos 5000m de profundidade. A climatização realiza-se aproveitando a diferença de temperatura entre o subsolo e o ambiente, através de um aproveitamento, a temperatura mais alta do solo para o aquecimento no Inverno e, no Verão, a temperatura mais baixa do subsolo para a refrigeração. Sendo um aproveitamento de baixa entalpia, as suas temperaturas poderão variar entre os 0 e 20°C, normalmente, sendo temperaturas bem diferentes da energia geotérmica convencional que opera a temperaturas bem mais elevadas e utiliza furos de água bem mais profundos.

Este sistema pode ser aberto no caso de se ter uma fonte de água de um poço, rio, lago, etc. A tubagem colectora extrai a água e envia-a até ao equipamento de conversão, nomeadamente a bomba de calor, e depois repõe a água a uma determinada distância da sua origem, sem contaminar o processo.

O sistema fechado compõe-se basicamente de rede de tubagens enterradas no subsolo (vertical ou horizontal), submersas, com água no seu interior circulando mediante uma bomba, bomba geotérmica com refrigerante num circuito intermédio e o circuito de distribuição do edifício pode incorporar, solo radiante, radiadores, condutas de ar para distribuir o aquecimento/arrefecimento vindo do permutador enterrado na Terra (Solé, A., 2008).

Estes sistemas são cada vez mais utilizados uma vez que fazem face ao consumo excessivo de combustíveis fósseis, sendo que este tipo de energia é uma energia limpa, não dependendo de combustíveis fósseis e é renovável. Esta é uma pequena mas importante medida que pode ajudar a travar o aumento do buraco da camada do ozono mas que de outra forma encontra-se limitado pelos custos de capital necessários à prospecção e à instalação dos equipamentos.

Em Portugal Continental, a maior parte dos aproveitamentos geotérmicos é utilizada para a balneoterapia e aquecimento ambiental. Ainda não é totalmente aproveitado para o caso do aquecimento de habitação ou edifícios de serviços apesar de, cada vez mais, ser utilizado para este fim.

Existiu um exemplo de utilização das águas subterrâneas para aquecimento do edifício de um hospital em Lisboa, efectuado a partir de um furo com cerca de 1500 metros de profundidade, que captava água com cerca de 50°C a partir do aquífero do Apciano-Albiano (Cretácico inferior), na bacia de Lisboa mas que se encontra encerrado por contaminação com água salgada. Relativamente a este exemplo existiam 2 furos, um no Lumiar com 1495 m de profundidade, com uma extracção de 5L/s, com uma temperatura entre 49 e os 52°C. Este furo esteve em funcionamento até 2001 tendo sido desactivado devido à diminuição do caudal, pela salinização da água e pelo colapso do revestimento. O furo existente em Oeiras, tem uma profundidade de 500 m, caudal de 6L/s, a sua temperatura ronda os 30°C e também se encontra desactivado uma vez que sofreu uma salinização progressiva da água. Neste momento encontra-se desactivado e deteriorado.

Existe actualmente um caso de aquecimento através da energia geotérmica, implementado e em funcionamento no Instituto Politécnico de Setúbal. Há também projectos relativos a implementação de um sistema deste tipo num edifício afecto à Universidade de Coimbra.

Os diversos tipos de utilização da energia contida nos fluidos geotérmicos dependem fortemente do caudal disponível, da temperatura e da qualidade da água (especialmente da sua salinidade, dado que águas com salinidades elevadas impossibilitam o uso directo das águas nas instalações de aproveitamento geotérmico devido ao seu efeito corrosivo). O caudal disponível e a temperatura vão influenciar as dimensões da “central” geotérmica, constituindo a temperatura um factor muito importante, na medida em que determina o tipo de aplicação geotérmica. Os recursos geotérmicos de baixa entalpia prestam-se geralmente à utilização directa do calor, por meio de permutadores ou de bombas de calor, para aquecimentos domésticos, industriais e agrícolas, (Chandrasekharam D. e Bundschuh J., 2008).

Na tabela 5 mostram-se as possíveis utilizações dos recursos geotérmicos de acordo com a temperatura.

Tabela 5. Aplicações usuais dos aproveitamentos geotérmicos consoante a temperatura da água extraída, (Chandrasekharam D. e Bundschuh J., 2008).

Temperatura (°C)	Utilizações possíveis
180	Evaporação de soluções concentradas;
170	Fabrico de água pesada – método SH ₂ ;
160	Secagem de farinha de peixe;
150	Preparação de alumínio pelo processo de Bayer.
140	Secagem de produtos agrícolas;
130	Refinação de açúcar;
120	Destilação de água doce.
110	Secagem de placas de cimento pré-fabricadas.
100	Secagem de algas;
90	Secagem de peixe.
80	Aquecimento dos edifícios por convecção.
70	Limite inferior dos ciclos de refrigeração.
60	Aquecimento de estufas.
50	Usos em estâncias termais.
40	Aquecimento dos solos
30	Água para piscinas (usos directos)
20	Piscicultura (usos directos)

6. APROVEITAMENTO DE BAIXA ENTALPIA EM CLIMATIZAÇÃO

No geral, as bombas de calor são equipamentos com elevado custo, em comparação com outros sistemas de aquecimento, mas ao longo do tempo tornam-se rentáveis uma vez que se vão tornando económicas em relação a outras situações pois diminuem o valor dos custos de energia para aquecimento. Um ciclo de refrigeração

pode ser analisado em termos da sua eficiência energética através do coeficiente de performance, COP, uma grandeza adimensional. O COP é comumente utilizado para se avaliar a capacidade de refrigeração obtida e o trabalho gasto.

As bombas de calor são cada vez mais utilizadas, mesmo em uso doméstico, como se pode constatar, por exemplo, nos lares dos Estados Unidos da América. As bombas de calor mais usadas são as do tipo ar-ar (que utilizam como fonte de aquecimento o ar atmosférico). Também existe o sistema que utiliza, como fonte de calor, água. Este tipo, normalmente, utiliza água de poços situados até uma profundidade de cerca de 80 m, no intervalo de temperaturas entre 5 e 18°C, onde o problema de congelamento não surge. Este tipo possui COP's mais altos, mas também são mais complexos e exigem um fácil acesso a grandes corpos de água. O COP das bombas de calor, normalmente varia entre 1,5 e 4, dependendo do sistema utilizado e da temperatura da fonte, (Ferreira, R., 2010).

A capacidade e a eficiência das bombas de calor diminuem significativamente a baixas temperaturas. Assim, a maioria das bombas de calor como fonte de calor ar exige um sistema de aquecimento auxiliar, como aquecedores eléctricos, gás ou óleo. Como as temperaturas da água e do solo não variam muito, o aquecimento auxiliar poderá não ser necessário para os sistemas com fonte a água ou geotérmico. Mesmo assim, os sistemas de bomba de calor devem ser suficientemente potentes para atender à carga máxima de aquecimento (Ferreira, R., 2010).

Para que o mesmo sistema seja utilizado tanto para aquecimento como para arrefecimento tem que ter acoplado a válvula reversível, como acontece no caso em estudo. Como resultado, tem-se o condensador da bomba de calor que funciona como evaporador. Da mesma forma o evaporador da bomba de calor funciona como condensador do sistema.

6.1. Características da Bomba de Calor

Sabe-se que o calor flui na Natureza na direcção da menor temperatura, ou seja, das regiões de maior temperatura para a menor temperatura. Este processo ocorre sem a necessidade de dispositivos ao contrário do processo inverso, que necessita de dispositivos intitulados de refrigeradores ou então através da bomba de calor que são

dispositivos essencialmente iguais, diferindo apenas no seu objectivo. Os refrigeradores têm como objectivo manter o espaço refrigerado a uma temperatura baixa, removendo o calor desse espaço. O objectivo de uma bomba de calor é manter um espaço aquecido a uma temperatura fixa. Isso é realizado pela absorção do calor de uma fonte a baixa temperatura, como a água de um poço ou o ar exterior frio do inverno, e pelo fornecimento desse calor para um meio mais quente, como uma casa.

A bomba de calor, de certa forma, é semelhante ao frigorífico, nomeadamente o seu princípio de funcionamento é semelhante. A diferença é que a bomba de calor tem dispositivos acoplados que permitem enviar calor em qualquer sentido, permitindo assim tanto aquecimento como o arrefecimento, (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

A bomba de calor permite o aquecimento e o arrefecimento tanto de edifícios como de processos industriais. A bomba de calor é capaz de forçar o fluido de calor na direção inversa, de mais baixa temperatura para a temperatura mais alta, utilizando uma pequena quantidade de energia sob a forma de electricidade, combustível ou calor perdido.

A energia que uma bomba de calor consome é muito baixa, por exemplo, para o aquecimento de um edifício, que necessita de 100kWh a bomba precisa apenas de 20 a 40kWh para funcionar, (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

O sistema poderá ser composto pelo compressor, válvula de expansão e permutadores de calor, o evaporar e o condensador.

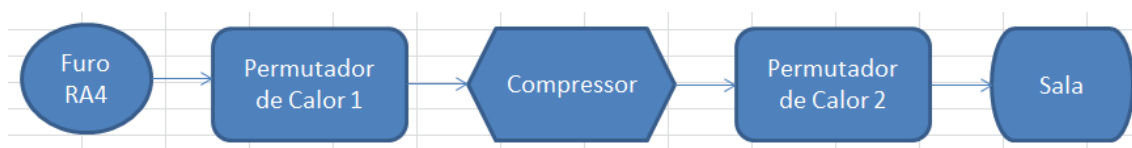


Figura 6. Esquema simplificado do caso em estudo.

Segundo Çengel, Y. *et al.* (2007), no modo de aquecimento, a temperatura do fluido de trabalho no evaporador mantém-se mais baixa que a temperatura da fonte de calor. Deste modo, o calor flui da fonte de calor para o líquido, fazendo com que o fluido de trabalho se evapore. O compressor comprime este vapor a alta pressão e alta temperatura. O vapor comprimido entra no condensador onde passa ao estado líquido,

libertando, na condensação, um calor útil. O líquido condensado que se encontra a uma pressão elevada expande-se na válvula de expansão e retorna ao seu estado inicial de pressão e temperatura e o ciclo repete-se novamente.

Para trocar o sentido do sistema é necessário, Çengel, Y. *et al.*, (2007):

- Uma válvula de inversão de quatro vias que pode inverter o caudal do fluido refrigerante no circuito sem modificar a direcção do caudal através do compressor;
- Uma válvula de expansão bidireccional que permite que o fluxo do refrigerante se realize em qualquer direcção.

As máquinas térmicas são dispositivos cíclicos, o que significa que o fluido de trabalho de uma máquina térmica volta ao seu estado inicial ao fim de cada ciclo. Durante uma parte do ciclo, o trabalho é realizado pelo fluido de trabalho e, durante outra parte, o trabalho é realizado sobre o fluido de trabalho. A diferença entre as duas partes é o trabalho líquido realizado pela máquina térmica. A eficiência de um ciclo de máquina térmica depende de como são executados os processos individuais que compõem o ciclo. O trabalho líquido e a eficiência do ciclo podem ser maximizados com o uso de processos que exijam o mínimo de trabalho e resultem no máximo de trabalho, ou seja, usando processos reversíveis. Assim, os ciclos reversíveis poderão ser os mais eficientes, ou seja, ciclos compostos inteiramente de processos reversíveis, (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

Ciclos reversíveis não podem ser realizados na prática porque as irreversibilidades associadas a cada processo não podem ser eliminadas, logo os ciclos reversíveis térmicos representam os limites superiores para o desempenho dos ciclos reais. Máquinas térmicas e refrigeradores que operam em ciclos reversíveis servem como modelo com os quais podem ser comparados os refrigeradores e máquinas térmicas reais, (Solé, A., 2008).

6.2. Ciclo de Carnot

As bombas de calor são mais competitivas quando possuem uma grande carga de arrefecimento durante a estação de arrefecimento e uma carga de aquecimento

relativamente pequena durante a estação de aquecimento. A bomba de calor é menos competitiva em áreas nas quais a carga de aquecimento é muito grande e a carga de arrefecimento é muito pequena.

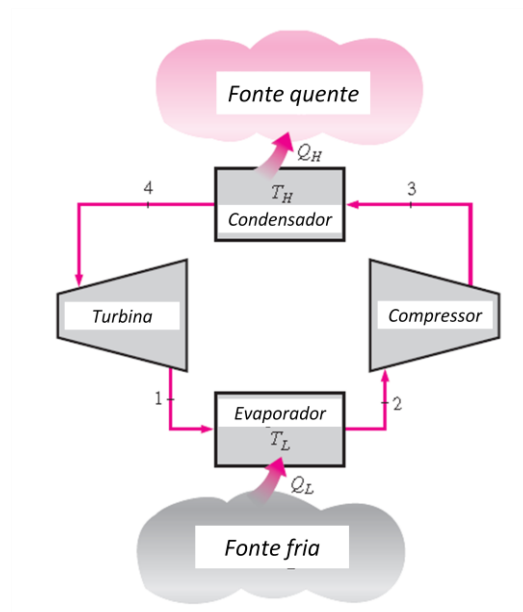


Figura 7. Esquematização do ciclo de refrigeração de Carnot (Fonte: Çengel, Y. *et al.*, 2007).

Associado a este ciclo de refrigeração existe o ciclo termodinâmico que apresenta esta mesma situação.

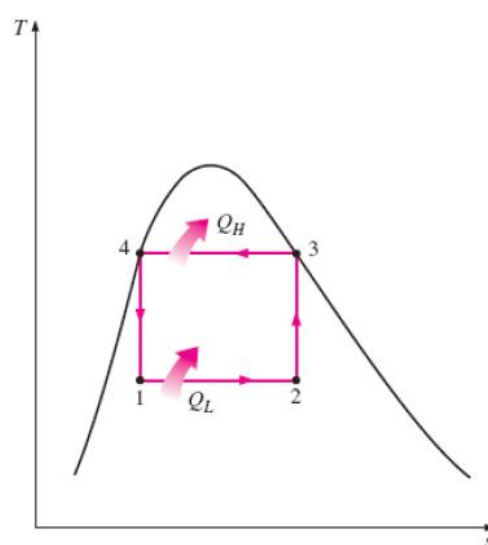


Figura 8. Diagrama temperatura-entropia do ciclo de Carnot, (Fonte: Çengel, Y. *et al.*, 2007).

O funcionamento de uma bomba de calor baseia-se no princípio de Carnot, sendo que este princípio representa a situação ideal.

Todos os processos que formam este ciclo podem ser invertidos e assim passa-se a ter o ciclo de Carnot de refrigeração. Este ciclo permanece exactamente o mesmo que o anterior, excepto pelas direcções das interacções de calor e trabalho, que são invertidas: uma quantidade de calor é removida do reservatório a baixa temperatura, uma quantidade de calor é rejeitada para um reservatório a alta temperatura sendo necessário trabalho líquido para realizar o ciclo. O ciclo de Carnot para a refrigeração é idêntico ao que se mostra nas figuras 7 e 8 com a excepção das direcções dos processos que são invertidas (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

O ciclo de Carnot é constituído por quatro processos reversíveis, dois isotérmicos e dois adiabáticos e pode ser executado por um sistema fechado ou por um sistema aberto com escoamento em regime permanente, como se mostra na figura 9.

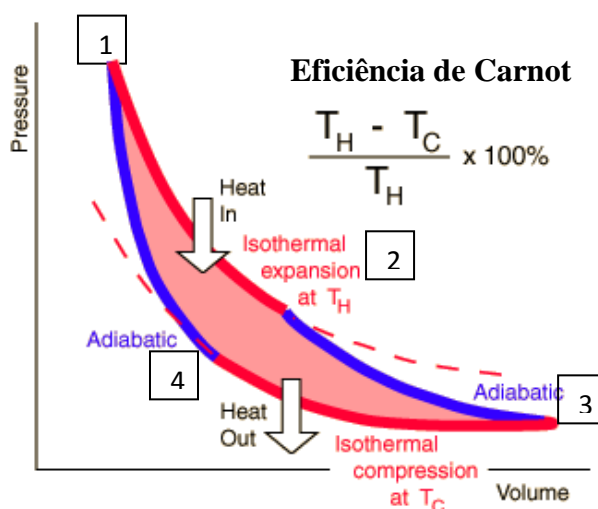


Figura 9. Ciclo de Carnot. (Fonte: hyperphysics, 2013)

6.3. Sistema de compressão de vapor

O procedimento de compressão de vapor mais eficaz para produzir um trabalho a partir de 2 focos de temperatura é a máquina de Carnot, ideal, a qual utiliza calor para realizar trabalho (Solé, A., 2008).

No diagrama P-V do ciclo, está representado o trabalho de fronteira de processos de quase-equilíbrio através da área sob a curva do processo (internamente reversíveis).

A área sob a curva 1-2-3 é o trabalho realizado pelo gás durante a parte de expansão do ciclo e a área sob a curva 3-4-1 é o trabalho realizado sobre o gás durante a compressão do ciclo. A área compreendida pelas curvas do ciclo (área 1-2-3-4-1) é a diferença entre as duas áreas e representa o trabalho líquido realizado durante o ciclo, (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

Se considerarmos o ciclo de Carnot, utilizando um sistema em modo de aquecimento com o gás contido dentro de um cilindro dotado de um pistão (compressor) é a seguinte, (Solé, A., 2008):

1. Expansão isotérmica - Inicialmente o gás ocupa o volume mínimo (V_{\min}) à temperatura T_2 a pressão alta P_{alta} . Neste estágio transfere-se calor ao cilindro desde a fonte de temperatura T_2 (Terra), com o gás que se expande. Neste movimento do pistão, o gás tende a arrefecer, para absorver calor de T_2 , mantendo a sua temperatura constante. O gás ao expandir-se produz um trabalho sobre o pistão e como a temperatura permanece constante, todo o calor absorvido de T_2 converte-se em trabalho.
2. Expansão adiabática – Ao terminar a expansão isotérmica tem lugar a expansão adiabática (sem troca de calor). O gás arrefece até alcançar exactamente a temperatura T_1 , no momento em que o pistão alcança o ponto máximo do seu funcionamento e o gás alcança o seu volume máximo V_{\max} .
3. Compressão isotérmica – A saída de calor, proveniente da fonte de calor de temperatura T_1 , comprime o gás, mas este não aumenta a sua temperatura porque vai libertando calor para a fonte fria (no caso do aquecimento de um edifício, para o ambiente interno do edifício).
4. Compressão adiabática – Durante o resto da compressão, o gás eleva a sua temperatura até alcançar exactamente o valor T_2 enquanto que o volume do gás chega ao seu valor mínimo V_{\min} .

O Coeficiente de Performance (COP) é a relação entre o calor de saída do sistema e a energia eléctrica do sistema consumida no compressor e nas unidades que movem o fluido de transferência de calor (bomba de água no caso da energia geotérmica), (Solé, A., 2008).

O ciclo de compressão fechado está baseado no Ciclo Ideal de Carnot, operando entre as temperaturas T_1 e T_2 sendo, (Solé, A., 2008):

$$COP_C = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (4)$$

O COP do refrigerador e da bomba de calor, respectivamente, pode ser também calculado da seguinte forma:

$$COP = \frac{\text{Resultado desejado}}{\text{Entrada necessária}} = \frac{\text{Potência retirada da sala}}{\text{Gasto (Potência do compressor)}} = \frac{Q}{W} \quad (5)$$

As relações anteriores também podem ser expressas através das taxas em vez das quantidades.

Note-se que relacionando as duas expressões anteriores se obtém a seguinte relação:

$$COP_{BC} = COP_R + 1 \quad (6)$$

Isto para valores fixos de Q_F e de Q_Q e com $COP_{BC} > 1$. Admite-se que parte do Q_Q se perde para o ar externo por meio de tubulação e de outros dispositivos e o COP_{BC} pode cair abaixo da unidade quando a temperatura do ar exterior estiver baixa demais. Normalmente, quando isto acontece, passa-se para um sistema alternativo de combustão ou aquecimento à resistência, (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

Na figura 10 é apresentado um diagrama de temperatura – entropia de um ciclo de compressão de vapor.

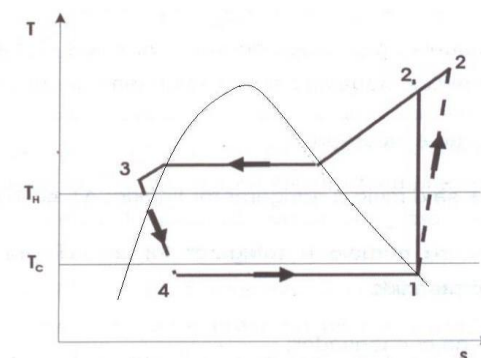


Figura 10. Diagrama de temperatura – entropia de um ciclo de compressão de vapor, (Ferreira, R., 2010).

Em relação aos ciclos teóricos há ainda a acrescentar alguns efeitos que se fazem sentir nas montagens finais. Destacam-se perdas de carga no condensador, no evaporador e no restante circuito que, aliadas ao facto da compressão não ser isentrópica, resultam num aumento do trabalho de compressão. Assim o diagrama pressão – entalpia do ciclo real é diferente do diagrama do ciclo ideal, (Ferreira, R., 2010).

6.4. Ciclo de Carnot reverso

A reversão do ciclo de Carnot também reverte as direcções das interacções de calor e trabalho. O resultado é um ciclo que opera na direcção anti-horária num diagrama T-S – Ciclo de Carnot reverso. Todos os quatro processos que compreendem o ciclo de Carnot podem ser revertidos, incluindo também a reversão das interacções de calor e trabalho (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

Considerando um ciclo de Carnot reverso, o refrigerante absorve calor na forma isotérmica de uma fonte a baixa temperatura a T_F na quantidade de Q_F (processo 1-2), é comprimido de forma isentrópica até ao estado 3 (a temperatura eleva-se até T_Q) na quantidade Q_Q (processo 3-4) e expande-se até ao estado 1 (a temperatura cai até T_F). O refrigerante muda de um estado de vapor saturado até um estado de líquido saturado no condensador durante o processo 3-4 (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

Assim os COP's são expressos da seguinte forma:

$$COP_{R,Carnot} = \frac{1}{T_Q/T_F - 1} \quad (7)$$

$$COP_{BC,Carnot} = \frac{1}{1 - T_F/T_Q} \quad (8)$$

Pode-se verificar que ambos os COP aumentam à medida que a diferença entre as duas temperaturas diminui como se pode verificar também quando se abordou o tema em relação ao sistema de compressão de vapor.

O Ciclo de Carnot reverso é o ciclo de refrigeração mais eficiente que opera entre dois níveis específicos de temperatura.

