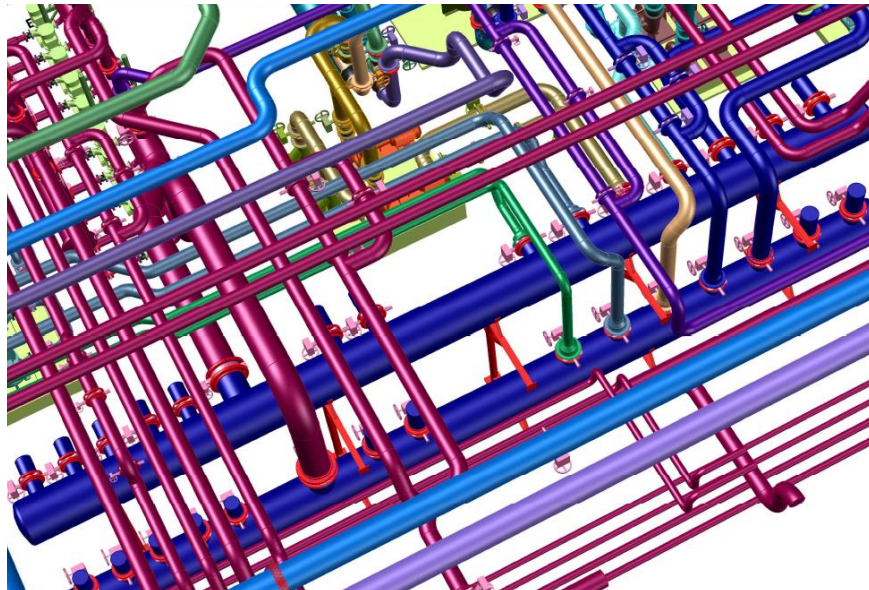




INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica

ISEL



**Coletores de distribuição e sua otimização hidráulica, aplicados a uma
instalação de produção de água arrefecida em sistemas de AVAC
(Fórum Picoas)**

Carlos José Branco Antunes

(Licenciado em Engenharia Mecânica)

**Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica**

Orientador:

Prof. Especialista Francisco Manuel Fernandes Severo

Júri:

Presidente: Prof. Doutor Quaresma Dias

Vogais: Prof. Doutor Manuel Gameiro da Silva

Prof. Especialista Francisco M. Severo

Lisboa, 26 Setembro de 2013

Para a minha esposa Maria, os meus filhos Ricardo e Rodrigo, pelo estímulo, paciência e compreensão, para além do apoio familiar que me deram nestes anos de estudo.

A toda a minha família, em especial aos meus Pais, pelo empenho e dedicação que me souberam transmitir.

Aos colegas de profissão, pelo incentivo e motivação adicional que me fizeram sentir.

“Há três métodos para ganhar sabedoria: primeiro por reflexão que é o mais nobre; segundo, por imitação, que é o mais fácil; e terceiro, por experiência, que é o mais amargo”

Confúcio

AGRADECIMENTOS

O Trabalho que aqui apresento só foi possível pelo facto de ter encontrado, ao longo deste percurso, colegas e profissionais que fruto do seu *know-how*, acrescentaram conhecimento e sabedoria ao teor do mesmo.

Agradeço ao meu Orientador, Prof. Eng^o Francisco Severo, pelo seu empenho, dedicação, saber e experiencia aplicados ao serviço da Engenharia Portuguesa, em especial no ensino ministrado no ISEL.

À instituição Portugal Telecom SA, dirijo o meu especial agradecimento na pessoa do Sr. Pedro Marques e do Eng. Hugo Santos, responsáveis pela direção de exploração das instalações técnicas do Edifício Fórum Picoas.

À empresa Argelo Lda., na pessoa do Eng. Antonio Lourenço, pela informação técnica disponibilizada.

A TRANE Portugal, na pessoa do Eng. Francisco Augusto pelos dados técnicos disponibilizados. Um especial agradecimento à equipa da Sauter Ibérica, aos seus profissionais, Eng Luis Paixão e Eng Jorge Rebelo, pela disponibilização de informação relevante.

Ao meu colega, Fernando França, pela paciência e perseverança manifestada, facilitando toda a logística, mesmo com prazos muito limitados.

Ao Eng. Afonso Leite, professor de CAD/CAE e especialista em materiais compósitos, pelo ISEL, no apoio conferido no manuseamento do *software* de simulação dinâmica de fluidos – SOLIDWORKS *FlowSimulation*.