Os dois processos isotérmicos de transferência de calor não são difíceis de atingir na prática, uma vez que a manutenção da pressão constante automaticamente mantém a temperatura de uma mistura de duas fases no valor da temperatura de saturação. Assim, os processos 1-2 e 3-4 podem ser muito próximos dos obtidos em evaporadores e condensadores reais. Entretanto, os processos 2-3 e 4-1 não podem ser obtidos com exactidão na prática. Esta situação ocorre porque o processo 2-3 envolve a compressão de uma mistura de líquido e vapor, o que exige um compressor que lide com duas fases, e o processo 4-1 envolve a expansão de refrigerante numa turbina. Também existe a dificuldade em manter condições isotérmicas durante os processos de absorção e rejeição de calor (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

Assim se conclui que o Ciclo de Carnot reverso só pode ser utilizado como padrão para os ciclos de refrigeração e nunca como ciclo a utilizar na realidade.

6.4. Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

Um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor difere do ciclo ideal de várias maneiras, principalmente devido às irreversibilidades que ocorrem nos diversos componentes. Duas fontes comuns de irreversibilidades são o atrito do fluido, que causa quedas de pressão, e a transferência de calor de ou para a vizinhança. Na figura 11 apresenta-se o diagrama T-S do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor, (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

Segundo Çengel, Y. *et al.*, (2007), no ciclo ideal, o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como vapor saturado. Na prática, porém, pode não ser possível controlar o estado do refrigerante de modo tão preciso. Em vez disso, é mais fácil criar o sistema para que o refrigerante fique ligeiramente superaquecido na entrada do compressor. Essa pequena segurança de projecto garante que o refrigerante esteja totalmente vaporizado quando entra no compressor. Da mesma forma, a linha que conecta o evaporador ao compressor em geral não é muito longa. Assim, a queda de pressão causada pelo atrito do fluido e pela transferência de calor da vizinhança para o refrigerante pode ser significativa. O resultado do superaquecido e das quedas de pressão no evaporador e na linha de conexão é um aumento no volume específico e portanto, um aumento nos requisitos de entrada de potência para o compressor, uma vez

que o trabalho com escoamento em regime permanente é proporcional ao volume específico.

O processo de compressão no ciclo ideal é internamente reversível e adiabático e, portanto, é isentrópico. Entretanto, o processo real de compressão envolve efeitos de atrito, o que aumenta a entropia e a transferência de calor, que pode aumentar ou diminuir a entropia, dependendo da direcção. Dessa forma, a entropia do refrigerante pode aumentar (processo 1-2) ou diminuir (processo 1-2') durante um processo real de compressão, dependendo dos efeitos que dominam. O processo de compressão 1-2' pode ser mais desejável do que o processo de compressão isentrópica, uma vez que o volume específico do refrigerante e, portanto, os requisitos de entrada de trabalho são menores, neste caso. Assim, o refrigerante deveria ser arrefecido durante o processo de compressão sempre que isso fosse prático e económico, (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

No caso ideal, o refrigerante sai do condensador como líquido saturado à pressão de saída do compressor. Na realidade, uma certa queda de pressão é inevitável no condensador, bem como nas linhas que conectam o condensador ao compressor e à válvula de expansão. Não é fácil executar o processo de condensação com a precisão que permita que o refrigerante seja um líquido saturado no final, e não é desejável direccionar o refrigerante para a válvula de expansão antes que este esteja completamente condensado. Assim, o refrigerante é sub-arrefecido de alguma forma antes de entrar na válvula de expansão. No entanto, como o refrigerante entra no evaporador com a entalpia mais baixa pode absorver mais calor do espaço refrigerado. A válvula de expansão e o evaporador, em geral, estão localizados muito próximos entre si e a queda de pressão na linha de conexão é pequena, (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

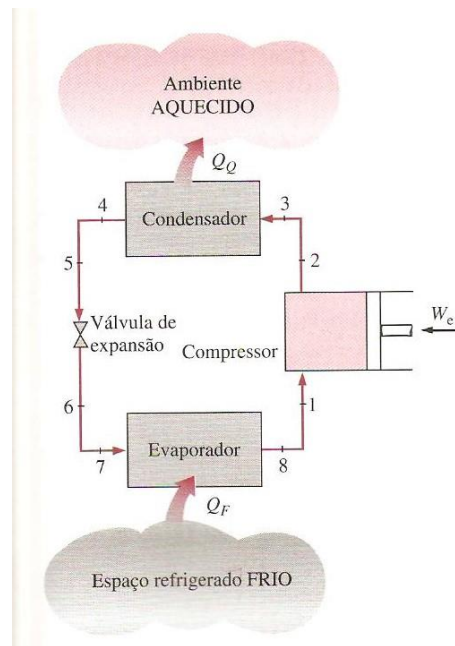


Figura 11. Diagrama do ciclo real, (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

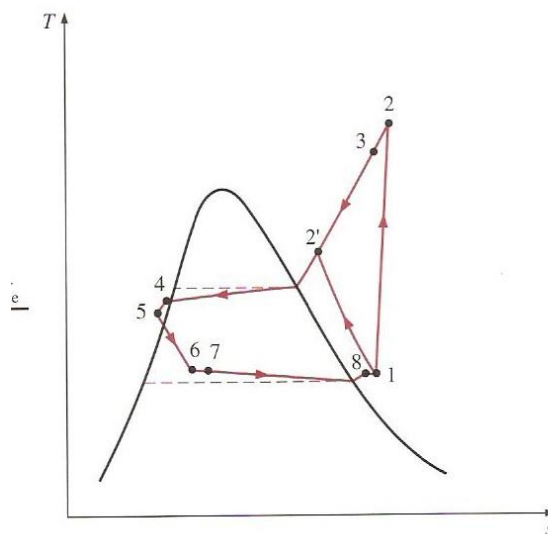


Figura 12. Esquema T-S do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor (Çengel, Y. *et al.*, 2007).

No caso do ciclo real, η_c = Rendimento de Carnot, resulta:

$$COP = \eta_c \times COP_c \quad (9)$$



Figura 13. Esquema simplificado de um sistema de aquecimento por bomba de calor.

(Fonte: Canalizar e aquecer, 2013)

6.5. Rendimento das bombas de calor

O rendimento da bomba de calor mede-se através do Coeficiente de Performance (COP) que é a relação entre o calor de saída e a energia eléctrica necessária para actuar sobre o compressor e a bomba eléctrica de líquido que circula pela serpentina, (Solé, A., 2008).

Os valores típicos do COP, dependendo das condições de funcionamento, variam entre 2 a 1 e de 5 a 1.

O rendimento considera-se o rendimento de Carnot com a seguinte expressão:

$$\eta(\text{eficiência da 2ª Lei}) = \frac{COP \text{ real da bomba de calor}}{COP \text{ ideal}} \quad (10)$$

No entanto, o COP de 5 indica que as bombas de calor são muito eficientes porque consomem pouca energia e rendem 5 vezes mais que a energia que gastam.

Os sistemas geotérmicos podem ser de dois tipos, de circuito aberto ou de circuito fechado, tendo aí um fluido de trabalho que não se mistura com a água captada. Nas bombas de circuito fechado, as tubagens poderão estar enterradas a 2 metros de profundidade em sistema horizontal, ou mais de 100m em circuito horizontal. No verão o terreno está mais frio que o ar o que leva ao arrefecimento do fluido de trabalho e no Inverno acontece o processo inverso, (Solé, A., 2008).

Na figura 14 apresentam-se os esquemas simplificados do circuito horizontal e do circuito vertical.

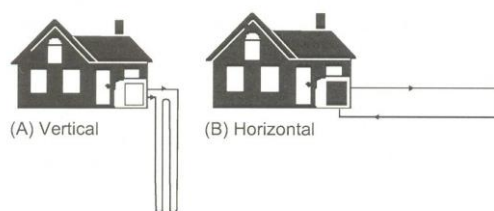


Figura 14. Circuitos típicos de instalações de energia geotérmica, (Lund J. *et al*, 2004).

O rendimento da bomba de calor mede-se nos modos de aquecimento e refrigeração e expressa-se, respectivamente, como COP_h (h= heating) e COP_c (c=cooling). Este rendimento é calculado dividindo a capacidade calorífica ou de refrigeração do sistema pela energia utilizada para que funcione, (Solé, A., 2008).

6.6. Tipos de Bombas de Calor

Existem diversos tipos de bombas de calor, sendo diferenciadas de acordo com os fluidos de entrada e saída. São eles, (Solé, A., 2008):

- Bombas de calor ar-água: Em que se extrai o calor do ar exterior e se transfere para os locais através de um circuito de água de baixa temperatura.
- Bombas de calor ar-ar: Em que o calor é extraído do ar exterior e transfere-se para os devidos locais através de condutas de ar.
- Bombas água-água: Utilizam como fonte de calor o calor da Terra ou aquíferos, ou de rios, lagos, etc., e transferem o calor através de radiadores.
- Bombas de calor água-ar: Utilizam a mesma fonte de calor que as bombas água-água e transferem-no através de ar em tubagens situados no edifício.

6.7. Componentes de um ciclo de compressão de vapor

Um ciclo de compressão de vapor tem diversos constituintes que vão ser descritos neste ponto. Assim os constituintes principais são os seguintes:

- ✓ Fluido refrigerante;

- ✓ Compressores;
- ✓ Sistema de expansão;
- ✓ Permutadores de calor.

6.7.1. Fluido Refrigerante

Cada fluido é adequado a uma determinada utilização e assim deverá ser escolhido de acordo com as características específicas a que terá de obedecer. Estas características passam pelas propriedades físicas, químicas, termodinâmicas, entre outras, (Ferreira, R, 2010).

De seguida, mostra-se uma lista de factores que vão influenciar na escolha de um fluido refrigerante, (Ferreira, R, 2010):

- ✓ Pressão de evaporação;
- ✓ Pressão de condensação;
- ✓ Temperatura de congelação;
- ✓ Calor latente de vaporização;
- ✓ Inflamabilidade;
- ✓ Toxicidade;
- ✓ Estabilidade relativamente aos materiais dos componentes;
- ✓ Detecção;
- ✓ Viscosidade e condutibilidade térmica;
- ✓ Solubilidade no óleo;
- ✓ Custos.

Segundo o estudo elaborado para a instalação do sistema de climatização no Instituto Politécnico de Setúbal, relativo aos fluidos refrigerantes, resultou que o melhor

fluido possível de se utilizar numa bomba de calor, nas condições presentes, seria o R134a, fluido este que foi utilizado nos cálculos efectuados neste trabalho.

6.7.2. Sistemas de expansão

O sistema de expansão em qualquer sistema consiste num orifício ou num qualquer outro tipo de restrição que serve basicamente para reduzir a pressão necessária para a mudança de fase no evaporador, processo este que ocorre a baixa temperatura, (Ferreira, R, 2010).

Alguns exemplos de equipamentos que permitem o sistema de expansão são:

- ✓ Válvula de expansão manual;
- ✓ Tubo capilar;
- ✓ Válvula de expansão termostática;
- ✓ Válvula de expansão de controlo electrónico;
- ✓ Válvula automática;
- ✓ Válvula de flutuador.

6.7.3. Permutadores de calor

Como o nome indica, permutadores de calor são dispositivos onde duas correntes de fluido em movimento trocam calor sem se misturarem. Os permutadores de calor poderão ser utilizados em diversas indústrias e aplicações domésticas e possuem diversas configurações, (Ferreira, R, 2010).

O permutador de calor mais simples é o de duplo tubo, ou de caixa e tubos, constituído por dois tubos concêntricos de diâmetros diferentes. Um fluido escoar no tubo interno e o outro no espaço anular entre os dois tubos. O calor é transferido do fluido quente para o fluido frio através da parede que os separa, (Çengel, Y., 2007).

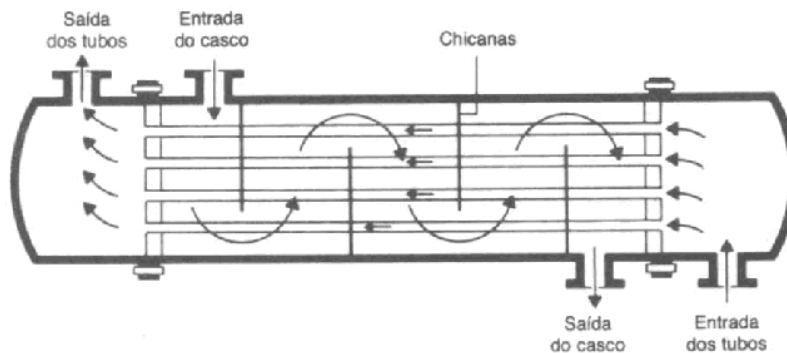


Figura 15. Esquema de permutador de caixa e tubos. (Fonte: Demec)

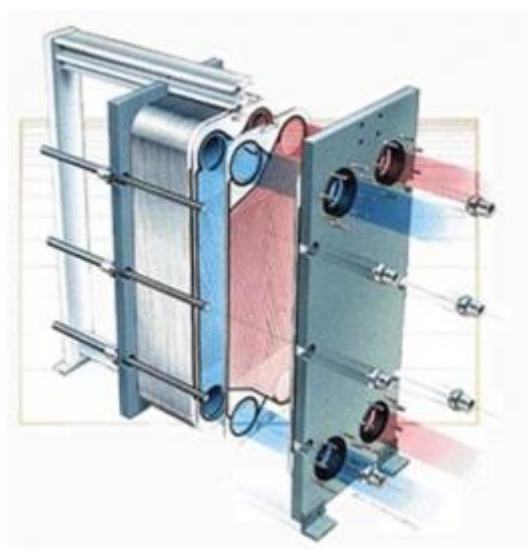


Figura 16. Esquema de um permutador de placas. (Fonte: Broilo, 2013)

A taxa de transferência de calor varia consoante a área disponível para essa transferência (quanto maior o tubo que está dentro da caixa maior a área de transferência de calor).

Existe um sistema muito simples que pode ser considerado um permutador de calor, é a chamada câmara de mistura onde os fluidos se misturam um com o outro. Estas câmaras são bem isoladas e não envolvem nenhum tipo de trabalho e da mesma forma as energias cinética e potencial das correntes de fluidos podem também ser desprezadas, (Çengel, Y., 2007).

Segundo Çengel, Y., (2007), o princípio de conservação de massa aplicado a um permutador de calor operando em regime permanente exige que a soma dos fluxos de

massa que entram sejam igual à soma dos fluxos de massa que saem, ou seja, o fluxo de massa de cada corrente de fluido que escoar num permutador de calor permanece constante.

Os permutadores de calor não envolvem, normalmente, interacções de calor ($w=0$) e as variações de energia cinética e potencial são desprezáveis ($\Delta ec \cong 0$, $\Delta ep \cong 0$) para cada corrente de fluido. A taxa de transferência de calor associada aos permutadores de calor depende do modo como o volume de controlo é escolhido. Os permutadores de calor destinam-se à transferência de calor entre dois fluidos dentro do dispositivo, e a caixa externa, em geral, é bem isolada para evitar qualquer perda de calor para a vizinhança, (Çengel, Y., 2007).

Se um permutador de calor é considerado como volume de controlo, a Q (potência calorífica) torna-se zero, uma vez que a fronteira neste caso está justamente abaixo do isolamento, e pouco ou nenhum calor atravessa a fronteira. No caso de apenas um dos fluidos ser considerado como volume de controlo, o calor atravessará a fronteira ao transferir-se de um fluido para outro e Q não será zero. Assim, Q será a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos, (Çengel, Y., 2007).

De seguida, vão ser abordados dois tipos de permutadores de calores diferentes:

- ✓ Condensadores;
- ✓ Evaporadores.

6.7.3.1. Condensadores

Este tipo de permutadores de calor tem como objectivo a rejeição de calor latente do circuito refrigerante. Simultaneamente, pretende-se que à saída deste elemento o fluido esteja completamente condensado para garantir o melhor desempenho dos restantes componentes da instalação (Ferreira, R., 2010).

Os condensadores dos sistemas refrigerantes são, usualmente, classificados de acordo com o fluido disponível para o seu arrefecimento.

Nos condensadores a ar, o fluido refrigerante condensa dentro de tubos expostos ao ar. Uma vez que o coeficiente de transferência de calor do ar é muito pequeno, os

tubos são geralmente alhetados. Se não se conseguir a transferência de calor desejada, passa-se para uma convecção forçada em detrimento de uma convecção natural, através de um ventilador. Um elemento que interfere com a eficiência deste equipamento é, por exemplo, a deposição de pó e outras sujidades no equipamento, aumentando assim as perdas no coeficiente de transferência de calor, (Ferreira. R., 2010).

Podem referir-se três tipos de condensadores, (Ferreira. R., 2010):

- ✓ Condensadores de tubo duplo em contra corrente;
- ✓ Condensadores de imersão;
- ✓ Condensadores multitubulares ou caixa e tubos.

6.7.3.2. Evaporadores

Pode-se proceder a uma classificação simples e objectiva dos evaporadores como:

- ✓ Evaporadores secos;
- ✓ Evaporadores inundados;
- ✓ Evaporadores de caixa e tubos.

7. CASO DE ESTUDO

Neste trabalho vai ser estudado parcialmente um sistema de climatização com aproveitamento de energia geotérmica. O sistema de climatização estudado encontra-se instalado num dos edifícios da Universidade de Évora, o colégio do Espírito Santo. Este sistema consiste em quatro furos verticais de captação e injeção de água, dos quais a água, quando captada é direccionada para um depósito que se encontra a cerca de 250 metros dos pontos de captação. Assim, através de uma bomba de calor instalada no sistema é feito o aproveitamento de calor para o arrefecimento e aquecimento do edifício da universidade. A climatização deste edifício é feita através de equipamentos instalados junto do tecto das salas uma vez que não seria possível a instalação de piso radiante, devido aos revestimentos das salas, nomeadamente, azulejos datados do século

XVI. O piso radiante seria o mais rentável neste tipo de climatização. O objectivo do trabalho efectuado pela empresa em questão foi a climatização das salas de aulas e sala dos actos da zona nascente do Colégio do Espírito Santo (CES), pisos 1 e 2, revitalização do sistema de climatização do auditório e da biblioteca.

O trabalho divide-se essencialmente em duas partes, a parte relativa aos furos e a água no subsolo com a transferência até à bomba de calor e a segunda parte é um modelo de funcionamento do sistema de aquecimento/refrigeração propriamente dito. A simulação de temperaturas, perdas de calor e necessidades energéticas foi efectuada para uma única sala de aulas do Colégio do Espírito Santo (sala n.º 121). Esta sala é caracterizada por ter paredes espessas, estar implantada entre outras salas de aula, ter duas janelas com vidro duplo, uma porta com baixo isolamento, chão forrado a madeira (tacos), paredes de argila e cobertas por azulejo até 1,57m de altura. Todas as outras salas foram consideradas, para efeitos de cálculos, como semelhantes a esta.

Problemas relacionados com o funcionamento do dispositivo originaram a falta de dados reais para podermos calibrar o modelo proposto e calcular as perdas.

7.1. Localização do sistema em estudo

Os furos em questão estão localizados no Colégio do Espírito Santo, Universidade de Évora, no centro histórico da cidade de Évora, bem no centro do Alentejo.

O furo designado como RA4, aquele do qual se extraíram os dados de temperaturas para o estudo em questão, está localizado nas coordenadas, 38°34'24,74''N e 7°54'08,94''O na carta topográfica militar 1:25 000 número 460.

Os outros furos que completam este sistema são o RA1, RA2 e RA3. As suas localizações são, respectivamente, 38°34'28,49''N e 7°54'20,47''O, 38°34'27,88''N e 7°54'17,15''O, 38°34'25,53''N e 7°54'14,45''O.

Na imagem aérea obtida através do Google consegue-se observar com clareza o local dos furos associados ao sistema.



Figura 17. Imagem aérea da localização dos furos em estudo. (Fonte: Google Maps, 2013)

7.2. Geologia e Hidrogeologia da Área

Segundo alguns estudos efectuados, as rochas gnáissicas da região possuem uma aptidão hidrogeológica superior à média das formações cristalinas do Alentejo. As águas nestas localizações são predominantemente básicas, encontrando-se águas ligeiramente ácidas apenas no extremo norte do aquífero.

Segundo o estudo elaborado por Fialho, A. *et al.*, em média, a condutividade eléctrica da região é relativamente elevada, tendo como valor médio de 919 $\mu\text{S}/\text{cm}$ e mediana de 888 $\mu\text{S}/\text{cm}$, verificando valores mais elevados, superiores a 1000 $\mu\text{S}/\text{cm}$, na zona da cidade de Évora.

A área onde se encontra Évora faz parte de um afloramento, que se estende para além de Montemor-o-Novo, composto por rochas ígneas de composição monzogranito-granodiorítica que se encontram associadas ao maciço eruptivo de São Mancos. Deste maciço fazem parte os gnaisses de composição tonalítica, de grão médio, constituídos essencialmente por quartzo, plagioclase, biotite e hornblenda verde. A leste da cidade de Évora, aos gnaisses sucede-se a formação dos “Xistos de Moura” que é constituída por xistos quartzo-feldspáticos, micaxistos com abundante quartzo de exsudação e anfibolitos com intercalações subordinadas de micaxistos, (Fialho, A. *et al.*).

Do ponto de vista geomorfológico, a região faz parte da planície do Alentejo com altitudes de 210 a 220m, a drenagem natural é assegurada por dois conjuntos de linhas de água, que correspondem às bacias dos rios Sado e Guadiana, com o rio Xarrama como principal colector da primeira bacia e o rio Degebe da segunda, (Fialho, A. *et al.*).

Através dos relatórios dos furos, verifica-se que a zona atravessada é constituída, na sua generalidade, por gnaisses, apresentando fracturas em algumas profundidades.

Como se pode verificar nos cortes geológicos dos quatro furos, no anexo 1, o local de implantação destes furos é caracterizado pela presença de gnaisses com fracturas, nalgumas profundidades pouco fracturado e noutras bastante fracturado. Todas estas profundidades estão claramente assinaladas no documento anexo.

7.2.1. Condutividade Eléctrica

A condutividade eléctrica na zona de Évora é elevada, como se pode verificar na figura 18.