Por último ao Eng Carlos Lisboa, pelo seu contributo crítico, sistemático e profissional com que encara cada desafio. O seu racionalismo e forma de estar nesta “arte”, são um exemplo para a maioria dos colegas engenheiros.

A todos os profissionais da área de AVAC&R (Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração), que participam na elaboração de estudos, projetos e instalações, pugnando pelo rigor científico, possibilitando o reconhecimento da qualidade e excelência da Engenharia Portuguesa.

RESUMO

Como os sistemas de água arrefecida podem incorporar mais de uma unidade arrefecedora, é vital possuir o conhecimento técnico do funcionamento das instalações do tipo múltiplas-unidades, conceitos e sua aplicação. Não há extrema complexidade, em particular nos princípios envolvidos. Em vez disso, o projeto dos sistemas é simplesmente uma questão de exercício de algumas regras fundamentais da física aplicada.

Existe uma infinidade de opções disponíveis para o projeto e operação de sistemas de água arrefecida. Estas opções incluem variação de caudal, temperaturas, configurações de sistema, opções de desacoplamento hidráulico, *Bypass*, pressão diferencial, controle e opções de exploração. Depois de determinar as necessidades e requisitos do proprietário do edifício e/ou operador da Central Térmica, o uso criterioso dessas opções permite que os projetistas possam oferecer soluções que agreguem valor acrescentado.

Ao aplicar os princípios desta dissertação, é importante lembrar as seguintes regras básicas:

1. Manter a simplicidade - Simplicidade não significa utilizar sempre componentes em menor número ou dimensão. Simplicidade possui, geralmente, um sentido de “elegância” na sua capacidade de ser universalmente entendida como tal; Simplicidade é a melhor forma de definir um bom projeto hidráulico;
2. Explicar como funciona - Se o projetista do sistema puder explicar como funciona, existe uma grande probabilidade que o sistema irá funcionar corretamente. Se o projetista não conseguir explicar como a instalação funciona, a probabilidade de haver problemas de operação e exploração será elevada, aumentando proporcionalmente a ineficiência.
3. Uma vez que a temperatura e o caudal são variáveis, é importante conceber estes sistemas para que os valores sejam as premissas para uma eficiente exploração e satisfação dos Clientes.
4. Algoritmo de controlo - Este tipo de sistemas, deverá ter um projeto hidráulico simples, para potenciar a fiabilidade e eficiência. O Sistema de Controlo e Gestão deverá ser desenvolvido por métodos de iteração, a fim de alcançar o melhor custo de vida económica associado a cada equipamento e, respetiva instalação global.

Para alicerçar a componente hidráulica, recorreu-se à **Dinâmica de fluidos computacional**, geralmente abreviado como **CFD**. É um ramo da mecânica dos fluidos que utiliza métodos numéricos e algoritmos para resolver e analisar problemas que envolvem escoamentos de fluidos. Os computadores são usados para realizar os cálculos necessários para simular a interação de líquidos e gases com superfícies definidas por condições de contorno ou de fronteira. Esta

análise computacional será aplicada ao escoamento no Coletor de distribuição principal do Caso Prático.

PALAVRAS-CHAVE

- Coletores
- Pressão diferencial
- Unidades arrefecedoras de água
- Variação do caudal de água
- Desacoplamento hidráulico
- CFD
- CVP e CCP
- Caudal de *Bypass*
- *LCC (Life cost cycle – custo do ciclo de vida)*

ABSTRACT

Since most Chilled water systems incorporate more than one chiller, it is vital to have a clear understanding of multiple-chillers concepts and their application. There is nothing particularly complex about the principles involved. Instead, system design is simply a matter of exercising a few key rules of applied physics.

A myriad of choices are available for the design and operation of chilled water systems. These choices include flow rates, temperatures, system configurations, decoupling options, By-pass flow, differential pressure, control and operation options. After determining the needs and wants of a building owner and chiller plant operator, judicious use of these choices allows designers to provide solutions that add real value.

When applying principles in this project dissertation, it is important to remember the following basic rules:

1. Strive for simplicity – Simply does not always mean using the fewest components. Simply is usually elegant in its ability to be universally understood; Simply is best way to design a hydraulic system;
2. Explain how it works – If the system designer can explain how a system works, there is a good chance that the system will function well. If the designer can't explain how the design works, there is no chance that the system will operate efficiently;
3. Since temperature and flow are variables, it is important to design those that are optimal for efficiently customer requirements
4. Control loop – This kind of systems, must have a very good hydraulics design in matter of liability and efficiently. Otherwise, the control loop must be developed by a iteration method in order to achieve the best economic life cost.