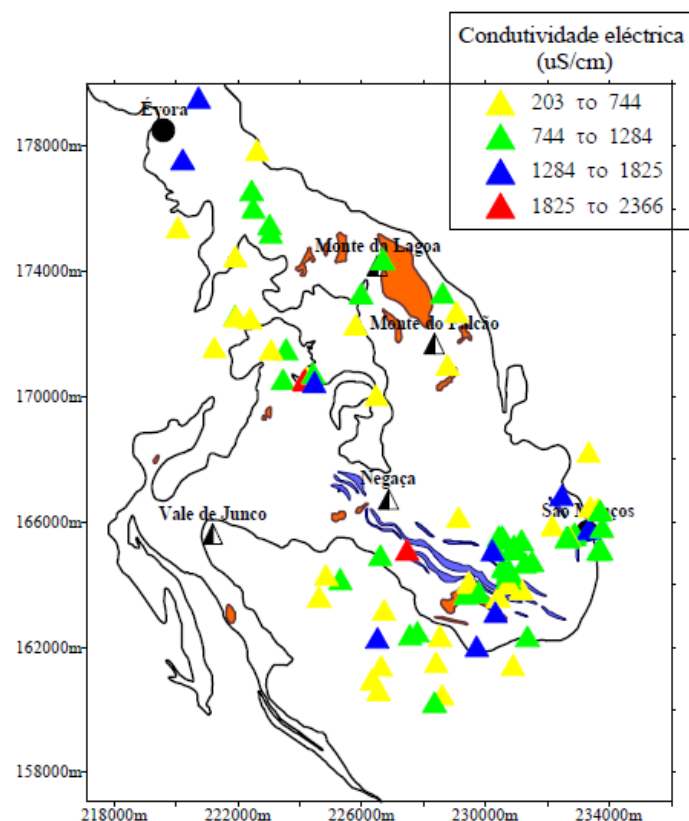


Figura 18. Distribuição dos valores de condutividade eléctrica das águas subterrâneas do sistema aquífero dos gnaisses da região de Évora (Fonte: Fialho, A. *et al.*).

Pode verificar-se que mesmo na cidade de Évora (local de estudo neste trabalho) a condutividade eléctrica tem valores entre 1284 e 1825 $\mu\text{S}/\text{cm}$ (Fialho, A. *et al.*).

Por não haver amostras representativas de material retirado dos furos não foi possível medir o valor da condutividade térmica da região. Por esse motivo, o valor utilizado para a água foi de $0,6 \text{ WK}^{-1}\text{m}^{-1}$ retirado de tabelas para efectuar os cálculos.

Segundo Fialho, A. *et al.*, relativamente ao pH das águas em questão situa-se entre os valores de 6 a 8 em redor da cidade de Évora.

Os valores da transmissividade observados pela maior parte das litologias da região situam-se entre 1 e $10\text{m}^3/\text{dia}$ (Fialho, A. *et al.*).

Quando foram feitos os furos para captação de água referente ao sistema de climatização do CES, recolheram-se dados que possibilitaram o cálculo das transmissividades associadas a cada furo. Assim, segundo Montes V. (2009), as transmissividades são as constantes da tabela seguinte.

Tabela 6. Valores de transmissividade para cada furo (Montes, V., 2009).

	RA1	RA2	RA3	RA4
T (m^2/dia)	2,64	0,80	0,41	0,30

Na figura 19 observa-se a informação relativa ao inventário hidrogeológico efectuado na área em estudo (figura 19), em que se observam áreas onde predominam os tonalitos gnáissicos de grão médio a fino e outras com quartzitos ou gnaisses. Como se pode observar na zona de Évora, nomeadamente onde estão inseridos os furos, predominam os gnaisses.

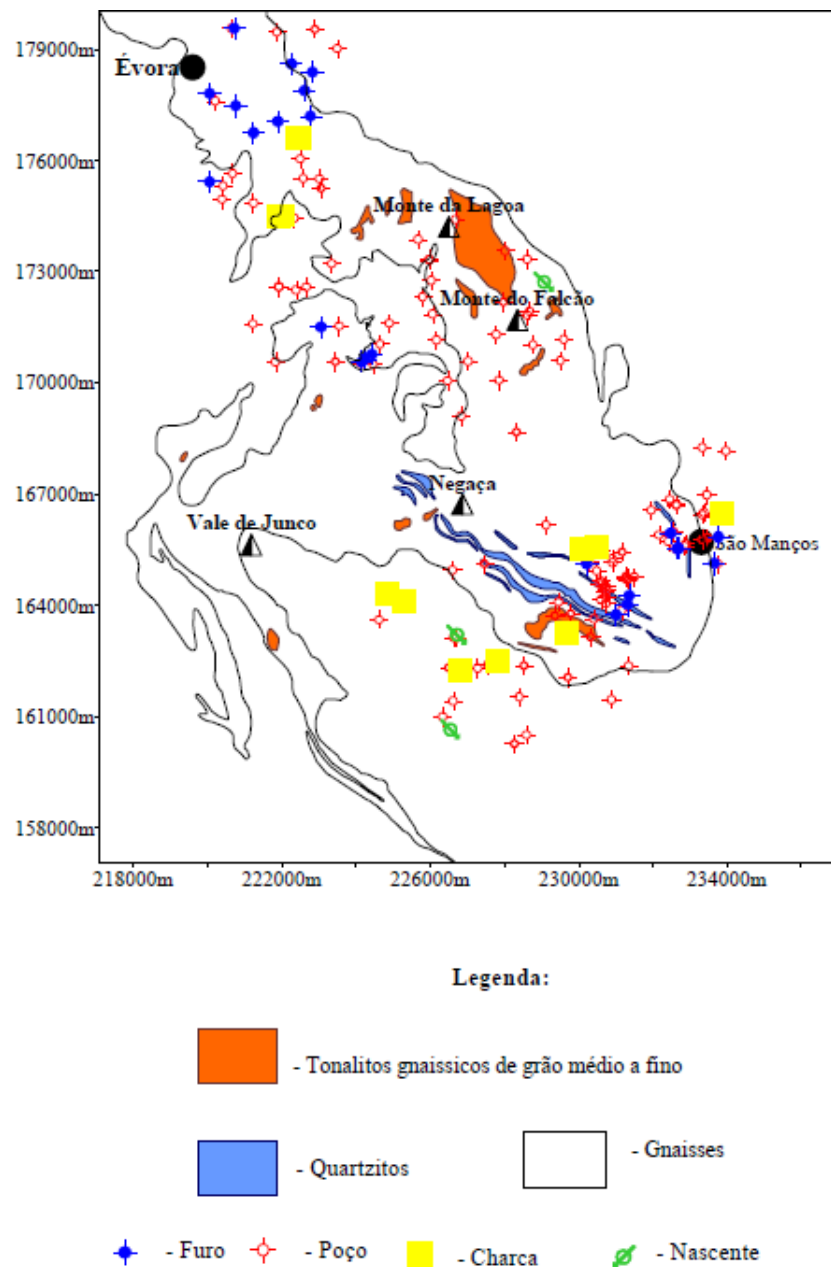


Figura 19. Inventário hidrogeológico efectuada na área em estudo (Fonte: Fialho, A. *et al.*).

7.2.1.1. Análise do perfil eléctrico

Foi efectuada um estudo do perfil eléctrico (tomografia) para tentar verificar onde existem áreas com maiores ou menores valores de resistividade e assim assumir-se se existem “bolsas” de água nessas zonas ou não. Para se proceder a esse estudo foram instalados 32 eléctrodos de injeção de corrente, com 5m de distância entre si. Entre os eléctrodos n.º 16 e 17 encontra-se o equipamento que recebe as leituras efectuadas. A

tomografia eléctrica foi realizada no lado exterior do muro dos recintos desportivos do CES, com um comprimento total de 155m.

Quanto maior a distância entre os eléctrodos mais profunda é a medição. Neste caso a maior profundidade esperada seria cerca de 38m. No caso em estudo seria mais eficaz fazer uma sondagem vertical mas não existe espaço disponível para efectuar esse trabalho. Este perfil é do tipo Dipólo-Dipólo.

Quanto menor for a resistividade do solo maior a probabilidade de existência de água nessa zona.

Fazendo uma análise da litologia dos vários furos verifica-se que em todos eles existem zonas fracturadas por onde se supõe entrada de fluido.

Com a finalidade de tentar obter as dimensões horizontais do aquífero, assim como, de uma eventual ligação do aquífero associado ao furo RA3 foi feito o perfil eléctrico.

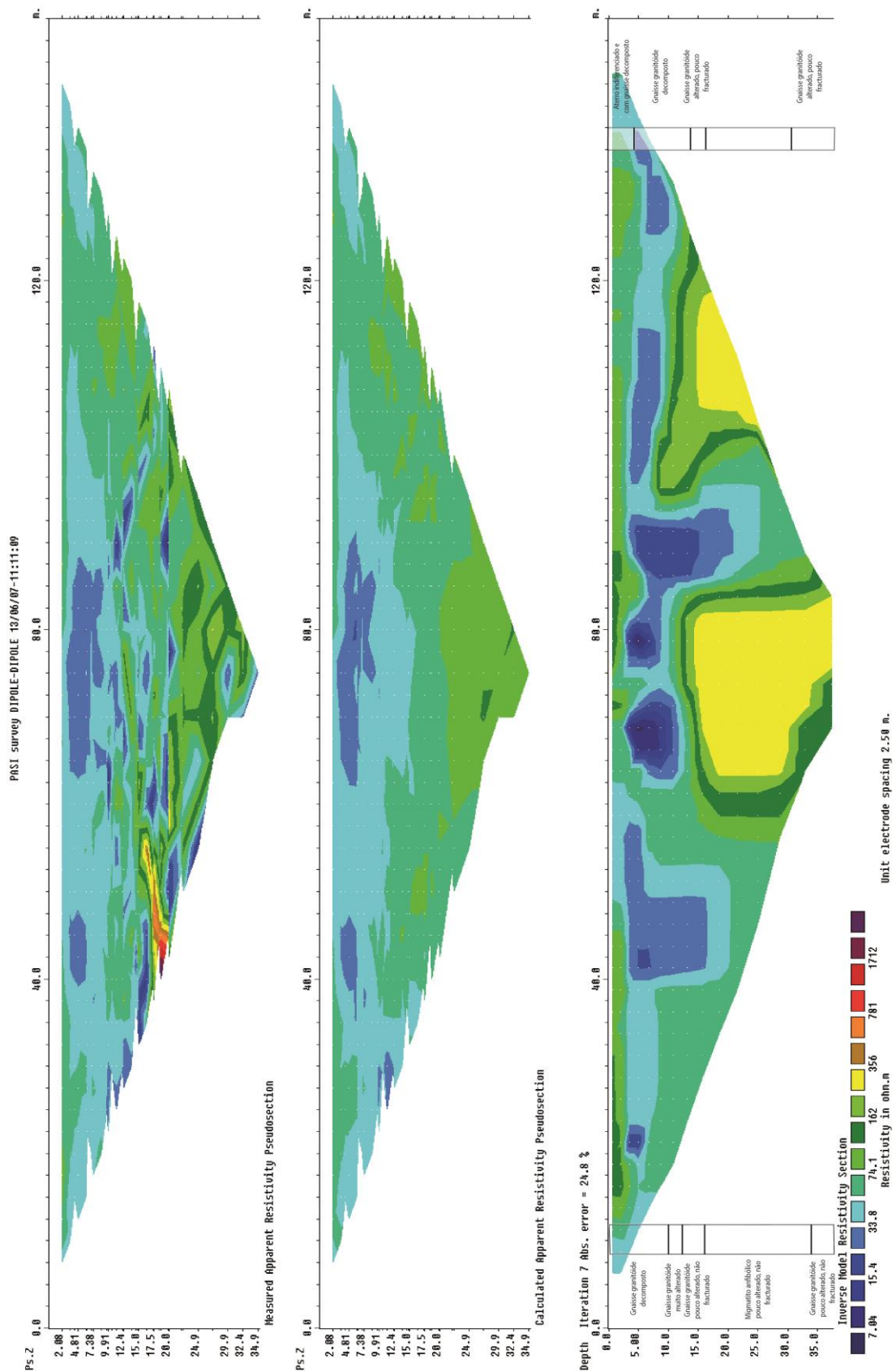


Gráfico 1. Perfil eléctrico – Colégio do Espírito Santo.

Após análise dos logs litológicos, verifica-se que existem zonas fracturadas nas seguintes zonas: dos 4 aos 28m, dos 42 aos 64m e dos 87 aos 92m (pouco fracturado), para o RA1. Para o RA2 existem fraturas entre os 37 e os 40m (pouco fracturado), entre os 46 e os 49m e os 91 e os 94m (muito fracturado). Para o RA3, as zonas de fraturas encontram-se nas profundidades entre os 49 e os 52m (muito fracturado), entre os 52 e os 64m, os 67 e os 73m e entre os 79 e os 100,5m (pouco fracturado). Para o RA4, as zonas fracturas localizam-se entre os 14 e os 16m, entre os 25 e os 31m, entre os 46 e os 49m (pouco fracturado) e entre os 94 e os 97m (muito fracturado).

Os dados relativos à fracturação levam-nos a concluir que nessas áreas possa haver a presença de água. Relacionando os resultados da tomografia eléctrica efectuada com os logs existentes junto ao relatório final de execução do furo RA4, pode assumir-se que existem zonas fracturadas assinaladas no relatório que estão de acordo com a tomografia efectuada, pois nesses locais foram detectadas zonas com resistividades mais baixas. Tem de se ter em atenção que o perfil foi realizado a alguns metros de distância do local onde estão implantados os furos devido a impossibilidade de realização deste ensaio numa localização mais próxima mas, mesmo assim, é possível estimar a situação existente.

No gráfico 1, estão assinalados dois dos furos, em que o RA4 encontra-se à direita da imagem. É nesta localização que a água existe a cerca de 19°C ao longo de todo o ano, apesar de, por informação obtida, no momento inicial da exploração a temperatura rondava os 18°C, em profundidade.

Em relação ao perfil de tomografia, chama-se a atenção para o nível mais baixo de resistividade entre os 4m e os 10m de profundidade, que poderá indiciar níveis de saturação em água. Por outro lado, os valores de resistividade mais altos corresponderão a maciço rochoso pouco alterado. Os valores intermédios de resistividade corresponderão a níveis de transição de solo – rocha decomposta a muito alterada, neste caso constituído por gnaiss granítico, segundo o relatório final do furo RA4.

Ainda que se possa admitir a existência de água devido à presença das zonas de baixa resistividade (zonas a passarem do verde para os azuis), não se pode afirmar que os furos estão interligados uma vez que se observam zonas que dá a ideia que estão delimitadas, devido às resistividades mais altas registadas. Pode-se então admitir que há

a possibilidade de se poderem efectuar mais furos nestas localizações tendo em vista a utilização de bombas geotérmicas para aproveitamentos do mesmo género.

O estudo não foi tão detalhado como o desejável uma vez que os furos se encontram localizados em zonas de difícil acesso mas deu para ter uma noção do que se passa na região onde estão implantados os furos, nomeadamente o RA3 e o RA4.

7.3. Clima e pluviosidade

Relativamente ao clima que se faz sentir na zona de Évora, esta área geográfica possui um clima muito particular, característica do interior alentejano, em que no Verão é bastante quente e seco, chegando a atingir extremos de temperatura e situações de seca. Na época mais fria (Outono e Inverno) ocorrem precipitações intensas levando a situações de alagamentos. As temperaturas médias poderão variar de 5°C em Janeiro a 35°C em Agosto. Os aquíferos recuperam os seus níveis a cada ano, sendo bastante dependentes das águas das chuvas e da evaporação. A precipitação anual média, na cidade de Évora, ronda os 650mm (IPMA, 2013).

De seguida apresentam-se dois gráficos, um que mostra a média da precipitação mensal na cidade de Évora e o outro com as temperaturas mensais que se verificam na cidade de Évora, tendo valores médios mensais de 1971 até ao ano de 2000, da temperatura máxima, temperatura mínima e temperatura média mensal.

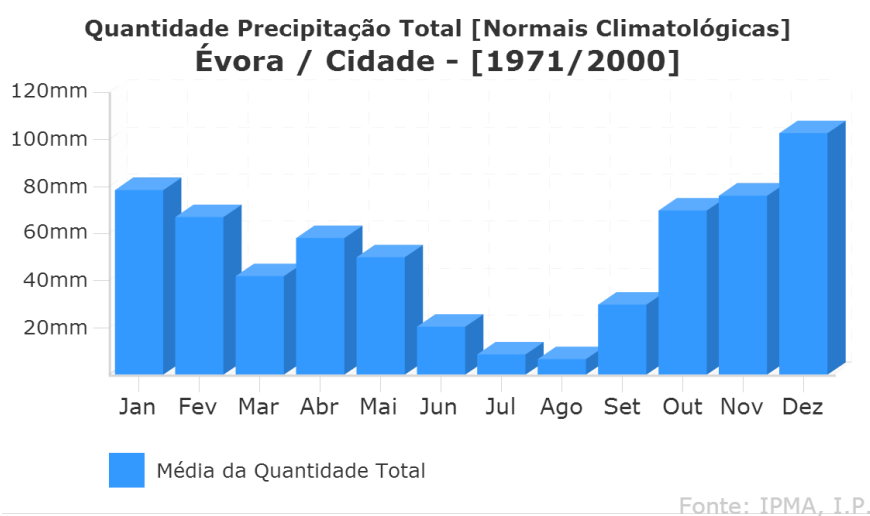


Gráfico 2. Média da quantidade de precipitação total registada a cada mês, na cidade de Évora, de 1971 a 2000. (Fonte: IPMA, 2013)

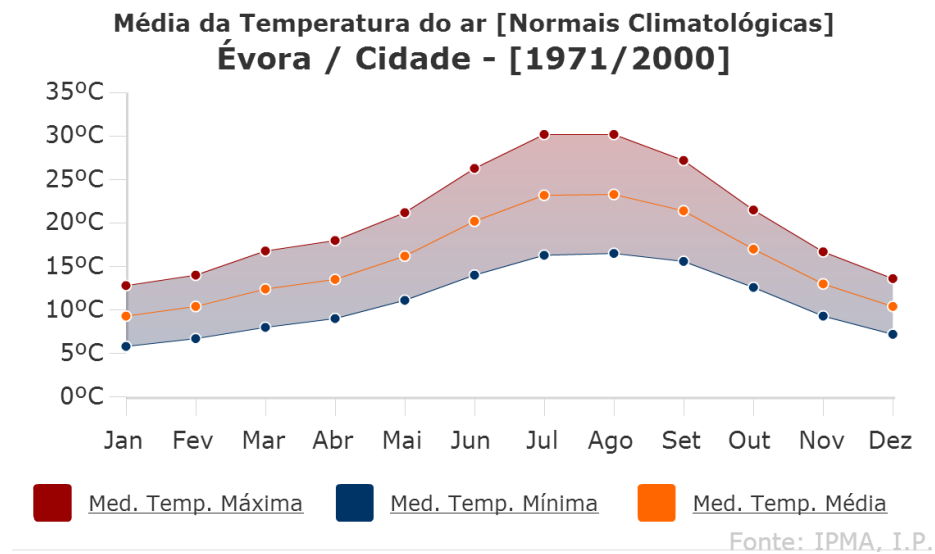


Gráfico 3. Média das temperaturas do ar registadas a cada mês, na cidade de Évora, de 1971 a 2000. (Fonte: IPMA, 2013)

Nos mapas 20 A e 20 B observa-se a distribuição das temperaturas médias registadas em Portugal Continental nos meses de Janeiro e Junho de 2013, respectivamente.

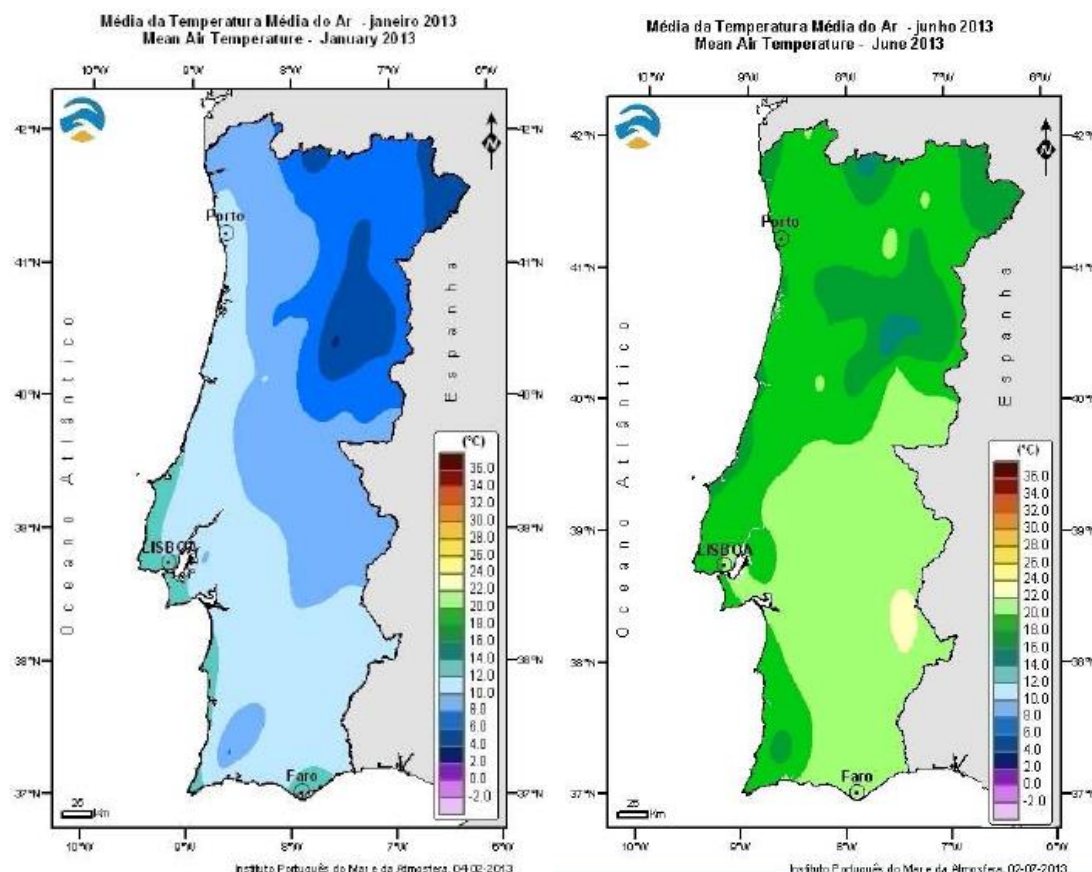


Figura 20. (A) Mapa da média das temperaturas médias registadas em Portugal Continental em Janeiro de 2013, (Fonte: Boletim Climatológico Mensal – Janeiro, 2013); (B) Mapa da média das temperaturas médias registadas em Portugal Continental em Junho de 2013 (Fonte: Boletim Climatológico Mensal – Junho, 2013).