To underpin the hydraulics, we used **computational fluid dynamics** will usually abbreviated as **CFD**. It is a branch of fluid mechanics that uses numerical methods and algorithms to solve and analyse problems that involve fluid flows. Computers are used to perform the calculations required to simulate the interaction of liquids and gases with surfaces defined by boundary conditions. This computational analysis will be applied to the flow in the main distribution collector case study.

KEY-WORDS

- manifolds
- Differential pressure
- Chiller
- Water flow variation

- Decoupled system
- CFD
- CVP and CCP
- By-pass Flow
- *LCC – Life cost cycle*

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVO	1
1.2 ESTRUTURA	1
2. ANÁLISE DOS DIVERSOS SISTEMAS DE PRODUÇÃO DE ÁGUA ARREFECIDA PARA SISTEMAS DE AVAC / PROCESSO	2
2.1 COMPONENTES BÁSICOS DOS SISTEMAS	2
2.1.1 <i>Unidades arrefecedoras de água com base em compressão mecânica ou Absorção.</i>	3
2.1.2 <i>Baterias Água / Ar, onde se efetua a transmissão de calor entre o ar e o fluido arrefecedor (normalmente água)</i>	6
2.1.3 <i>Equipamentos e sistemas de distribuição hidráulica</i>	7
2.1.3.1 Energia num Permutador de Calor Água / Água.....	7
2.1.3.2 Leis de Afinidade em Bombas Centrífugas	8
2.1.3.3 Circuito de caudal constante ou direto	9
2.1.3.4 Síndrome de baixo ΔT	11
2.1.3.5 Bombagem primaria paralela ou em “commonrail”	13
2.1.3.6 Circuito Primário e Secundário de caudal constante e desacoplados (CCP).....	14
2.1.3.6.1 Vantagens do sistema primário / secundário, de caudal constante e desacoplados	16
2.1.3.6.2 Desvantagens do sistema primário - secundário, de caudal constante e desacoplados.....	16
2.1.3.7 Circuito Primário de caudal constante, Secundário de caudal variável e desacoplados (CCP).....	17
2.1.3.8 Circuito Primário – Secundário de caudal variável e desacoplados (CVP)	18
2.1.3.8.1 Vantagens dos sistemas de CVP	20
2.1.3.8.2 Comparação dos sistemas de caudal variável no primário (CVP) versus sistema Primário de caudal constante (CCP).....	21
2.1.3.8.3 Opções para sistemas de bombagem e suas condicionantes	22
2.1.3.8.4 Recomendações para dimensionamento de sistemas CVP.....	23
2.1.3.8.5 Considerações sobre o projeto de sistemas CVP	25
2.1.3.8.5.1 Unidades arrefecedoras de água	25
2.1.3.8.5.2 Taxa de variação de caudal de água arrefecida	25
2.1.3.8.5.3 Abertura Lenta das válvulas de seccionamento nos CVP	26
2.1.3.8.5.4 Caudal de Bypass.....	26
2.1.3.8.5.5 Válvula de desvio	27
2.1.3.8.5.6 Localização do Bypass	27
2.1.3.8.5.7 Seleção das bombas de caudal variável	27
2.1.3.8.5.8 Volume de Inércia do Sistema / Tempo de rotação	28
2.1.3.9 Recomendações para projeto de sistemas de caudal primário / secundário com variação de caudal	28
2.1.3.9.1 O tubo de <i>bypass</i> comum (<i>Decoupler</i>)	29
2.1.3.9.2 Sequência de arranque nas unidades arrefecedoras	30
2.1.3.9.2.1 Caudal no primário é igual ao caudal no secundário	30