Nos mapas referentes às temperaturas médias do ar em Portugal Continental, pode-se observar que na zona localizada a nordeste do continente registam-se as temperaturas mais baixas para o mês de Janeiro, aumentando quando nos dirigimos para sul. No mês de Janeiro, a cidade de Évora está localizada numa zona em que as temperaturas médias rondam os 10 a 12°C. O mês de Janeiro reflete o que se passa na época de Inverno.

No mês de Junho, as temperaturas mais baixas encontram-se em toda a zona norte bem como no litoral a oeste do continente, aumentando assim quando se dirige para o interior centro e sul do continente. Relativamente ao Verão, encontra-se representado pelo mês de Junho em que, para a zona em que se insere a cidade de Évora, a temperatura média ronda os 20 a 22°C.

Nos mapas seguintes observam-se os registos da precipitação ocorrida em Portugal Continental durante os meses de Janeiro e Junho de 2013, respectivamente.

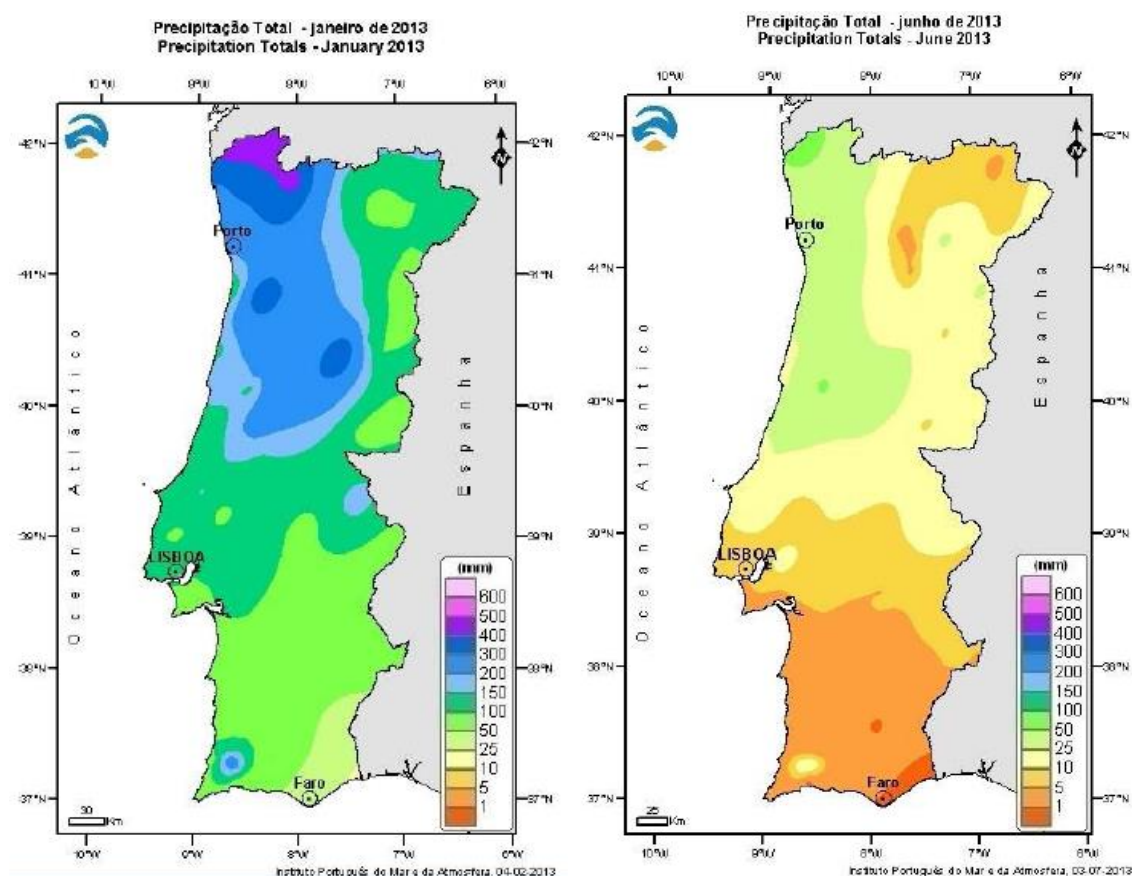


Figura 21. (A) Precipitação total registada no mês de Janeiro de 2013 (Fonte: Boletim Climatológico Mensal – Janeiro, 2013) e (B) Precipitação total registada no mês de Junho de 2013 (Fonte: Boletim Climatológico Mensal – Junho, 2013).

Nos gráficos referentes à precipitação total registada, tem-se a informação do que aconteceu em Janeiro e em Junho. Portanto, no mês de Janeiro, a maior quantidade de precipitação registou-se no interior e litoral norte diminuindo quando se dirige para este e sul. A área com menor precipitação registada é no sudeste alentejano e este algarvio. A cidade de Évora, no mês de Janeiro registou precipitações na ordem dos 50 a 100 mm.

No mês de Junho a precipitação segue a tendência do mês de Janeiro, ou seja, a maior quantidade de precipitação ocorre no litoral e interior norte, diminuindo de quantidade quando se dirige para este e sul do continente. A área com menor

precipitação registada no mês de Junho foi no sudeste algarvio. A cidade de Évora, no mês de Junho, contou com uma precipitação total na ordem dos 5 a 10 mm.

No mês de Janeiro de 2013, a média da temperatura mínima na cidade de Évora foi de 5,5°C, a média da temperatura máxima registada foi de 13,7°C, a temperatura mínima absoluta foi de 1,4°C, a máxima absoluta foi de 18,1°C, a precipitação total registada na cidade de Évora foi de 72,1mm e a precipitação máxima registada no mês de Janeiro foi de 101,2mm (Boletim Climatológico Mensal – Janeiro, 2013).

Resumindo, no mês de Junho de 2013, a média da temperatura mínima na cidade de Évora foi de 12,8°C, a média da temperatura máxima foi de 29,5 °C, a temperatura mínima absoluta foi de 7,9°C, a máxima absoluta foi de 38,1°C, a precipitação total registada em Évora foi de 6,7mm e a precipitação máxima diária registada foi de 55,4mm (Boletim Climatológico Mensal – Junho, 2013).

7.4. Condições presentes

Este trabalho foi realizado com dados recolhidos do furo denominado como RA4, com 100,50 metros de profundidade no qual foram introduzidas sondas para se obterem dados de temperatura a diversas profundidades, desde a superfície até ao fundo do furo (0m, 0,20m, 0,70m, 30m, 50m, 70m e 90m de profundidade). Este sistema foi mantido no furo desde o fim de Janeiro até à actualidade com intervalos de medição de temperatura de 10 minutos, tendo sido feita uma base de dados.

Verifica-se que as temperaturas em profundidade (30, 50 e 90m) estão compreendidas entre 18,5 e 20,0°C (valores obtidos com médias horárias), ao longo de todo o ano, permitindo assim um encaminhamento desta água para aquecimento/arrefecimento (independentemente da estação do ano em que se encontra) das salas do edifício quando as temperaturas atmosféricas variam entre 8,5°C e 14°C (para a época de aquecimento), segundo os dados recolhidos no IPMA e temperaturas mais elevadas para a época de arrefecimento, por exemplo, no mês de Junho poderão ser, em média entre 16,3 e 30,2°C. Por vezes, existem temperaturas que ultrapassam largamente este intervalo chegando a atingir valores de temperaturas superiores a 40°C no Verão e inferiores a 5°C no Inverno. Estas temperaturas estão na gama das

temperaturas possíveis para a realização destes aproveitamentos. Existe uma sonda, no esquema montado, que dá as temperaturas à superfície (instalada à profundidade 0m).

7.4.1. Material de Campo

Para proceder a este trabalho foi necessário utilizar diversos equipamentos, utilizados no campo.

Para se proceder à recolha de dados de temperatura foi necessário a utilização de:

- ✓ Sondas de temperatura (7 unidades);
- ✓ Equipamento de recepção e armazenamento de dados;
- ✓ Cabos para ligar as sondas ao equipamento;
- ✓ Cabos elétricos;
- ✓ Computador portátil para recolher, periodicamente, os dados das sondas.

8. ANÁLISE DOS DADOS RECOLHIDOS

8.1. Análise das temperaturas – Superficiais e em Profundidade

Desde Janeiro de 2013 até à actualidade foram feitas medições de temperaturas (neste estudo estão consideradas as medições até Julho), com espaçamento temporal de 10 minutos entre cada medição, para cada sonda. Foram instaladas 7 sondas, em que ao fim de poucos dias a sonda instalada a 70 m de profundidade avariou, permanecendo até ao final do estudo 6 sondas em funcionamento. Assim, com os dados recolhidos, foram feitos gráficos e cálculos que possibilitaram a interpretação da situação presente no sistema de climatização, indicando o que se passa no interior do furo de captação de água. Neste caso, só nos foi possível analisar o que se passa no furo denominado como RA4, partindo do princípio que este representa o que se passa em todos os furos. Uma vez que para se proceder à recolha de dados do furo não pode haver captação de água aí, portanto só foi possível desligar um furo do sistema.

Foram recolhidas temperaturas, tanto superficiais (0m, 0,2m e 0,7m) como em profundidade (30m, 50m e 90m), como mostram os gráficos seguintes.

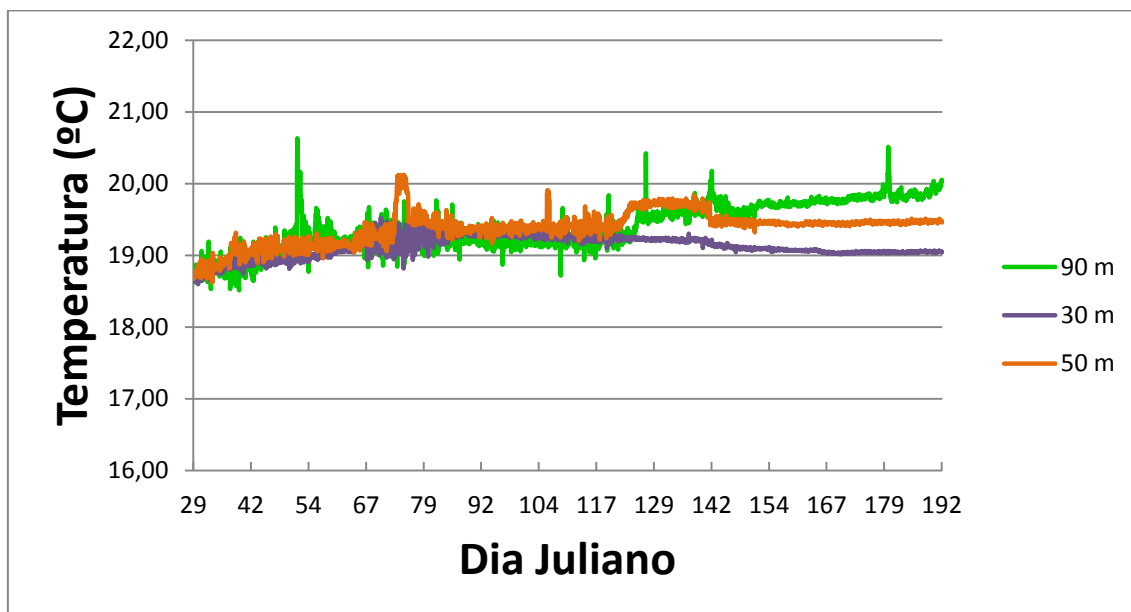


Gráfico 4. Evolução de temperaturas em profundidade ao longo do período em estudo, desde Janeiro até Julho, atravessando o período de Inverno, Primavera e Verão.

Como se pode verificar, a temperatura em profundidade tem pouca oscilação ao longo de todo o período, havendo oscilação entre 18,5°C e 20°C, notando-se um ligeiro aumento de temperatura com a profundidade que pode dever-se ao gradiente térmico.

No gráfico 5 mostra-se o que se passa à superfície.

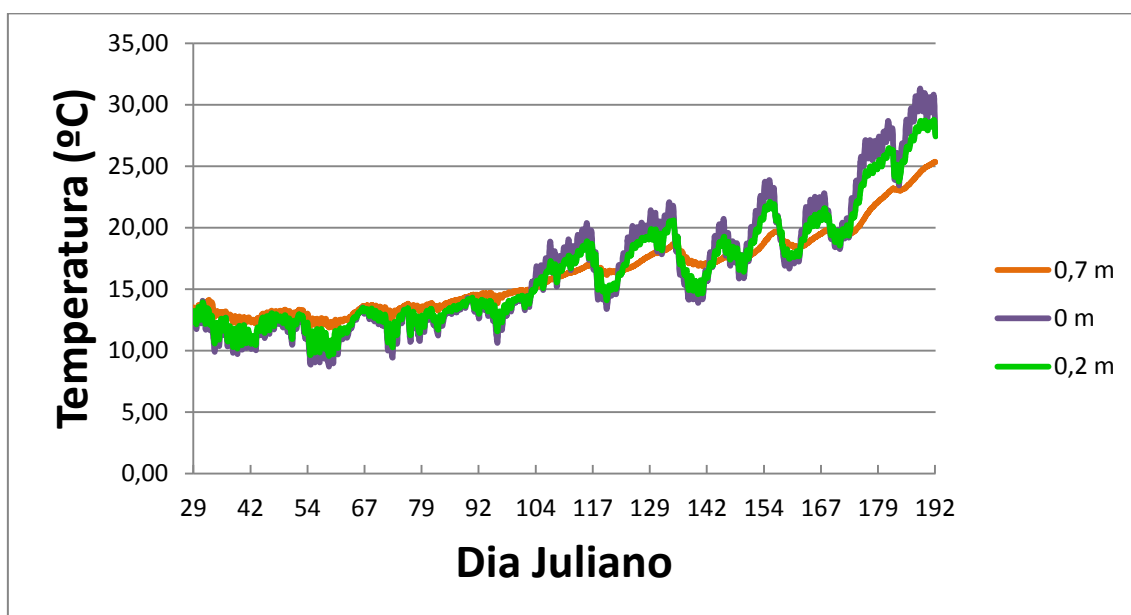


Gráfico 5. Evolução da temperatura à superfície, a 0,2m e a 0,7m de profundidade.

Apesar da variação diária da temperatura aos 0,70m poder ser desprezável, a variação sazonal já não o é.

No gráfico 5 observa-se a evolução de temperaturas ao longo de todo o período em estudo. Neste registo já se observa uma maior variação de temperaturas. Há variações ao longo do período do dia, arrefecimento no período nocturno e aquecimento no período diurno. Ao longo do período em estudo verifica-se que, na superfície, há aumento de temperatura desde o Inverno até ao Verão, aumentando da ordem dos 9°C, no Inverno, até cerca dos 32°C, no Verão. O mesmo não acontece em profundidades maiores. Em profundidade a variação de temperaturas é quase nula comparando com a situação à superfície, uma vez que não se verifica interferência das condições atmosféricas pois esta água não é proveniente de fontes superficiais.

No gráfico 6 é feita uma comparação do que se passa em profundidade face ao que se passa à superfície.

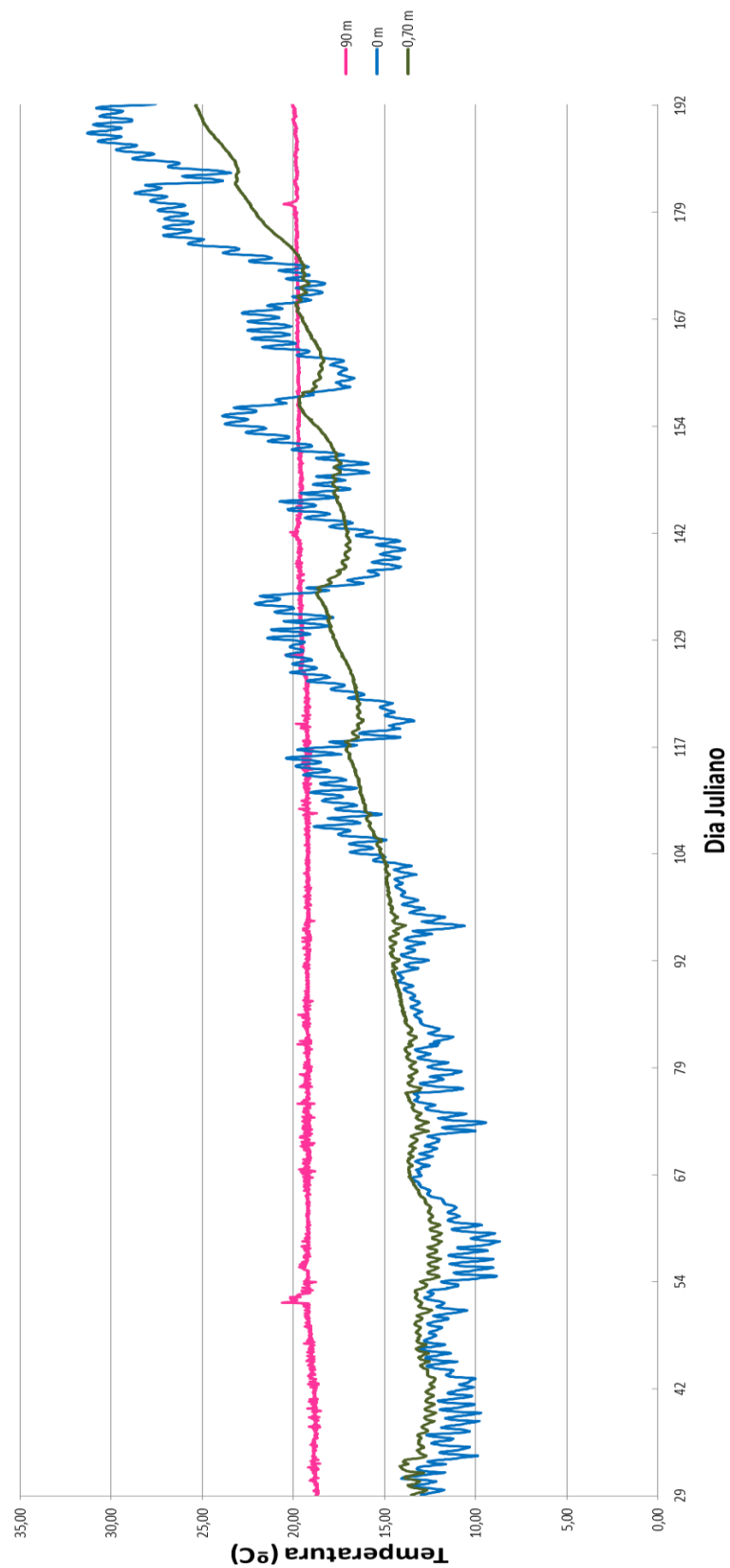


Gráfico 6. Comparação da temperatura em profundidade e à superfície (0m, 0,7m e 90m), ao longo do período em estudo.

Neste gráfico, verifica-se, com alguma precisão, que a temperatura em profundidade é constante, tendo uma variação muito baixa ao longo de todo o período em estudo. Isto indica que, como a variação de temperatura poderá ser desprezável, a água não é proveniente de nenhuma fonte superficial como rio, ribeiro ou mesmo lagoa. Caso fosse proveniente de uma destas fontes, a oscilação de temperaturas acompanhava as oscilações de temperatura que se verificam na superfície. Esta água, em princípio, é proveniente de um aquífero existente à profundidade em estudo.

Foi determinado o gradiente de temperaturas verificado no caso em estudo e verificou-se:

Tabela 7. Gradiente de temperaturas registado no caso em estudo.

	Entre 30 e 50 m	Entre 50 e 90 m
Gradiente (°C/m)	$1,29 \times 10^{-2}$	$4,92 \times 10^{-4}$

Verifica-se que entre os 30 e os 50m o gradiente de temperatura é de $1,29 \times 10^{-2}$ °C.m⁻¹, enquanto que, entre os 50 e os 90m, a cada metro a temperatura varia $4,92 \times 10^{-4}$ °C.

Os gráficos que se seguem mostram a evolução diária da temperatura, para um dia de Inverno e para um dia de Verão.

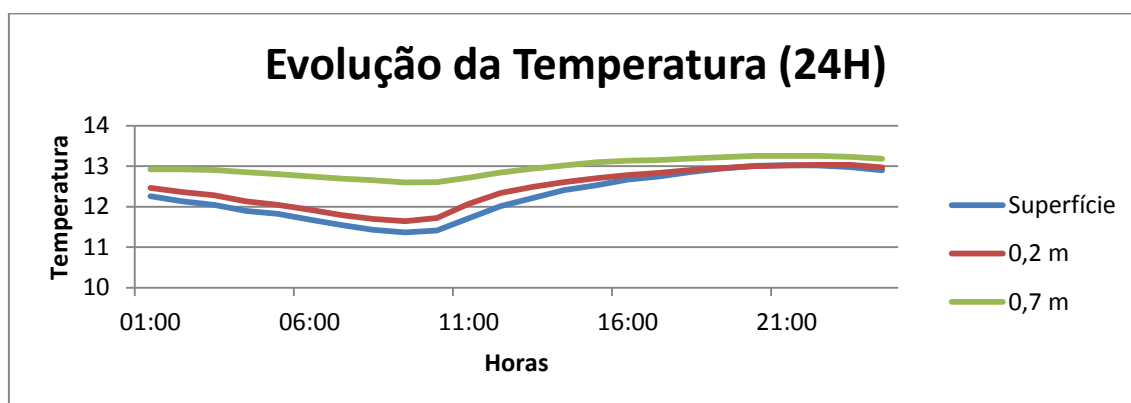


Gráfico 7. Evolução da temperatura ao longo de um dia de Inverno (dia Juliano 46).

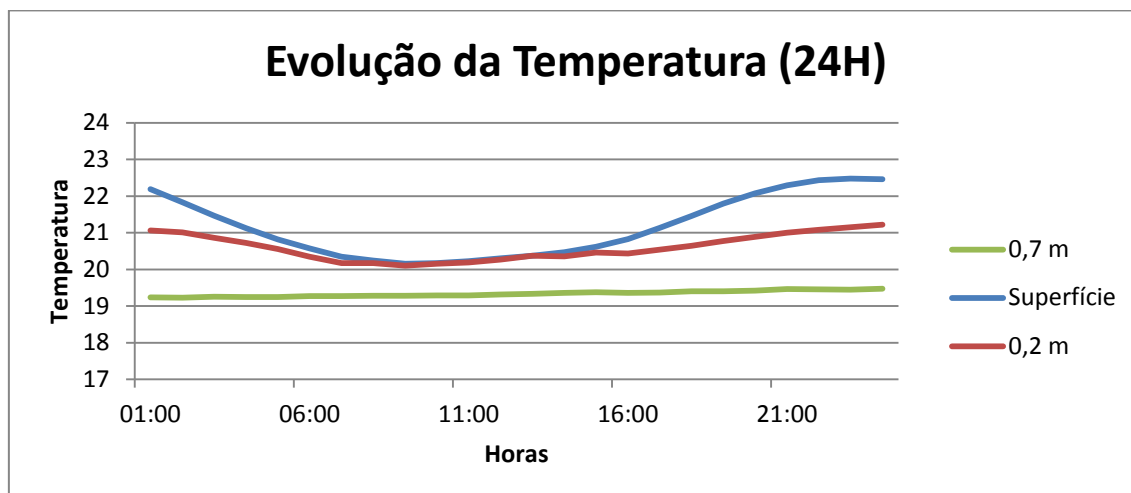


Gráfico 8. Evolução da temperatura ao longo de um dia de Verão (dia Juliano 166).