2.1.3.9.2.2	Caudal no secundário é maior do que o caudal no primário	31
2.1.3.9.2.3	Caudal no primário é maior do que o caudal no secundário	34
3.	INSTALAÇÃO DE CONTROLO, RESPONSÁVEL PELA ARTICULAÇÃO LÓGICA E EFICIENTE ENTRE TODOS OS COMPONENTES MECÂNICOS E ELÉTRICOS DO SISTEMA EM ANÁLISE.....	35
3.1	ESTÁGIO DE COMANDO DAS UNIDADES ARREFECEDORAS	35
3.2	CONTROLO SEQUENCIAL DAS UNIDADES ARREFECEDORAS EM CVP	37
4.	MODELAÇÃO MATEMÁTICA DOS ESCOAMENTOS EM CFD E CONFIGURAÇÃO DOS MODELOS EM ESTUDO	40
4.1	EQUAÇÕES DE NAVIER STOKES	40
4.2	MODELO DE TURBULÊNCIA K-E	47
4.3	DINÂMICA DE FLUIDOS.....	51
4.3.1	<i>Fundamentos.....</i>	<i>51</i>
4.3.2	<i>Definição da malha de cálculo</i>	<i>55</i>
4.3.3	<i>Condições de fronteira</i>	<i>55</i>
4.3.4	<i>Convergência da solução.....</i>	<i>55</i>
4.4	SIMULAÇÃO DAS DIVERSAS CONFIGURAÇÕES DO MODELO DE COLETOR EM “H”	56
4.4.1	<i>Generalidades</i>	<i>56</i>
4.4.1.1	Definições exteriores.....	56
4.4.1.2	Geometria e malha de Cálculo	57
4.4.1.3	Objetivos genéricos	57
4.4.1.4	Condições de fronteira	57
4.4.1.5	Modelo Geométrico	59
4.4.2	<i>Produção exclusiva dedicada do CH4 – Unidade Arrefecedora TRANE, com 3500 KW.....</i>	<i>60</i>
4.4.2.1	Objetivo	60
4.4.2.2	Resultados de simulação	60
4.4.3	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW</i>	<i>61</i>
4.4.3.1	Objetivo	61
4.4.3.2	Resultados de simulação	62
4.4.4	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW e MCQUAY com 2200 kW</i>	<i>63</i>
4.4.4.1	Objetivo	63
4.4.4.2	Resultados de simulação	63
4.4.5	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + PC 01 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW e Banco de Gelo com 1100 KW.....</i>	<i>64</i>
4.4.5.1	Objetivo	64
4.4.5.2	Resultados de simulação	65

4.4.6	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + PC 01 + BC1 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW, Banco de Gelo com 1100 kW e Bomba de calor CARRIER com 864 kW</i>	66
4.4.6.1	Objetivo	66
4.4.6.2	Resultados de simulação	66
4.4.7	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + BC1 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW e Bomba de calor CARRIER com 864 kW</i>	67
4.4.7.1	Objetivo	67
4.4.7.2	Resultados de simulação	67
4.5	SIMULAÇÃO DAS DIVERSAS CONFIGURAÇÕES DO MODELO DE COLETOR EM “U”	69
4.5.1	<i>Produção exclusiva dedicada do CH4 – Unidade Arrefecedora TRANE, com 3500 kW</i>	69
4.5.1.1	Resultados de simulação	69
4.5.2	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW</i> 70	
4.5.2.1	Resultados de simulação	70
4.5.3	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2– Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW e MCQUAY com 2200 kW</i>	71
4.5.3.1	Resultados de simulação	71
4.5.4	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + PC 01 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW e Banco de Gelo com 1100 kW</i>	72
4.5.4.1	Resultados de simulação	72
4.5.5	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + PC 01 + BC1– Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW, Banco de Gelo com 1100 kW e Bomba de calor CARRIER com 864 kW</i>	73
4.5.5.1	Resultados de simulação	73
4.5.6	<i>Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + BC1 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW e Bomba de calor CARRIER com 864 kW</i>	74
4.5.6.1	Resultados de simulação	74
5.	ANÁLISE TÉCNICA E ECONÓMICA DAS DIVERSAS SOLUÇÕES POSSÍVEIS PARA A EXPANSÃO DA CENTRAL DE ARREFECIMENTO	76
5.1	SOLUÇÃO PARA O CH3 (2200 kW)	76
5.2	SOLUÇÃO PARA O CH4 (3500 kW) E NOVO COLETOR HIDRÁULICO	79
5.2.1	<i>Introdução</i>	79
5.2.2	<i>Instalação de Novo Coletor Hidráulico “H”</i>	79
5.2.3	<i>Instalação do CH4 e Torres 8 a 12</i>	80
5.3	SOLUÇÃO PARA A BC1 (864 kW).....	82
5.3.1	<i>Recuperação de calor na Bomba de Calor e produção de água refrigerada</i>	82
6.	INSTRUÇÕES DE PARAMETRIZAÇÃO E PROGRAMAÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLO	85