Comparando o gráfico de Verão com o gráfico referente ao Inverno, verifica-se que a tendência da variação é a mesma, sendo mais acentuada no dia referente ao Inverno. A diferença existente nestes dois gráficos é que no Inverno a temperatura a 0,7m da superfície é a mais alta, seguindo-se a temperatura aos 0,2m e por fim, a temperatura mais fria é a temperatura à superfície. Relativamente ao dia de Verão ocorre o contrário, a temperatura à superfície é a mais alta, depois a temperatura a 0,2m é um pouco mais baixa e a temperatura a 0,7m, profundidade a que estão enterrados os tubos que levam a água dos furos à bomba de calor, ainda é mais baixa. A temperatura à superfície sofre a influência da temperatura do ar, sendo que essa influência vai baixando ao longo que se caminha em profundidade, ou seja, as oscilações de curta duração são inferiores às observadas nas profundidades menores.

Relativamente às temperaturas ao longo de toda a profundidade do furo nota-se a diferença ao longo dos meses do ano, em que a maior diferença vai, como seria de esperar, para a comparação Inverno/Verão. Em primeiro lugar, será apresentado um gráfico típico de um dia de Inverno, depois um gráfico típico de dia de Verão e por último um gráfico em que junta um dia de Inverno com um dia de Verão.

Nota-se perfeitamente nestes dados, a inexistência de sondas entre os 0,70m e os 30m que nos poderiam dar informações importantes sobre condutividade térmica do solo e informações sobre a entrada de água no furo.

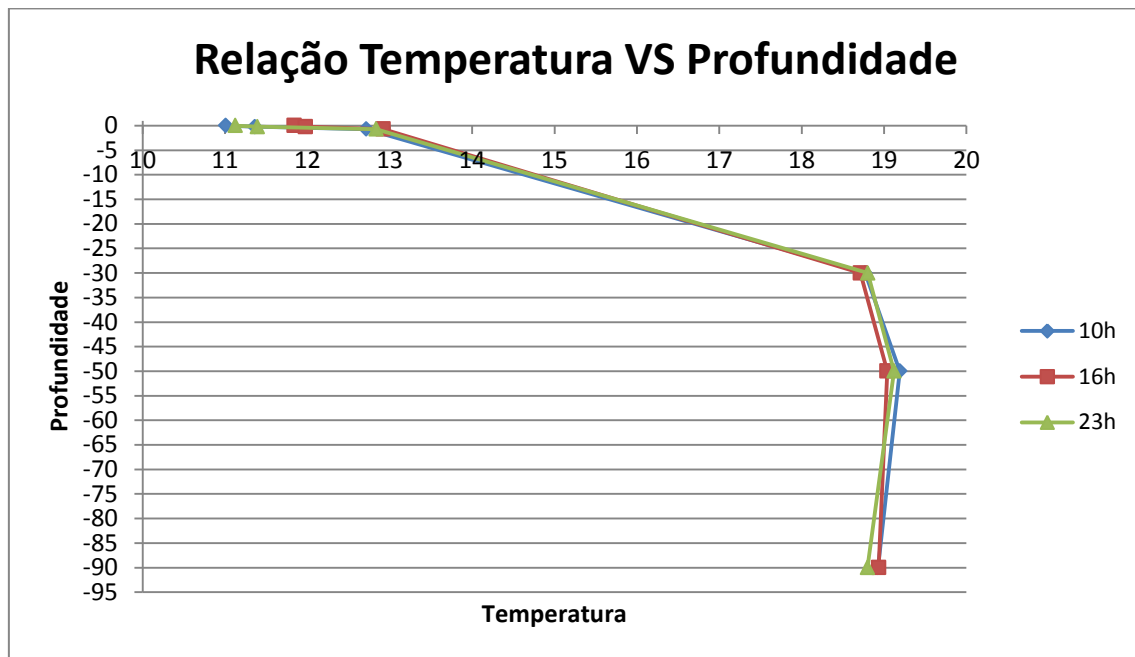


Gráfico 9. Gráfico típico da época de Inverno.

No gráfico da época de Inverno mostram-se as temperaturas obtidas às 10, às 16 e às 23 horas, respectivamente. As temperaturas à superfície são inferiores às temperaturas em profundidade. Este gráfico corresponde ao dia 37 (dia Juliano) e mostra claramente o perfil de temperaturas no Inverno.

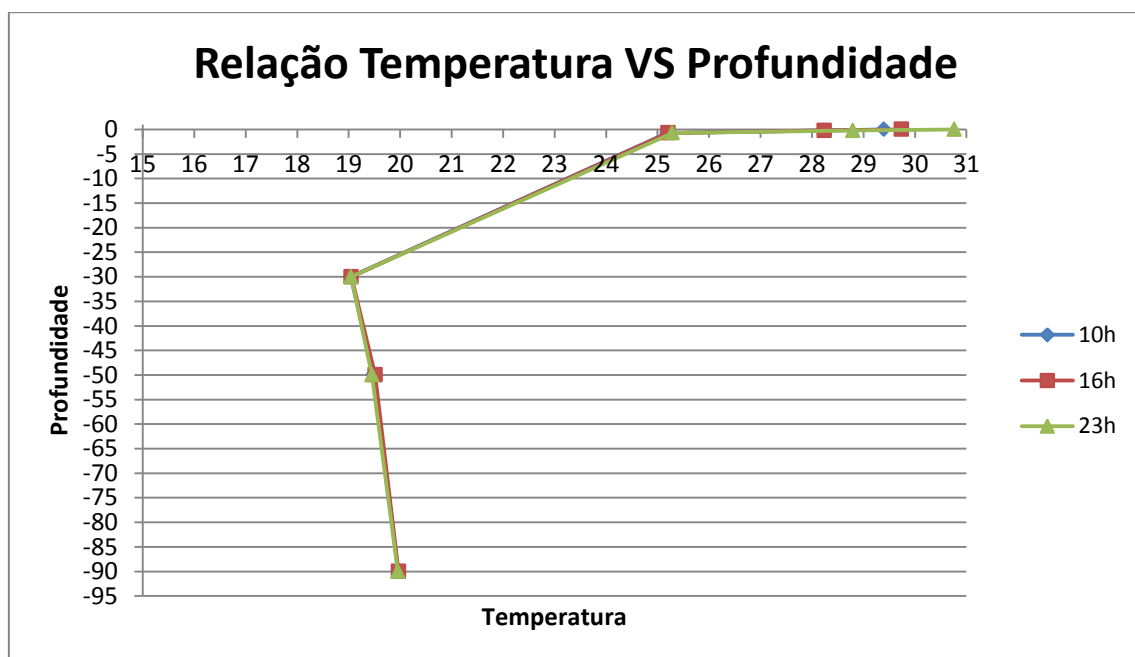


Gráfico 10. Gráfico típico da época de Verão.

No gráfico da época de Verão mostram-se as temperaturas obtidas às 10, às 16 e às 23 horas, respectivamente. As temperaturas à superfície são mais elevadas que as temperaturas em profundidade, nesta época. Este gráfico corresponde ao dia 191 (dia Juliano) e mostra claramente o perfil de temperaturas no Verão.

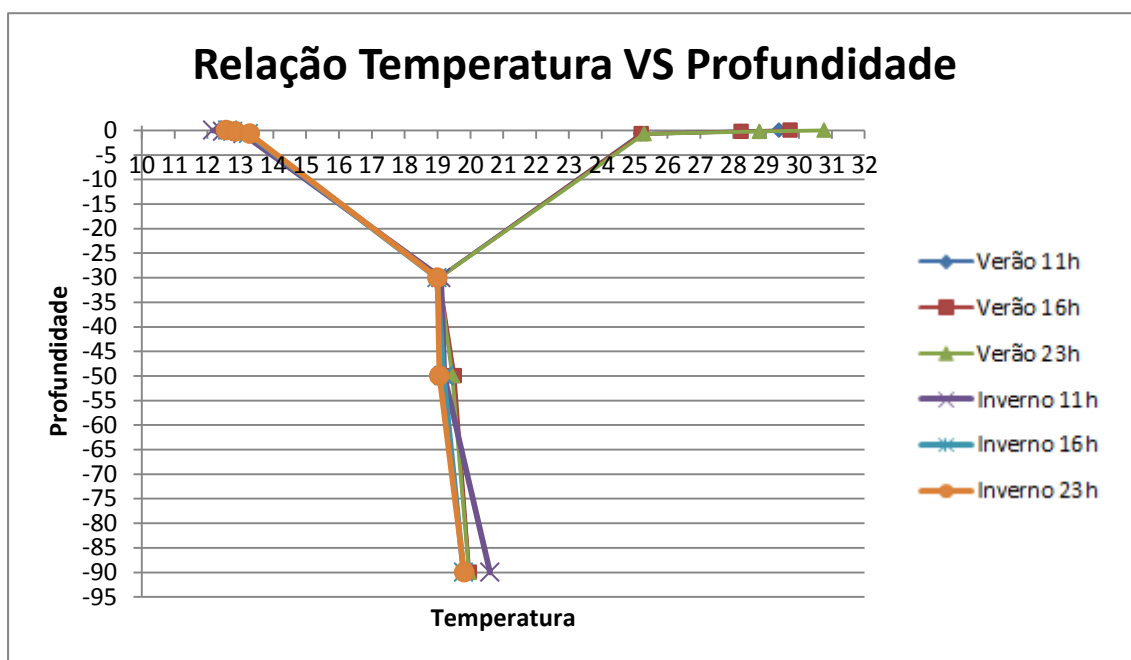


Gráfico 11. Comparação entre perfil de temperaturas de Inverno com o perfil de Verão.

Verifica-se que há um ponto de união entre os dois gráficos que se situa ao nível dos 30 m, ou seja, tanto no Verão como no Inverno a temperatura não tem grandes oscilações em profundidade, como já tinha sido afirmado anteriormente. Esta é mais uma prova de que a água que se encontra no subsolo não é de origem superficial. Convém, no entanto, notar que o ponto de encontro das duas linhas é um ponto fictício devido à falta de dados nas profundidades superiores.

8.2. Distribuição de temperaturas ao longo da tubagem

Foram feitos alguns cálculos para determinar a temperatura da água desde a saída desta, no furo de captação, até chegar à bomba de calor, para diferentes pontos desde o eixo até junto da parede do tubo (de 0 a 0,025m). Chegou-se à conclusão que a temperatura da água que chega junto da bomba de calor com o ponto maior em relação

ao eixo da coluna de água é de 12°C e para um ponto de 0,020m é de 13,57°C e para um ponto mais baixo, por exemplo, 0,010m é de 16,42°C. Pode concluir-se que quanto maior o ponto da coluna de água, menor é a temperatura da água ao chegar à bomba de calor e quanto mais nos afastamos da captação menor é a temperatura da água à chegada, isto para o Inverno.

No Verão, a situação inverte-se. Quanto mais nos afastamos da captação maior é a temperatura da água. Tem-se como exemplo, para um ponto da coluna de água (0,025m), junto da superfície do tubo, a temperatura do fluido de trabalho é de 31,60°C, enquanto que para um ponto de 0,020m a temperatura à chegada à bomba de calor é de 28,86°C e para um ponto da coluna de água mais baixo (0,010m) a temperatura à chegada à bomba de calor é de 23,17°C.

Atendendo a que se verifica uma variação sazonal da temperatura aos 0,70m de profundidade, resolveu-se fazer um modelo de transferência por condução que nos desse conta das perdas/ganhos de temperatura da água desde o furo até ao depósito.

Para se chegar a estes valores utilizaram-se as seguintes equações:

$$\rho u_m c \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) = K \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (11)$$

Em que as condições fronteira são:

$T = T_w$ em $r = R$ (Fronteira interna do tubo)

Com

$$T_w = C_1 X + C_2 \quad (12)$$

E a outra condição fronteira é $q_r = 0$ em $r = 0$, porque não há nenhuma fonte de calor ou meio dissipador de calor no eixo.

A solução para a equação (13) para as condições existentes é (Turcotte e Schubert, 2002):

$$T = C_1 X + C_2 + \theta(r) \quad (13)$$

Onde C_1 e C_2 são valores constantes e:

$$\theta(r) = - \left[\frac{(\rho c u C_1 R^2)}{8K} \right] \times \left[3 - 4 \left(\frac{r^2}{R^2} \right) + \left(\frac{r^4}{R^4} \right) \right] \quad (14)$$

A média ponderada da temperatura do fluido é dada por:

$$\theta \theta_m = - \frac{11 \rho c u_m C_1 R^2}{48K} \quad (15)$$

Os valores utilizados para estes cálculos são os constantes da tabela seguinte.

Tabela 8. Propriedades e valores utilizados nos cálculos.

Propriedade	Valor
Densidade da água	$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
Calor específico da água	$c = 4180 \text{ J/kg}$
Velocidade média da água	$u_m = 0,85 \text{ m/s}$
Raio da tubagem	$R = 25 \times 10^{-3} \text{ m}$
Condutividade térmica	$K = 0,6 \text{ W/K.m}$

Tabela 9. Valores das constantes C_1 e C_2 calculadas.

Constante	Inverno	Verão
C_1	-0,004	13
C_2	0,008	30

Após estes cálculos serem feitos foram elaborados gráficos que mostram, de forma mais simplificada e directa, o que se passa ao longo da tubagem e com diferentes diâmetros da coluna de água, em relação às temperaturas.

Não foram considerados os efeitos da energia potencial que existe nesta situação.

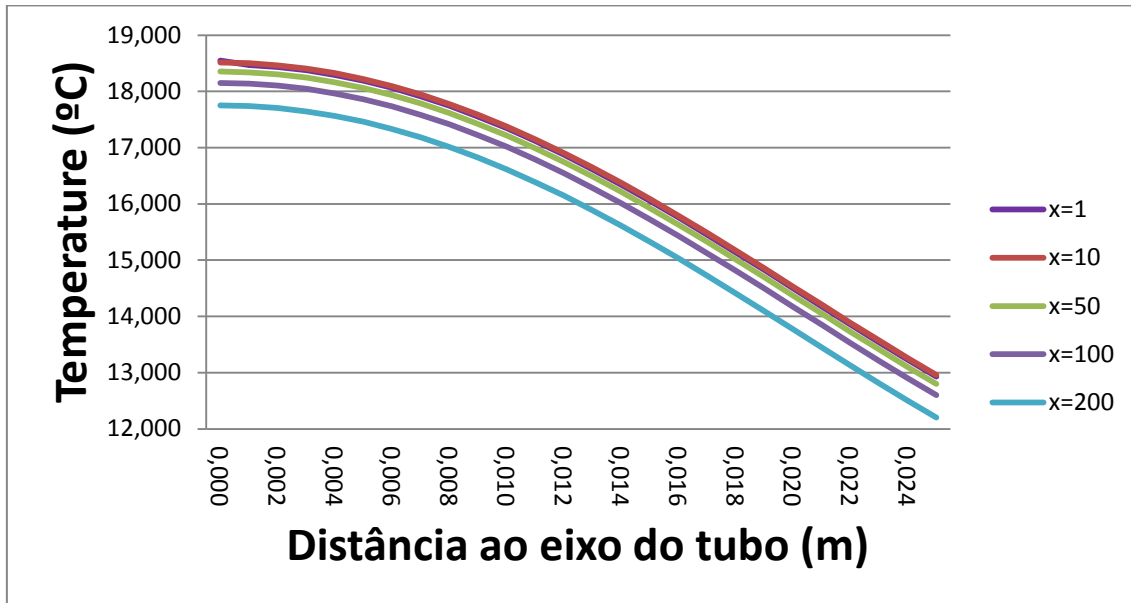


Gráfico 12. Valores de temperatura versus distância ao eixo do tubo num dia de Inverno.

Neste gráfico, observa-se que quanto mais nos afastamos da captação ($x=200\text{m}$) de água menor é a temperatura que esta tem. Também se pode observar que quanto maior o raio da coluna de água menor é a temperatura da água. Também se pode observar que em pontos mais próximos da parede do tubo a temperatura é menor.

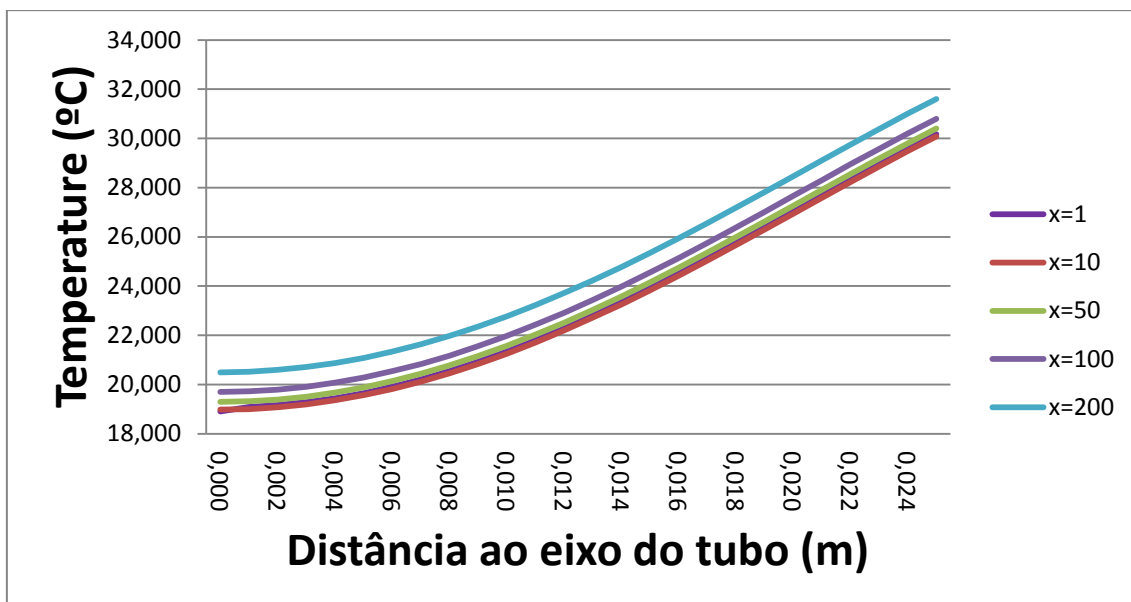


Gráfico 13. Valores de temperatura versus distância ao eixo do tubo num dia de Verão.

No gráfico que representa o Verão, a situação inverte-se, quanto mais nos afastamos da captação, maior é o valor da temperatura da água e quanto maior é o raio da coluna de água, maior é o valor da temperatura da água. Observa-se que em pontos mais próximos da parede do tubo a temperatura é maior.

Na tabela 10 estão indicados valores de temperaturas, para duas localizações na tubagem, a temperatura para $X=1\text{m}$ e para $X=250\text{m}$, respectivamente o início e o final da tubagem.

Tabela 10. Média dos valores de temperatura no início e no final da tubagem.

Localização	Inverno	Verão
$X=1\text{m}$ (Junto à captação)	16,4 °C	23,2 °C
$X=250\text{m}$ (Junto ao depósito)	15,4 °C	25,2 °C

Como seria de se esperar, no Inverno a água perde temperatura ao longo da tubagem enquanto que no Verão a água ganha calor.

9. ANÁLISE DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

Para efectuar todos os cálculos que se seguem foi elaborado um software que permite um cálculo mais fácil e, de certa forma, mais correcto para chegarmos a conclusões mais correctas das situações simuladas neste trabalho. Em anexo, é apresentado o aspecto geral deste software para cada situação descrita.

9.1. Características da sala em estudo

No caso das salas de aulas e sala dos actos da zona nascente do CES a solução passa por um sistema a dois tubos (água/ar), utilizando ventiloconvectores.

As potências das unidades de produção térmica foram ajustadas à soma das cargas totais calculadas e majoradas pelas perdas do calor através das redes de distribuição e fluidos de transporte.

Relativamente aos diferenciais térmicos das redes de tubagens, entre idas e retornos, são de 5°C para os circuitos primários e de 10°C para os circuitos secundários

de calor a baixa entalpia. A temperatura de circulação, no circuito secundário, foi limitada a 35°C, no projecto de instalação.

No caso em estudo, a bomba de calor é do tipo água-ar em que se transfere o calor para o edifício através de condutas de ar.

Enumeram-se mais algumas características da sala de aula em estudo.

Sala:

- ✓ Pé direito: 4,25m;
- ✓ Largura: 6,72m;
- ✓ Comprimento: 10,19m;
- ✓ Espessura da parede: 0,71m;

Porta:

- ✓ Altura: 2,42m;
- ✓ Largura: 1,46m;
- ✓ Espessura: 0,05m.

Janelas:

- ✓ Altura (com aro): 1,33m;
- ✓ Altura (sem aro): 1,23m;
- ✓ Largura (com aro): 1,12m;
- ✓ Largura (sem aro): 1,05m;
- ✓ Espessura: 0,05m.

9.1.1. Análise das perdas de calor

De seguida, são efectuados os cálculos das perdas existentes no edifício. Para isso escolheu-se uma sala de aula do CES, de forma aleatória, procedeu-se às medições necessárias, como está referido no capítulo correspondente. Assim, os dados para elaboração dos cálculos encontram-se apresentados na tabela seguinte:

Tabela 11. Dados necessários ao cálculo das perdas por **condução** do edifício no Inverno.

Propriedade	Valor
K (w/m.K) – água	1,40
T (sala inverno) °C	22
T (ext inverno) °C	10
Espessura Parede (m)	0,71
Altura (m)	4,25
Comprimento (m)	10,19
Largura (m)	6,72

Após recolha dos dados procedeu-se ao cálculo da área das paredes, tanto interiores como exteriores e o cálculo das perdas para a sala em questão, através das fórmulas seguintes:

$$A = \text{Comprimento} \times \text{Altura} \quad (16)$$

$$Q_{cd} = K \times A \times \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (\text{Glassley, W., 2010}) \quad (17)$$

A perda de calor por **condução**, associada a esta sala de aula é de 3425,17 W.

Relativamente às perdas por convecção, tem-se os seguintes dados:

Tabela 12. Dados necessários ao cálculo das perdas por **convecção** do edifício no Inverno.

Propriedade	Valor
Velocidade do vento – v (m/s)	1,00
Espessura Porta (m)	0,05
Altura Porta (m)	2,42
Comprimento Porta(m)	1,46
Espessura Janela (m)	0,05
Altura Janela (m)	1,33
Largura Janela (m)	1,12
T (sala inverno) °C	22
T (ext inverno) °C	10
A (porta)	3,53
A (janela)	1,49

$$Q_{cv} = (9,045 \times v) \times A \times \Delta T \text{ (Glassley, W., 2010) (18)}$$

Os cálculos referentes às perdas por convecção variam de acordo com a situação presente. Pode-se ter uma das janelas aberta, duas ou nenhuma, a porta poderá estar aberta ou fechada. Assim, de seguida apresentam-se as diversas simulações efectuadas.

Tabela 13. Valores de perda de calor por **convecção** de acordo com a situação apresentada.

Situação	Q_{cv} (W)
Porta aberta + janelas abertas	196,35
Porta aberta + janelas fechadas	106,53
Porta fechada + janelas abertas	89,82
Porta fechada + 1 janela aberta	44,91
Porta aberta + 1 janela aberta	151,44
Porta fechada + janelas fechadas	0

Após o cálculo das perdas por condução e por convecção procede-se ao cálculo das perdas totais, de acordo com a equação 19:

$$Q_{TL} = Q_{cv} + Q_{cd} \quad (\text{Glassley, W., 2010}) \quad (19)$$

Tabela 14. Valores das perdas totais calculadas a partir das situações da tabela

13.

Situação	Q_{TL} (W)
Porta aberta + janelas abertas	3621,52
Porta aberta + janelas fechadas	3531,70
Porta fechada + janelas abertas	3515,00
Porta fechada + 1 janela aberta	3470,09
Porta aberta + 1 janela aberta	3576,61
Porta fechada + janelas fechadas	3425,17

Depois do cálculo das perdas elaboram-se os cálculos da quantidade necessária de água no sistema de forma a aquecer, de acordo com as condições estipuladas anteriormente, a sala em estudo.

Este cálculo é elaborado de acordo com a seguinte equação:

$$F_{in} = \frac{Q_L}{C_p \times (T_G - T_P)} \quad (\text{Glassley, W., 2010}) \quad (20)$$

F_{in} define-se como a quantidade de água necessária para climatizar a área em estudo, neste caso é a sala de aula do CES em que o Q_L é o valor das perdas/ganhos totais utilizados no cálculo, C_p é a capacidade calorífica da água, T_p é a temperatura do fluido no furo e T_g é a temperatura de água no depósito.

Os dados necessários a este cálculo são os seguintes:

Tabela 15. Dados necessários para o cálculo do F_{in} .

Propriedade	Valor
C_p (água) (J/Kg.K)	4180
T_p (°C, furo)	17
T_g (°C, depósito)	12

De acordo com a situação definida obtém-se o seguinte valor de quantidade de água necessária ao sistema:

Tabela 16. Necessidade de água referente às condições estipuladas.

Situação	F_{in} (L/h)
Porta aberta + janelas abertas	623,80
Porta aberta + janelas fechadas	608,33
Porta fechada + janelas abertas	605,45
Porta fechada + 1 janela aberta	597,72
Porta aberta + 1 janela aberta	616,07
Porta fechada + janelas fechadas	589,98

Verifica-se, como seria de esperar que, com a porta e janelas fechadas, as necessidades energéticas são menores que quando estaria algo aberto, na época de aquecimento.

De seguida, são efectuados os cálculos para a época de Verão de acordo com o método utilizado na época de Inverno.

Tabela 17. Dados necessários ao cálculo dos ganhos por **condução** do edifício no Verão.

Propriedade	Valor
K (w/m.K)	1,40
T (sala verão) °C	24
T (ext verão) °C	30
Espessura Parede (m)	0,71
Altura (m)	4,25
Comprimento (m)	10,19
Largura (m)	6,72

Após recolha dos dados procedeu-se ao cálculo da área das paredes, tanto interiores como exteriores e de seguida o cálculo dos ganhos para a sala em questão, através das equações 16 e 17, respectivamente.

O ganho de calor por **condução**, associada a esta sala de aula é de 1712,59W.

Relativamente aos ganhos por convecção, têm-se os seguintes dados:

Tabela 18. Dados necessários ao cálculo dos ganhos por **convecção** do edifício no Verão.

Propriedade	Valor
Velocidade d vento – v (m/s)	1,00
Espessura Porta (m)	0,05
Altura Porta (m)	2,42
Comprimento Porta (m)	1,46
Espessura Janela (m)	0,05
Altura Janela (m)	1,33
Largura Janela (m)	1,12
T (sala verão) °C	26
T (ext verão) °C	30
A (porta)	3,53
A (janela)	1,49

Os cálculos referentes aos ganhos por convecção variam de acordo com a situação presente. Pode-se ter uma das janelas aberta, duas ou nenhuma, a porta poderá estar aberta ou fechada. Assim, de seguida apresentam-se as diversas simulações efectuadas, de acordo com a equação 18.

Tabela 19. Valores de ganhos de calor por **convecção** de acordo com a situação apresentada.

Situação	Q_{cv} (W)
Porta aberta + janelas abertas	65,45
Porta aberta + janelas fechadas	35,51
Porta fechada + janelas abertas	29,94
Porta fechada + 1 janela aberta	14,97
Porta aberta + 1 janela aberta	50,48
Porta fechada + janelas fechadas	0

Após o cálculo dos ganhos por condução e por convecção procede-se ao cálculo dos ganhos totais, de acordo com a equação 19.

Tabela 20. Valores dos ganhos totais calculados a partir das situações da tabela anterior.

Situação	Q_{TL} (W)
Porta aberta + janelas abertas	1778,04
Porta aberta + janelas fechadas	1748,10
Porta fechada + janelas abertas	1742,53
Porta fechada + 1 janela aberta	1727,56
Porta aberta + 1 janela aberta	1763,07
Porta fechada + janelas fechadas	1712,59

Depois do cálculo dos ganhos de calor elaboram-se os cálculos da quantidade necessária de água ao sistema de forma a arrefecer, de acordo com as condições estipuladas anteriormente e segundo a equação 20.

Os dados necessários a este cálculo são os seguintes:

Tabela 21. Dados necessários para o cálculo do F_{in} .

Propriedade	Valor
C_p (água) (J/Kg.K)	4180
T_p (°C, depósito)	24
T_g (°C, furo)	19

De acordo com a situação definida, obtém-se os seguintes valores de quantidade de água necessária ao sistema:

Tabela 22. Necessidade de água de acordo com as condições estipuladas.

Situação	F_{in} (L/h)
Porta aberta + janelas abertas	306,27
Porta aberta + janelas fechadas	301,11
Porta fechada + janelas abertas	300,15
Porta fechada + 1 janela aberta	297,57
Porta aberta + 1 janela aberta	303,69
Porta fechada + janelas fechadas	294,99

Verifica-se que, comparando o Verão com o Inverno, no Verão as necessidades energéticas para climatizar a sala de aula são menores. Os valores de necessidades energéticas da sala de aula são fortemente condicionadas pelas condições do edifício, este é um edifício com grande inércia térmica devida à sua construção. Esta construção é de paredes largas, de materiais argilosos com características construtivas do século XVI.

9.2. Equipamentos

Neste trabalho foram elaborados alguns modelos possíveis de funcionamento do sistema instalado no CES.

Em primeiro lugar, supõe-se a existência de um sistema directo de climatização, ou seja, a água vai climatizar a sala de água sem passar por nenhum equipamento, ou seja, a água vai climatizar o ar da sala de aula sem passar por qualquer compressor, por exemplo (Situação 1 Inverno e Situação 1 Verão).

Supõe-se a existência de um permutador que faz a troca de calor entre a água proveniente do furo e o fluido refrigerante (R134a), depois esse R134a passa por um compressor de forma a aumentar a sua pressão, na época de aquecimento, ou de uma expansão na época de arrefecimento, para depois entrar num permutador em que se dá a troca de calor entre o R134a e o ar, ar esse que vai climatizar a sala de aula, (Situação 2 Inverno e Situação 2 Verão). Após ter simulado esta situação tanto para a época de

arrefecimento como de aquecimento, procedeu-se a novas simulações com outras disposições para os equipamentos.

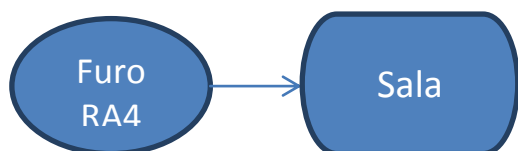
No caso do Inverno, simulou-se a entrada de água directamente no compressor de forma a elevar a sua pressão para, de seguida, dar entrada no permutador de calor para trocar o seu calor com o ar que vai climatizar a sala de aula (Situação 3 Inverno).

No caso do Verão, simulou-se a entrada de água proveniente do furo num permutador que vai promover a troca de calor entre a água e o R134a. De seguida, esse fluido vai trocar o seu calor com o ar que vai climatizar a sala de aula (Situação 3 Verão).

9.3. Análise do equipamento instalado

Após os cálculos das condições envolventes passou-se aos cálculos referentes ao equipamento instalado no CES. Todos os dados utilizados encontram-se dentro da gama de valores estipulados no projecto de instalação do sistema de climatização do CES, elaborado por uma entidade externa à Universidade de Évora.

9.3.1 Análise da Situação 1 Inverno



Este cálculo é efectuado para um circuito, ou seja, para água que entra no sistema sem que passe por qualquer equipamento, é uma utilização directa.

Tabela 23. Dados para a simulação da situação 1 de Inverno.

Dados	Valor
P1 (P inicial)	100 kPa
T1 (T inicial)	19 °C
h1 (entalpia água, entrada)	79,73 kJ/kg
Caudal	600 L/h
Cp (água)	4180 J/kg.K
Eficiência do equipamento	0,80

A partir da equação 21 calcula-se a energia total fornecida ao sistema.

$$E_{total} = C_p \times Caudal + Eficiência \times Potência \quad (21)$$

Assim o valor da energia total fornecida ao sistema calculado é: 1896,667 W

De seguida é calculado o valor do COP associado a este sistema, através da equação 22.

$$COP = \frac{E_{fornecida}}{E_{necessária\ ao\ compressor}} \quad (22)$$

O COP obtido através do cálculo foi de 1,264, o que é um valor bastante baixo, um valor aceitável deveria ser entre 4 e 5 para a época de aquecimento.

A água deste furo não é suficiente para alguns casos, assim vão-se fazer os mesmos cálculos para o caudal proveniente dos 4 furos.

Tabela 24. Caudais associados a cada furo.

Furos	Caudal (L/h)
RA1	10000
RA2	1800
RA3	9000
RA4	600
Total	21400

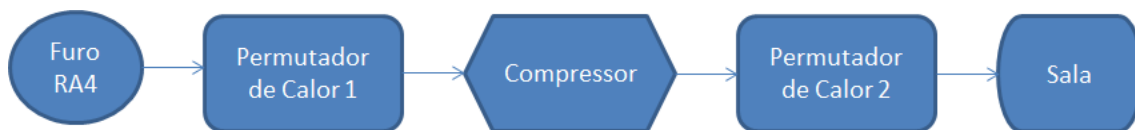
Assim, com este caudal, voltou a calcular-se a energia total onde se obteve o valor de 26047,78 W e a partir daqui um COP de 17,365. Assim o valor do COP excede largamente o que seria o valor óptimo mas acontece porque o sistema está implementado para várias salas e neste caso estamos a considerar uma só sala.

Procede-se ao cálculo para saber quantas salas poderão ser aquecidas nestas condições.

$$N^{\circ} \text{ de salas} = \frac{Caudal\ total}{Perdas\ totais} \quad (23)$$

Para as perdas/ganhos totais foi utilizado o caso mais negativo (porta e janelas abertas), calculadas no capítulo 8. Assim, ao fazer-se a divisão entre o caudal total fornecido ao sistema e a quantidade de água necessária ao sistema no caso mais desfavorável, ($F(\text{in})=623,803 \text{ L/h}$) obtém-se um valor de salas possíveis de serem climatizadas por este sistema igual a 34,305, (ou seja 34 salas) portanto, no caso de maior consumo, esta energia consegue aquecer 34 salas com consumos iguais à estudada.

9.3.2 Análise da Situação 2 Inverno



Começa-se por analisar o funcionamento do permutador 1 onde dá entrada a água proveniente do furo.

Neste permutador os fluidos presentes são a água e o refrigerante R134a.

A equação 24 é a base para os seguintes cálculos.

$$we = m(h_2 - h_1) \quad (24)$$

$$m_{\text{água}}(h_1 - h_2) = m_{\text{R134a}}(h_3 - h_4) \quad (25)$$

A existência deste permutador deve-se à necessidade de transferir calor da água para o fluido refrigerante para que depois este fluido (R134a) entre no compressor, em estado gasoso, para se elevar a pressão do mesmo.

Tabela 25. Dados para o cálculo da entalpia do R134a à saída do Permutador 1.

Dados	Valores
Água	
m (água)	1,33 kg/s
T1 (inicial)	19 °C
P1 (inicial)	100 kPa
h1 (inicial)	79,73 kJ/kg
T2 (final)	14 °C
P2 (final)	100 kPa
h2 (final)	58,79 kJ/kg
R134a	
d (R134a)	1443 kg/m ³
m (R134a)	1,92 kg/s
T3 (inicial)	15 °C
P3 (inicial)	100 kPa
h3 (inicial)	267,99 kJ/kg

Assim, após estes cálculos, a entalpia do R134a à saída do permutador 1 é de 282,50 kJ/kg (h4). A partir do valor da entalpia vai ser determinada a temperatura de saída do R134a do permutador 1, segundo os dados recolhidos nas tabelas de entalpias. Após a consulta de tabelas para a entalpia do R134a sobreaquecido, conclui-se que a temperatura do refrigerante à saída do permutador 1 é de 32°C. Ou seja, o R134a recebeu energia térmica proveniente da água do furo de forma a ser aquecido pela água.

De seguida passa-se à entrada do R134a no compressor.

Tabela 26. Dados para o cálculo da temperatura do R134a à saída do compressor.

Dados	Valores
R134a	
$h_1(\text{R134a})$	282,50 kJ/kg
$T_1(\text{R134a})$	32 °C
$m(\text{R134a})$	1,92 Kg/s
w_e	10,40 kW

Após o cálculo da entalpia de saída do R134a (h_2) a partir da equação 24, obteve-se um valor de 287,92 kJ/kg, para uma compressão até aos 280 kPa. Consultando as tabelas de entalpias para o R134a, obteve-se um valor de temperatura de saída do compressor, do fluido refrigerante, de 42 °C.

Após esta situação dá-se a entrada do fluido refrigerante no permutador 2. Neste permutador efectua-se a troca de calor entre o R134a e o ar. Pretende-se que dentro da sala a temperatura se encontre a 22°C.

Tabela 27. Dados para os cálculos referentes à transferência de calor no permutador 2.

Dados	Valores
R134a	
d(R134a)	1443 kg/m ³
m(R134a)	1,92 Kg/s
h3 (inicial)	287,92 kJ/kg
T (inicial)	42 °C
P (inicial)	280 kPa
Ar	
d(ar)	1,20 kg/m ³
m(ar)	1,60 x 10 ⁻³ Kg/s
T1(sala, inicial)	15 °C
P1 (sala, inicial)	100 kPa
h1 (inicial)	288,16 kJ/kg
T2(ar)	22 °C
P2 (final)	100 kPa
h2 (final)	295,17 kJ/kg

Utilizando a equação 25, obtém-se o valor da entalpia do R134a à saída do permutador 2, tendo como objectivo o aquecimento da sala até aos 22°C. A entalpia calculada para o R134a à saída do permutador 2, após troca de calor com o ar que vai climatizar a sala é de 287,91 kJ/kg. Esta entalpia corresponde a uma temperatura de 38°C.

Utilizando a mesma equação (n.º 25) calculou-se a temperatura de retorno da água ao furo.

Tabela 28. Dados para o cálculo da temperatura da água de retorno ao furo.

Dados	Valores
R134a	
m(R134a)	1,92 kg/s
h3(R134a, entrada perm 1)	267,99 kJ/kg
h4(R134a, saída do perm 2)	287,91 kJ/kg
Água	
m(água)	1,33 kg/s
h1(entalpia da água à entrada do sistema)	79,73 kJ/kg
P1	100 kPa

A entalpia de saída da água, ou seja, de retorno é de 50,98 kJ/kg que corresponde a uma temperatura de 12 °C. A temperatura da água à saída do sistema é cerca de 7°C inferior à temperatura a que é introduzida no sistema.

Extrapolando este cálculo para todas as salas de aulas possíveis de climatizar com esse sistema tem-se o seguinte cálculo, a partir da equação 25:

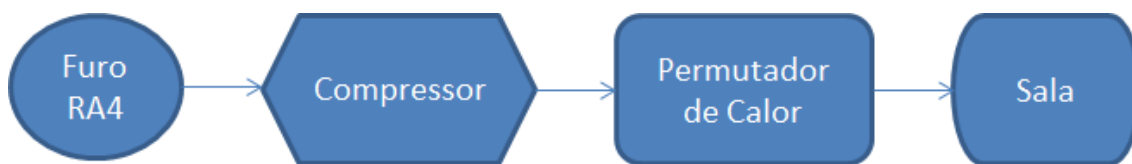
Tabela 29. Dados para o cálculo da temperatura do R134a para climatizar o sistema com 34 salas.

Dados	Valores
Comprimento	10,19 m
Largura	6,72 m
Altura	4,25 m
Volume da sala	291,03 m ³
d(ar)	1,20 kg/m ³
m(ar)	349,23 kg/h
m(R134a)	1,92 kg/s
h1(R134a)	287,91 kJ/kg
h3(ar, entrada)	288,16 kJ/kg
h4(ar, saída)	295,17 kJ/kg
N.º Salas	34
V(total)	9894,90 m ³
m(ar - total)	11873,88 kg/h

Utilizando a equação 25 obtém-se a entalpia de saída do fluido refrigerante que é 275,85 kJ/kg, que corresponde a uma temperatura de 24°C, tendo em conta que se está perante um sistema com 34 salas a serem climatizadas.

A temperatura do R134a após a climatização poderá considerar-se elevada uma vez que se encontra acima da temperatura que este entra de novo no sistema. Assim, após um ciclo de climatização das salas procede-se a uma expansão para proceder ao abaixamento da temperatura de forma a poder entrar no sistema com uma temperatura adequada.

9.3.3 Análise da Situação 3 Inverno



Neste caso, simula-se a transferência de calor da água proveniente do furo para o ar que vai climatizar a sala. Utilizando a equação 24 para o cálculo da entalpia da água à saída do compressor.

Tabela 30. Dados para o cálculo da entalpia da água à saída do compressor.

Dados	Valores
we	10,40 kW
m (água)	0,80 kg/s
T1	19 °C
P1	100 kPa
h1	79,73 kJ/kg

O compressor vai elevar a pressão até aos 280kPa.

De acordo com as condições da tabela, a entalpia da água no final da compressão é de 92,74 kJ/kg. Após consulta das tabelas de entalpias da água, a temperatura de saída da água do compressor é de 22 °C.

Após a água ser comprimida, esta vai entrar no permutador onde vai trocar calor com o ar da sala de forma a climatizar a sala.

Para que a temperatura da água seja suficiente para aquecer o ar da sala até aos 22°C pode-se diminuir o caudal à entrada do compressor e esse caudal teria que entrar no permutador (por exemplo, pode-se usar um caudal de 0,80 kg/s em vez de 1,33 kg/s como se fez nos cálculos aqui exemplificados).

Tabela 31. Dados para o cálculo da entalpia da água à saída do permutador.

Dados	Valores
Água	
m(água)	0,80 kg/s
h3(água, entrada permutador)	92,74 kJ/kg
T3(água, entrada permutador)	22°C
P3	300 kPa
P4	100 kPa
Ar	
T(sala)	15 °C
h1	288,31 kJ/kg
T(ar)	22 °C
h2	295,17 kJ/kg
d(ar)	1,2 kg/m ³
m(Ar)	1,60 Kg/s

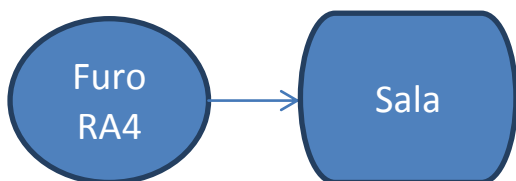
Através do cálculo efectuado a partir da equação 24, obtém-se o valor da entalpia da água à saída do permutador. Assim o valor da entalpia obtido foi de 92,71 kJ/kg o que corresponde a uma temperatura de 22 °C. Este valor leva a que a água após aquecer o sistema tem ainda um ganho uma vez que entrou no sistema a 19°C e sai a 20°C. Esta situação deve-se ao efeito da compressão, caso não se pretenda que esta situação ocorra reduz-se a compressão, ou em determinados casos, poder-se-á mesmo eliminá-la.

Para resolver esta situação passa-se a fazer o cálculo para o sistema completo, ou seja 34 salas.

Com o volume total das salas, a temperatura de retorno da água diminui para 15°C. A temperatura de saída já tem um valor mais aproximado do que seria normal em relação à temperatura de saída do sistema em que existem 2 permutadores.

A diferença desta simulação com a anterior, é que o fluido a ser comprimido é a água que provém do furo. Neste sistema não existe fluido refrigerante como é suposto na simulação registada em 9.3.2., esta seria uma compressão de líquido em vez de compressão da fase gasosa.

9.3.4. Análise da Situação 1 de Verão



Este cálculo é efectuado para um circuito, ou seja, para água que entra no sistema sem que passe por qualquer equipamento, é uma utilização directa.

Tabela 32. Dados para a simulação da situação 1 de Verão.

Dados	Valor
P1(Pinicial)	100 KPa
T1	19 °C
h1	79,73 KJ/Kg
EER	1,26
Cp(água)	4180 J/Kg.K
Eficiência do equipamento	0,80

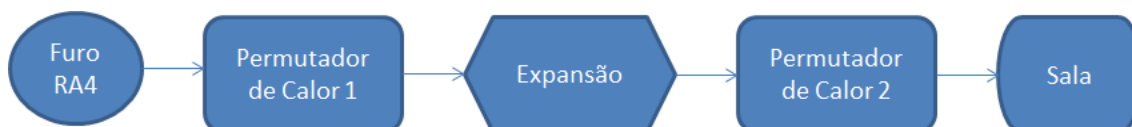
A partir da equação 21 foi calculado o valor da energia fornecida ao sistema, de acordo com as condições iniciais definidas na tabela 32. O valor da energia fornecida é de 1890 W. De seguida e a partir da equação 20, obteve-se o valor do caudal necessário ao sistema, de forma a manterem-se as mesmas condições de funcionamento da época de aquecimento. O caudal necessário será então de 0,74 L/s. O caudal da época de arrefecimento é consideravelmente superior ao caudal necessário para a época de aquecimento, ou seja, para um mesmo trabalho, é necessário um maior caudal para arrefecer que para aquecer a mesma sala.

A água deste furo não é suficiente para alguns casos, assim vão-se fazer os mesmos cálculos para o caudal proveniente dos 4 furos. Segundo a tabela 24, o caudal total de todos os furos do sistema é de 21400 L/h, ou seja, 5,94 L/s.

De acordo com a equação 22, procede-se ao cálculo para saber quantas salas poderão ser arrefecidas nestas condições. O número de salas que podem ser climatizadas nestas condições é de 69,87, ou seja, 69 salas de acordo com as condições definidas.

Para as perdas totais foi utilizado o caso mais negativo (em que temos a portas e as janelas da sala abertas) para o caso da época de arrefecimento. Assim, ao fazer-se a divisão entre o caudal total fornecido ao sistema e a quantidade de água necessária ao sistema no caso mais desfavorável, $F(in)=306,27$ L/h obtém-se um valor de salas possíveis de serem climatizadas por este sistema igual a 69,87, (ou seja 69 salas) portanto, no caso de maior consumo, esta energia consegue aquecer 69 salas com características semelhantes à sala estudada.

9.3.5 Análise da Situação 2 Verão



Começa-se por analisar o funcionamento do permutador 1 onde dá entrada a água proveniente do furo.

Neste permutador os fluidos presentes são a água e o refrigerante R134a.

Os cálculos efectuados para a época de arrefecimento são feitos com base no estudo efectuado para a época de aquecimento.

Inicia-se o cálculo no permutador 1. A existência deste permutador deve-se à necessidade de transferir calor da água para o fluido refrigerante para que depois, este fluido (R134a) entre no compressor, em estado gasoso de forma a elevar-se a pressão do mesmo.

$$m_{\text{água}}(h_1 - h_2) = m_{\text{R134a}}(h_4 - h_3) \quad (26)$$

Tabela 33. Dados para o cálculo da entalpia do R134a à saída do Permutador 1.

Dados	Valores
Água	
m(água)	1,33 kg/s
T3	19 °C
P3	100 kPa
h3	79,73 kJ/kg
T4	14 °C
P4	100 kPa
h4	58,79 kJ/kg
R134a	
d(R134a)	1443 kg/m ³
m(R134a)	1,92 kg/s
T1	15 °C
P1	100 kPa
h1	280,68 kJ/kg

Assim, após estes cálculos, a entalpia do R134a à saída do permutador 1 é de 260,39 kJ/kg (h2). A partir do valor da entalpia vai ser determinada a temperatura de saída do R134a do permutador 1. Após a consulta de tabelas para a entalpia do R134a sobreaquecido, conclui-se que a temperatura do refrigerante à saída do permutador 1 é de 6°C, ou seja, o R134a recebeu energia térmica proveniente da água do furo, de forma a arrefecer este fluido refrigerante.

De seguida passa-se à expansão do R134a.

Tabela 34. Dados para o cálculo da temperatura do R134a à saída do compressor.

Dados	Valores
R134a	
$h_1(\text{R134a})$	260,39 kJ/kg
$T_1(\text{R134a})$	5,84 °C
$m(\text{R134a})$	1,92 Kg/s
W_e	9,00 kW

Após o cálculo da entalpia de saída do R134a (h_2) a partir da equação 23, obteve-se um valor de 255,70 kJ/kg. Consultando as tabelas de entalpias para o R134a, obteve-se um valor de temperatura, após a expansão até aos 60 kPa, do fluido refrigerante, de -1°C.

De seguida, dá-se a entrada do fluido refrigerante no permutador 2. Neste permutador efectua-se a troca de calor entre o R134a e o ar. Pretende-se que dentro da sala a temperatura se encontre a 22°C.

Tabela 35. Dados para os cálculos referentes à transferência de calor no permutador 2.

Dados	Valores
R134a	
d(R134a)	1443 kg/m ³
m(R134a)	1,92 Kg/s
h1(R134a)	255,70 kJ/kg
T1(R134a)	-1,06 °C
P (R134a)	60 kPa
Ar	
d(ar)	1,20 kg/m ³
m(ar)	1,60 x 10 ⁻³ Kg/s
T3(sala)	26 °C
P3	100 kPa
h3	299,31 kJ/kg
T4(ar)	22 °C
P4	100 kPa
h4	295,17 kJ/kg

Utilizando a equação 26, obtém-se o valor da entalpia do R134a à saída do permutador 2, tendo como objectivo o arrefecimento da sala até aos 22°C. A entalpia calculada para o R134a à saída do permutador 2, após troca de calor com o ar que vai climatizar a sala é de 255,70 kJ/kg. Esta entalpia corresponde a uma temperatura de 0°C (temperatura de saída do R134a, após troca de calor com o ar da sala).

Utilizando a mesma equação (n.º 26) calculou-se a temperatura de retorno da água ao furo.

Tabela 36. Dados para o cálculo da temperatura da água de retorno ao furo.

Dados	Valores
R134a	
m(R134a)	1,92 kg/s
h4(R134a, saída do perm.2)	255,70 kJ/kg
h3(R134a, entrada do perm 1)	280,68 kJ/kg
Água	
m(água)	1,33 kg/s
h1(entalpia da água à entrada do sistema)	79,73 kJ/kg
P1	100 kPa

A entalpia de saída da água, ou seja, de retorno é de 115,77 kJ/kg que corresponde a uma temperatura de 28°C.

Extrapolando o cálculo de climatização, efectuado para 1 sala, agora para todas as salas de aulas possíveis de climatizar com esse sistema tem-se o seguinte cálculo, a partir da equação 26:

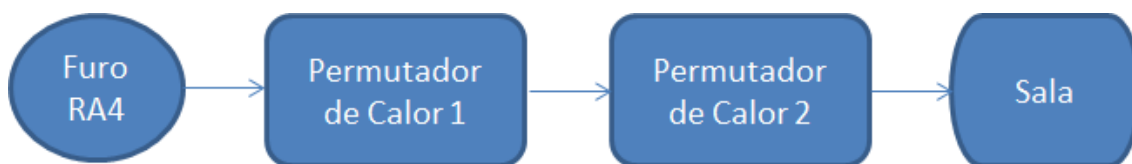
Tabela 37. Dados para o cálculo da temperatura do R134a para climatizar o sistema com 69 salas.

Dados	Valores
Comprimento	10,19 m
Largura	6,72 m
Altura	4,25 m
Volume da sala	291,03 m ³
d(ar)	1,20 kg/m ³
m(ar)	349,23 kg/s
m(R134a)	1,92 kg/s
h1(R134a)	255,70 kJ/kg
h3(ar, entrada)	299,31 kJ/kg
h4(ar, saída)	295,17 kJ/kg
N.º Salas	69
V(total)	20080,82 m ³
m(ar - total)	24137,15 kg/s

Utilizando a equação 26 obtém-se a entalpia de saída do fluido refrigerante que é 270,16 kJ/kg, que corresponde a uma temperatura de 18 °C, tendo em conta que se está perante um sistema com 69 salas a serem climatizadas.

Esta temperatura obtida é a temperatura para o caso de se estarem a aquecer 69 salas, simultaneamente, com as características da sala em estudo. A temperatura do R134a à saída deste sistema de 69 salas é inferior à sua temperatura de entrada no sistema, portanto, o fluido após trocar calor com o ar tem de elevar a sua temperatura para poder entrar de novo no sistema de climatização.

9.3.3 Análise da Situação 3 Verão



Neste caso, simula-se a transferência da energia térmica da água proveniente do furo para o R134, no permutador 1 e de seguida deste fluido refrigerante para o ar, no permutador 2.

Assim, em primeiro lugar vai ser determinada a transferência de energia térmica através do permutador 1.

Tabela 38. Dados para o cálculo da entalpia do R134a após a transferência de energia da água para o refrigerante.

Dados	Valores
Água	
m (água)	1,33 kg/s
T3	19 °C
P3	100 kPa
h3	79,73 kJ/kg
T4	26 °C
P4	100 kPa
h4	109,01 kJ/kg
R134a	
d (R134a)	1443 kg/m ³
m (R134a)	1,92 kg/s
T1	30 °C
P1	100 kPa
h1	280,68 kJ/kg

De acordo com as condições da tabela, a entalpia do R134a à saída do permutador 1 é de 260,39 kJ/kg. Após consulta das tabelas de entalpias para o R134a, nas condições definidas, a temperatura de saída do R134a do permutador 1 é de 6°C.

Após a saída do R134a do permutador 1, entra no permutador 2 de forma a trocar calor com o ar que vai climatizar a sala.

Tabela 39. Dados para o cálculo da entalpia da água à saída do permutador 2.

Dados	Valores
R134a	
d (R134a)	1443 kg/m ³
m (R134a)	1,92 kg/s
T1	6 °C
P1	100 kPa
h1	260,39 kJ/kg
Ar	
d (ar)	1,20 kg/m ³
m (ar)	1,33 x 10 ⁻³ kg/s
T3	26 °C
P3	100 kPa
h3	299,82 kJ/kg
T4	22 °C
P4	100 kPa
h4	295,17 kPa

Através do cálculo efectuado a partir da equação 26, obtém-se o valor da entalpia do R134a à saída do permutador 2. Assim, o valor da entalpia obtido foi de 260,39 kJ/kg o que corresponde a uma temperatura de 6 °C. Este valor leva a que o R134a após arrefecer o sistema fica com um valor abaixo daquele que entrou no sistema, assim, vai ter que se aumentar a temperatura do fluido refrigerante antes de entrar de novo num ciclo de arrefecimento.

Com o volume total das salas (20080,82 m³), determinou-se a temperatura a que o R134a sai do sistema após transferir a energia térmica para o ar que vá climatizar as salas de acordo com as condições estipuladas anteriormente.

Tabela 40. Dados para o cálculo da entalpia do R134a à saída do permutador 2 com 69 salas.

Dados	Valores
Comprimento	10,19 m
Largura	6,72 m
Altura	4,25 m
Volume da sala	291,03 m ³
d(ar)	1,20 kg/m ³
m(ar)	349,23 kg/s
m(R134a)	1,92 kg/s
h1(R134a)	260,39 kJ/kg
h3(ar, entrada)	299,19 kJ/kg
h4(ar, saída)	295,17 kJ/kg
N.º Salas	69
V(total)	20080,82 m ³
m (ar - total)	24137,15 kg/s

À saída do 2.º permutador, de acordo com o cálculo através da equação 26, o R134a tem uma entalpia de 260,68 kJ/kg. Consultando as tabelas de entalpia para este fluido refrigerante, a entalpia determinada corresponde a uma temperatura de 6°C. Uma possibilidade para aumentar esta temperatura poderá passar por se alterar o caudal de água no permutador 1.

10. CONCLUSÕES

Em relação à primeira parte deste trabalho que se refere à análise da situação existente na captação pode-se concluir que o furo estudado, o furo RA4, não se encontra interligado com os outros furos do sistema, nomeadamente com o RA3, segundo o resultado obtido através do perfil eléctrico. Comprova-se que, existem condições para se efectuarem mais furos com a mesma finalidade (climatização) na área envolvente do RA4, uma vez que existem recursos para isso.

Após a análise das temperaturas tanto em profundidade como à superfície, verificou-se que a temperatura à superfície, praticamente, não influencia a temperatura da água em profundidade uma vez que se mantém constante ao longo de todo o período de estudo (temperatura a rondar os 19°C), logo conclui-se que esta água não é proveniente de nenhuma fonte superficial. Também se conclui que inicialmente, aquando da construção dos furos, a temperatura da água em profundidade rondava os 18°C e neste momento a temperatura ronda os 19°C.

Relativamente ao transporte da água desde a captação até à bomba de calor, conclui-se que quanto mais nos afastamos da captação menor é a temperatura da água na época de aquecimento, assim como, quanto maior é o raio da coluna de água menor é a temperatura da água. Para o caso da época de arrefecimento conclui-se que a situação se inverte.

Na segunda parte deste trabalho, analisando as perdas térmicas na sala estudada e para a época de aquecimento, conclui-se que o sistema total tem capacidade para climatizar 34 salas enquanto que na época de arrefecimento o sistema tem capacidade para climatizar 69 salas similares à sala em estudo. Conclui-se também que, este edifício tem uma grande inércia térmica que permite a redução de perdas de energia térmica na época de aquecimento, assim como, a redução de ganhos na época de aquecimento.

Após as simulações efectuadas comprova-se que possivelmente a situação mais rentável, em termos económicos, será a simples circulação do fluido (água) pelo sistema uma vez que este tem temperatura suficiente para permitir a climatização. Poderá fazer-se passar a água proveniente do furo por um compressor para elevar ligeiramente a sua

temperatura, na época de aquecimento. Na época de arrefecimento, a temperatura é suficiente para climatizar a sala de aula. Esta situação será válida nas condições estudadas, em que alguns parâmetros não foram contabilizados assim como os ajustes ao sistema real ou mesmo as perdas/ganhos de calor através da radiação.

Não se pode concluir nada sobre os ajustes que seriam efectuados uma vez que os dados necessários para esse efeito não foram recolhidos devido a avaria no sistema.

Como sugestão de trabalhos futuros, seria interessante ter um estudo das perdas de calor/ganhos entre o furo e o depósito existente acoplado à bomba de calor. Uma vez que não foi possível efectuar os ajustes à situação real, neste trabalho, seria interessante, posteriormente, fazerem-se esses ajustes.

Posteriormente, também seria interessante efectuar um estudo em relação ao que se passa nos outros furos do sistema, medindo temperaturas nas várias profundidades como foi efectuado no furo RA4. Seria interessante colocar sondas entre a superfície e os 30m de profundidade uma vez que se verificou que é nessa gama de profundidades que a temperatura se começa a aproximar dos 19°C.

Eventualmente, poderia sugerir-se que a profundidade das tubagens de captação de água pudesse ser alterada para uma profundidade mais adequada, de acordo com o estudo. Como há fracturação na zona dos 30 m de profundidade e a temperatura aí é aproximadamente 19°C poderia instalar-se aí as bombas de captação de água em vez de se captar junto à superfície.

Por último, sugere-se que seja feito o estudo do tempo de resposta do furo após a introdução da água de retorno.

BIBLIOGRAFIA

Azenha, R. L.: *Relatório Final de execução dos Furos da Universidade de Évora – Colégio do Espírito Santo*, Relatório Interno, (2009), Évora.

Boletim Climatológico Mensal – Portugal Continental, Janeiro (2013), acedido em: 05 de Agosto de 2013, em:
https://www.ipma.pt/resources.www/docs/im.publicacoes/edicoes.online/20130208/BQhKcCxCEQIVpspHirOd/cli_20130101_20130131_pcl_mm_co_pt.pdf

Boletim Climatológico Mensal – Portugal Continental, Junho (2013), acedido em: 05 de Agosto de 2013, em:
https://www.ipma.pt/resources.www/docs/im.publicacoes/edicoes.online/20130705/lxYSrNtIzkotBIJYTaeF/cli_20130601_20130630_pcl_mm_co_pt.pdf

Broilo, acedido em 08.09.2013, em: <http://www.broilo.com.br/pt/produtos/p/59/>

Canalizar e aquecer (2013) acedido em: 18.03.2013 em:
<http://www.canalizareaquecer.com/etiqueta/geotermia-vertical>

Çengel, Y., Boles, M., (2007) *Termodinâmica*, 5ª Edição, Mc Graw Hill, São Paulo

Chandrasekharam D. & Bundschuh J.,(2008) *Low Enthapy Geothermal Resources for Power Generation*, 1ª edição, CRC Press, London.

Demec, acedido em 08.09.2013, em:
<http://www.demec.ufmg.br/disciplinas/ema003/trocador/cascotub.htm>

Duque, M., Pascoal, J., *An attempt to increase the performance of a climatizing system using water from boreholes, in an old building* – European Geothermal Congress 2013 (EGC 2013), Pisa, Italy (2013)

Duque M.R., *Física da Terra – Manual de Apoio às aulas teóricas*, Universidade de Évora, 2012, Évora.

Ferreira, R., (2010) *Projecto de uma Bomba de Calor com aproveitamento de Energia Solar*, Relatório do projecto final do MIEM. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto.

Fialho, A., Chambel, A., Duque, J.,(Ano) - *Sistema Aquífero dos Gnaisses de Évora* - Universidade de Évora, Évora

Glassley, W.:Geothermal Energy (2010) *Renewable Energy and the Environment*, CRC Press, Boca Raton.

Google Maps: acedido em 03.02.2013, em <http://maps.google.pt/maps?hl=pt-PT&tab=il>,

Gupta, H., e Roy, S, *Geothermal Energy – An alternative resource for the 21st century*, Elsevier, 2007.

Hyperphysics (2013) acedido em: 23.05.2013 em: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/thermo/carnot.html>

IGC (2013) acedido em: 08.09.2013 em:
http://www.igc.cat/web/es/subsol_geotermia.html

Jaupart, C., Labrosse, S., Mareschal, J.C. *Temperatures heat and Energy in the Mantle of the Earth*, in: *Treatise on Geophysics Volume 7, Mantle Dynamics*, David Bercovici,Elsevier 253-304, 2007.

Jaupart, C., e Mareschal J.C., *Heat Generation and Transport in the Earth*, Cambridge University Press, Cambridge, 2011.

Lund J., Sanner B., Rybach L., Curtis R., Hellström G., *Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps: A World Overview*, GHC Bulletin, 2004.

Portal do professor (2011), acedido em 08.09.2013 em:
<http://portaldoprofessor.mec.gov.br/fichaTecnicaAula.html?aula=26814>

Ramos, E., *Produção Térmica para Climatização – Implementação da Eficiência Energética – Colégio do Espírito Santo* (2009), Évora.

Slatter J., Royden L., Horváth F., Burchfiel B., Semken S., Stegena L., *The formation of the intra-Carpathian basins as determined from subsidence data*. Earth and Planetary Science Letters, 1980.

Solé, A., (2008) – *Energía Geotérmica de Baja Temperatura* – 1ª Edição, Cano Pina, S.L. – Ediciones Ceysa.

Watts A., *Treatise on Geophysics – Crust and Lithosphere Dynamics*, Volume 6, Elsevier, 2007.

Wikipedia, (2013) http://pt.wikipedia.org/wiki/Protocolo_de_Quioto (08.02.2013)

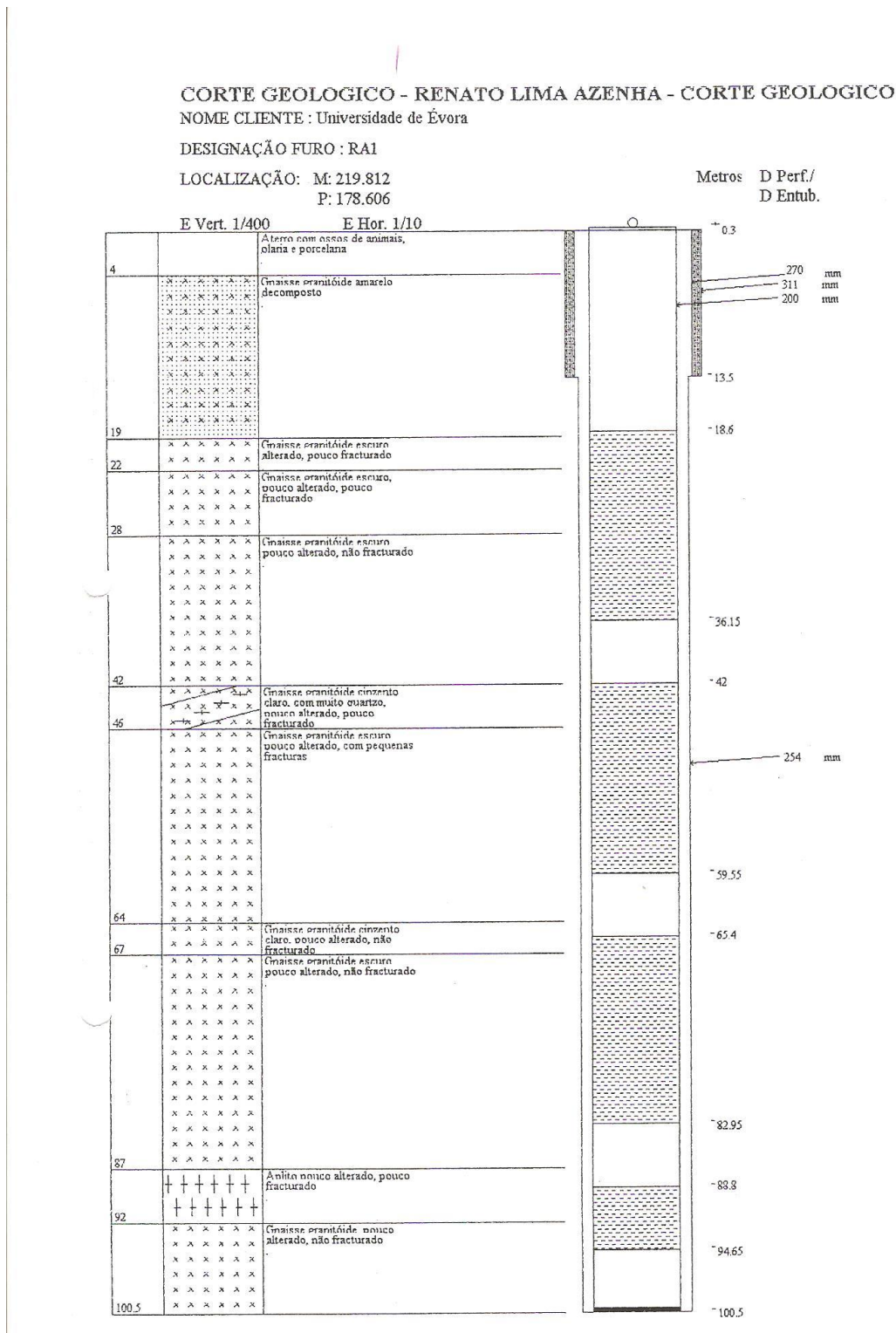
Xa Ying (2013) acedido em: 07.07.2013, em:

<http://xa.yimg.com/kq/groups/24688386/212745920/name/Compressores+FEG+Aprese+nta%C3%A7%C3%A3o.pdf>

ANEXOS

Anexo 1 – Cortes Geológicos dos Furos

RA1



RA2

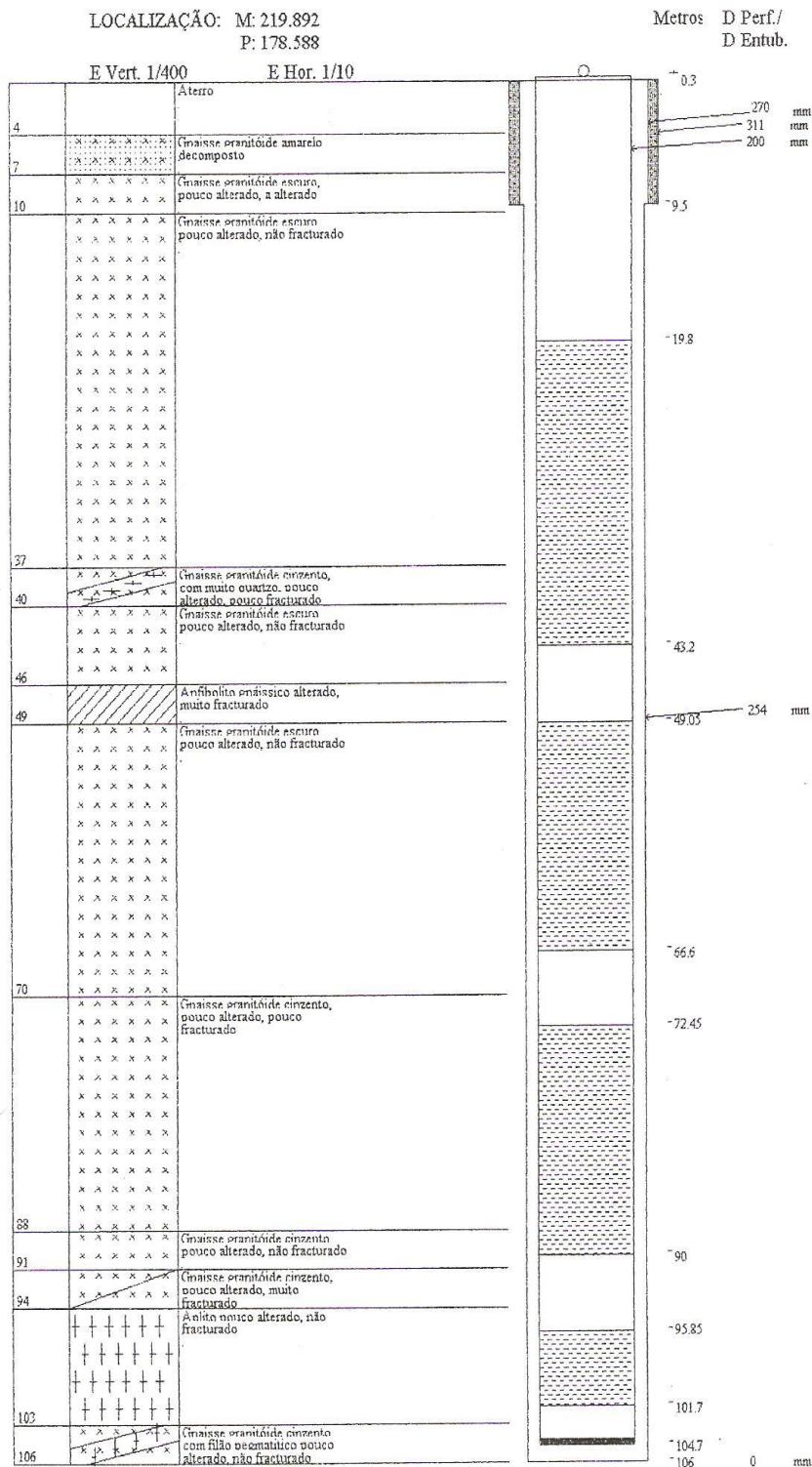
CORTE GEOLOGICO - RENATO LIMA AZENHA - CORTE GEOLOGICO

NOME CLIENTE : Universidade de Évora

DESIGNAÇÃO FURO : RA2

LOCALIZAÇÃO: M: 219.892

P: 178.588



RA3

CORTE GEOLOGICO - RENATO LIMA AZENHA - CORTE GEOLOGICO

NOME CLIENTE : Universidade de Évora

DESIGNAÇÃO FURO : RA3

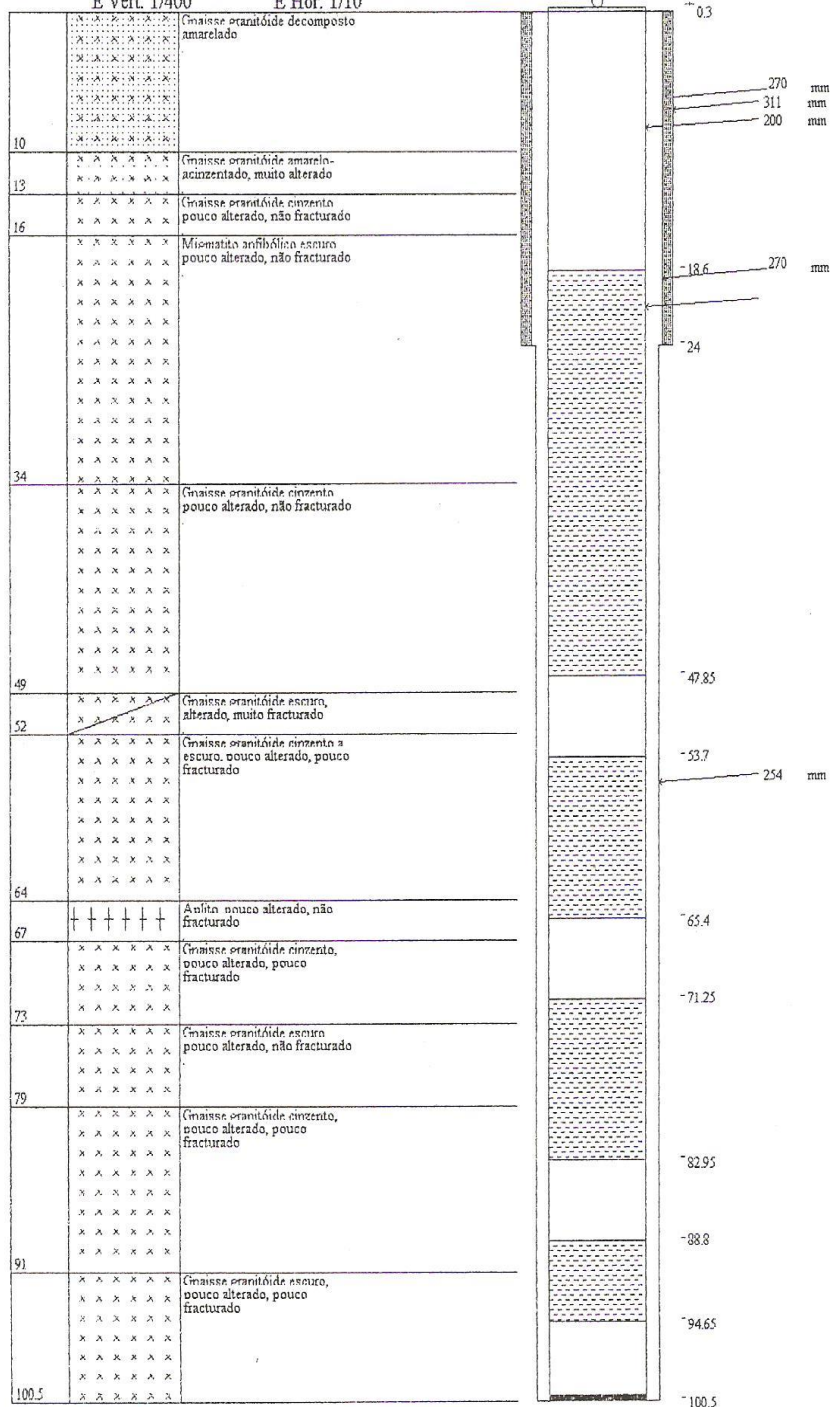
LOCALIZAÇÃO: M: 219.958

P: 178.516

Metros D Perf./
D Entub.

E Vert. 1/400

E Hor. 1/10



RA4

CORTE GEOLOGICO - RENATO LIMA AZENHA - CORTE GEOLOGICO

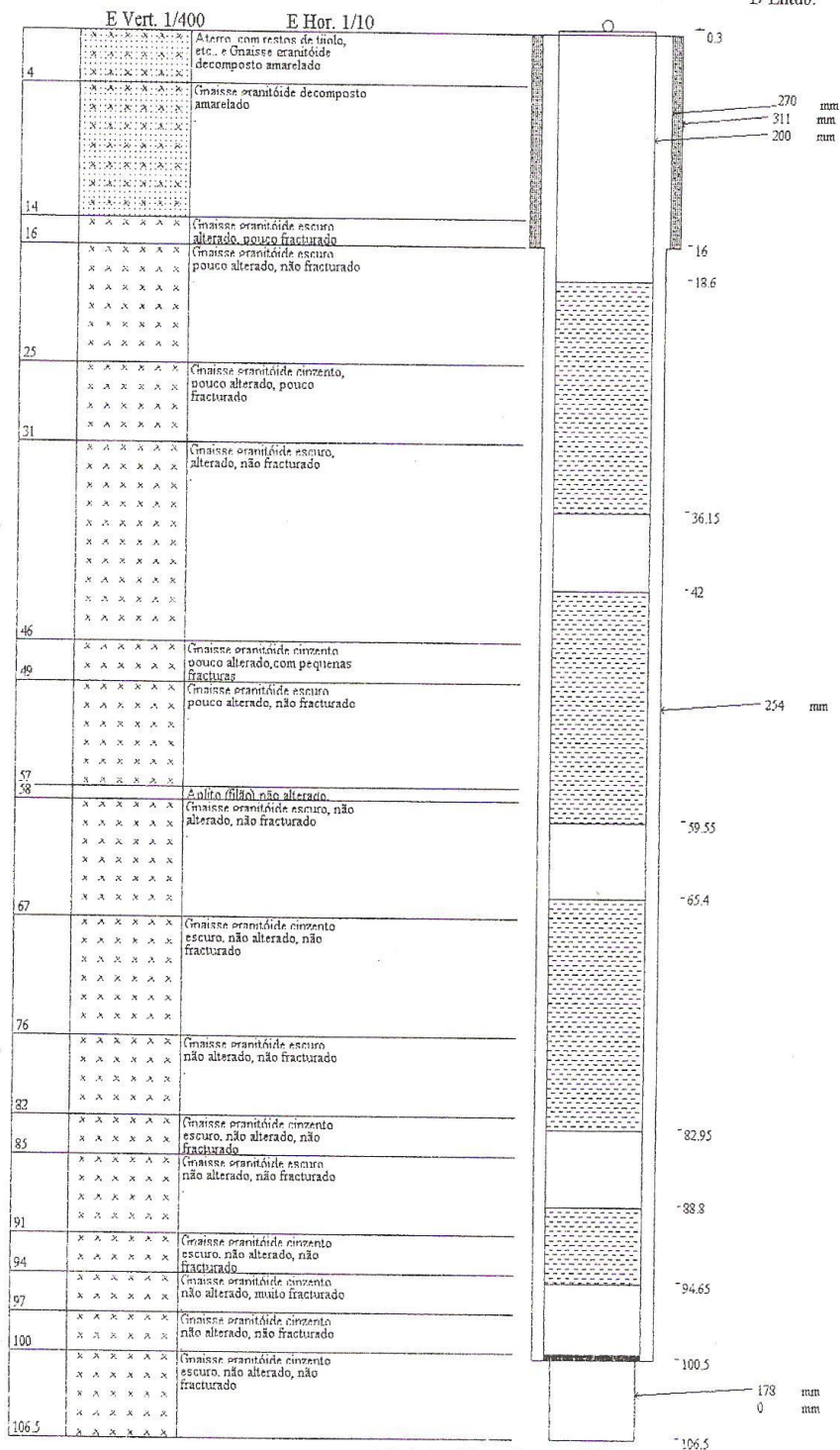
NOME CLIENTE : Universidade de Évora

DESIGNAÇÃO FURO : RA4

LOCALIZAÇÃO: M: 220.088

P: 178.494

Metros D Perf./
D Entub.



Anexo 2 – Esquematização do software elaborado

Cálculo das Perdas no Verão

Reservatórios_Geotérmicos

Introduzir Dados Verão | Introduzir Dados Inverno | Verão | Inverno

Perdas

T (interior) °C: 24 | **Total Perdas** | Q total (J/s): 1810,762

T (exterior) °C: 30 | **Qti=Qcd + Qcv** | **Calcular Q (TL)**

Condução

Qcd=K x A x (dT/dx)

A = Comprimento x Altura

K (w/m.K): 1,4 | **Paredes Interiores** 2 | **Qcd (J/s) = 680,5787**

Espeçura Parede (m): 0,705 | **Paredes Exteriores** 2 | **Qcd (J/s) = 1032,009**

Altura (m): 4,25 | **A = 43,3075**

Comprimento Parede Interior (m): 6,72 | **Qcd Total = 1712,588**

Comprimento Parede Exterior (m): 10,19

Convecção

v (m/s): 1 | **Combinação de Portas e Janelas**

Espeçura Porta (m): 0,05 | N° Janelas Abertas: 2

Altura Porta (m): 2,42 | N° Portas Abertas: 1

Largura Porta (m): 1,46

Espeçura Janela (m): 0,05

Altura Janela (m): 1,33

Largura Janela (m): 1,12

A (Porta): 3,5332

A (Janela): 1,4896

Água Necessária para Climatizar

$$F_{in} = \frac{Q_L}{C_p \times (T_G - T_P)}$$

Cp (água) (KJ/Kg.K)	4180
Tp (°C)	24
Tg (°C)	19
Fin (l/h)	311,9016

Qcv Portas + Janelas

Qcv (Porta)	191,746769	53,26299
Qcv (Janela)	161,681177	44,31144
Qcv Total	353,4279	98,17443

Cálculo das Perdas no Inverno

Reservatórios_Geotérmicos

Introduzir Dados Verão | Introduzir Dados Inverno | Verão | Inverno

Perdas

T (interior) °C: 22 | **Total Perdas** | Q total (J/s): 3621,523

T (exterior) °C: 10 | **Qti=Qcd + Qcv** | **Calcular Q (TL)**

Condução

Qcd=K x A x (dT/dx)

A = Comprimento x Altura

K (w/m.K): 1,4 | **Paredes Interiores** 2 | **Qcd (J/s) = 1361,157**

Espeçura Parede (m): 0,705 | **Paredes Exteriores** 2 | **Qcd (J/s) = 2064,017**

Altura (m): 4,25 | **A = 43,3075**

Comprimento Parede Interior (m): 6,72 | **Qcd Total = 3425,174**

Comprimento Parede Exterior (m): 10,19

Convecção

v (m/s): 1 | **Combinação de Portas e Janelas**

Espeçura Porta (m): 0,05 | N° Janelas Abertas: 2

Altura Porta (m): 2,42 | N° Portas Abertas: 1

Largura Porta (m): 1,46

Espeçura Janela (m): 0,05

Altura Janela (m): 1,33

Largura Janela (m): 1,12

A (Porta): 3,5332

A (Janela): 1,4896

Água Necessária para Climatizar

$$F_{in} = \frac{Q_L}{C_p \times (T_G - T_P)}$$

Cp (água) (KJ/Kg.K)	4180
Tp (°C)	24
Tg (°C)	19
Fin (l/h)	623,803

Qcv Portas + Janelas

Qcv (Porta)	383,493530	106,526
Qcv (Janela)	323,362359	89,82288
Qcv Total	706,8559	196,3489

Simulações referentes ao Verão

Reservatórios_Geotérmicos

Introduzir Dados Verão | Introduzir Dados Inverno | Verão | Inverno

Furo1Sala

Potência Compressor (J/s) 1500
Eficiência Compressor 0.8
 $w_e = m(h_2 - h_1)$

Furos a Usar
☐ RA1 ☐ RA2 ☐ RA3 ☐ RA4 Caudal (L/h) 0

Cop Para o Verão 1.26

E_fornecida = Cop * Potência_Compressor

E_fornecida (J/s) 1890

E_total = Cp x Caudal + Eficiência x Potência

Caudal (L/s) 0.739

Nº Salas = (Caudal Total) / (Água Necessária (Fin))

Nº de Salas 69
Volume Total (m³) 0

Calculo

furo1permutador1compressorpermutador2sala

Potência Compressor (J/s) 1500 Eficiência Compressor 0.8
 w_e (Kw/h) 9.00 Densidade R134a (Kg/m³) 1443
 $m_{\text{Água}}$ (Kg/s) 1.33 m_{R134a} (Kg/s) 1.919
 d_{ar} (Kg/m³) 1.202 m_{ar} (Kg/s) 1.60

Permutador 1

T1a - T_água (°C) 19 h1_e (KJ/Kg) 79.72
T1s - T_água (°C) 26 h1_s (KJ/Kg) 108.99
T2a - T_R134a (°C) 30 h2_e (KJ/Kg) 280.7
T2s - T_R134a (°C) 5.87 h2_s (KJ/Kg) 260.41

Compressor - Expansão

h_R134a (KJ/Kg) 255.724
T_R134a_após_compressor (°C) 41.693

Permutador 2

T_sala (°C) 26 h_sala (KJ/Kg) 239.185
T_ar (°C) 22 h_ar (KJ/Kg) 295.17
h_R134a_saída (KJ/Kg) 260.4173
Temperatura_Saída_R134a (°C) 0.146

Temperatura Retorno Água (Após Permutador 2)

h_água (KJ/Kg) 109.012
T_água (°C) 26

Temperatura R134a Reentrada no Sistema

$m_{\text{ar_total}}$ (Kg/s) 3.304
h_R134a_saída (KJ/Kg) 275.846
T_R134a_saída (°C) 24.319

furo1compressorpermutador1sala

$m_{\text{Água}}$ (Kg/s) 1.33 m_{R134a} (Kg/s) 91.726
 w_e (Kw/h) 9 P_entrada_água (KPa) 100

Permutador 1

T_entrada_água (°C) 19 h_água_entrada (KJ/Kg) 79.728
T_saída_água (°C) 26 h_água_saída (KJ/Kg) 109.012
T_Entrada_R134a (°C) 30 h_Entrada_R134a (KJ/Kg) 280.68
T_saída_R134a (°C) 5.84 h_saída_R134a (KJ/Kg) 260.386

Permutador 2

T_Sala (°C) 26 h_água_entrada (KJ/Kg) 239.185
T do Ar (°C) 22 h_água_saída (KJ/Kg) 295.17
T_saída_R134a (°C) 5.84 h_saída_R134a (KJ/Kg) 260.386

Temperatura Retorno da Água

h_retorno_água (KJ/Kg) 109.012 T_saída_água (°C) 26

Renovação de Ar total por cada hora

m_{AR} (Kg/h) 24137.15
 m_{AR} (Kg/s) 6.705 h_água_saída (KJ/Kg) 63.746
T_água_saída_Final_após_aquecimento_sala (°C) 15.178

Calculo Caso 1 **Calculo Caso 2**

Simulações referentes ao Inverno

Reservatórios_Geotérmicos

Introduzir Dados Verão | Introduzir Dados Inverno | Verão | Inverno

Furo1Sala

Potência Compressor (J/s) 1500
Eficiência Compressor 0.8
 $w_e = m(h_2 - h_1)$

Furos a Usar
☐ RA1 ☐ RA2 ☐ RA3 ☐ RA4 Caudal (L/h) 0

E_total = Cp x Caudal + Eficiência x Potência

E_fornecida (J/s) 0

COP = E_fornecida / Potência_Compressor

COP 0

Nº Salas = (Caudal Total) / (Água Necessária (Fin))

Nº de Salas 0
Volume Total (m³) 0

Calculo

furo1permutador1compressorpermutador2sala

Potência Compressor (J/s) 1500 Eficiência Compressor 0.8
 w_e (Kw/h) 10.4 Densidade R134a (Kg/m³) 1443
 $m_{\text{Água}}$ (Kg/s) 1.33 m_{R134a} (Kg/s) 1.919
 d_{ar} (Kg/m³) 1.202 m_{ar} (Kg/s) 1.60

Permutador 1

T1a - T_água (°C) 19 h1_e (KJ/Kg) 79.728
T1s - T_água (°C) 14 h1_s (KJ/Kg) 58.79
T2a - T_R134a (°C) 15 h2_e (KJ/Kg) 267.99
T2s - T_R134a (°C) 32.102 h2_s (KJ/Kg) 282.5

Compressor

h_R134a (KJ/Kg) 287.919
T_R134a_após_compressor (°C) 41.693

Permutador 2

T_sala (°C) 15 h_sala (KJ/Kg) 288.16
T_ar (°C) 22 h_ar (KJ/Kg) 295.17
h_R134a_saída (KJ/Kg) 287.9132
Temperatura_Saída_R134a (°C) 38.11642

Temperatura Retorno Água (Após Permutador 2)

h_água (KJ/Kg) 50.979
T_água (°C) 12.137

Temperatura R134a Reentrada no Sistema

$m_{\text{ar_total}}$ (Kg/s) 3.304
h_R134a_saída (KJ/Kg) 275.846
T_R134a_saída (°C) 24.319

furo1compressorpermutador1sala

$m_{\text{Água}}$ (Kg/s) 0.8

Compressor

w_e (Kw/h) 10.4 P_entrada_água (KPa) 100
T_entrada_água (°C) 19 h1_e (KJ/Kg) 79.728
h_água_compressa (KJ/Kg) 92.728 T_água_fm_compressão (°C) 19

Permutador

T_sala (°C) 15 h_sala (KJ/Kg) 288.152
T_ar (°C) 22 h_ar (KJ/Kg) 295.17
h_água_saída (KJ/Kg) 92.713
T_água_saída_Permutador (°C) 22.103

Renovação de Ar total por cada hora

m_{AR} (Kg/h) 11893.6
 m_{AR} (Kg/s) 11893.6 h_água_saída (KJ/Kg) 63.746
T_água_saída_Final_após_aquecimento_sala (°C) 15.178

Calculo Caso 1 **Calculo Caso 2**