6.1	SINÓPTICO DA CENTRAL	85
6.2	DESCRIÇÃO DA AMPLIAÇÃO CH4	86
6.3	MODO DE FUNCIONAMENTO DO CH4	86
6.4	MODO DE FUNCIONAMENTO DA BC1.....	87
6.5	FUNCIONAMENTO DA CENTRAL TÉRMICA DE ARREFECIMENTO	88
6.5.1	<i>Descrição Geral</i>	88
6.5.2	<i>Fluxograma da Central</i>	88
6.5.3	<i>Contadores De Entalpia</i>	89
7.	SÍNTESE E CONCLUSÕES GERAIS DO PRESENTE ESTUDO.....	91
7.1	CONCLUSÕES RELATIVAS AO ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO HIDRÁULICO	91
7.2	CONCLUSÕES RELATIVAS À EXPANSÃO DA CAPACIDADE DE ARREFECIMENTO	91
7.3	VALIDAÇÃO DO MODELO GEOMÉTRICO E SEU DESEMPENHO TERMODINÂMICO	92
7.4	CONCLUSÕES RELATIVAS À SIMULAÇÃO EM CFD DO COLETOR “H” VIDE SOLUÇÃO EM “U”	92
7.5	LEGADO E TRABALHOS FUTUROS	97
8.	BIBLIOGRAFIA.....	99
9.	ANEXOS.....	100

ÍNDICE FIGURAS

FIGURA 1 – COMPRESSOR CENTRÍFUGO EM CORTE E ASSEMBLADO.....	4
FIGURA 2 – COMPRESSOR DE PARAFUSO EM CORTE E ASSEMBLADO.....	4
FIGURA 3 – COMPRESSOR <i>SCROLL</i> EM ESQUEMA E ASSEMBLADO.....	4
FIGURA 4 – COMPRESSOR <i>ALTERNATIVO</i> EM ESQUEMA E ASSEMBLADO.....	4
FIGURA 5 – ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DA UNIDADE DE ABSORÇÃO.....	5
FIGURA 6 – ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO.....	5
FIGURA 7 – ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO.....	5
FIGURA 8 – AR / FLUIDO – CONDENSADOR EM “V”.....	5
FIGURA 9 – ÁGUA/FLUIDO – “ <i>SHELL AND TUBE</i> ” FIGURA 10 – AGUA/FLUIDO – P. PLACAS.....	6
FIGURA 11 – BATERIAS EVAPORADORAS.....	6
FIGURA 12 – EVAPORADOR FLUIDO/AGUA – “ <i>SHELL AND TUBE</i> ”.....	7
FIGURA 13 – EVAPORADOR FLUIDO/AGUA –P.PLACAS.....	7
FIGURA 14 – ESQUEMA TÍPICO, SIMPLES DE CAUDAL CONSTANTE EM TODO O CIRCUITO.....	10
FIGURA 15 – BOMBAS PRIMARIAS EM PARALELO.....	13
FIGURA 16 – BOMBAS EM PARALELO COM DESCARGA COMUM (COMMONRAIL).....	13
FIGURA 17 – ESQUEMA TÍPICO, PRIMÁRIO-SECUNDÁRIO, DE CAUDAL CONSTANTE EM TODO O CIRCUITO (CCP).....	15
FIGURA 18 – ESQUEMA TÍPICO, DE CAUDAL CONSTANTE NO PRIMÁRIO, VARIÁVEL NO SECUNDÁRIO E DESACOPLADOS.....	17
FIGURA 19 – ESQUEMA TÍPICO DE CAUDAL VARIÁVEL NO PRIMÁRIO E NO SECUNDÁRIO, DESACOPLADOS HIDRAULICAMENTE.....	19
FIGURA 20– <i>LOOPS</i> DE CONTROLO SEPARADOS ENTRE BOMBAGEM E PRODUÇÃO DE AGUA ARREFECIDA.....	23
FIGURA 21 – PORMENORES DE DIMENSIONAMENTO DO <i>DECOUPLER</i>	28
FIGURA 22 – CAUDAL NO PRIMÁRIO IGUAL AO CAUDAL NO SECUNDÁRIO.....	30
FIGURA 23 – CAUDAL NO PRIMÁRIO INFERIOR AO CAUDAL NO SECUNDÁRIO.....	31
FIGURA 24 – CAUDAL NO PRIMÁRIO É SUPERIOR AO CAUDAL NO SECUNDÁRIO.....	34
FIGURA 25 – BASE DO ESQUEMA DE COMANDO PARA SISTEMAS PRIMÁRIO – SECUNDÁRIO.....	36
FIGURA 26 – REPRESENTAÇÃO DA VEIA LÍQUIDA.....	43

FIGURA 27– MALHA DE CÁLCULO.....	57
FIGURA 28– ISOMÉTRICA DO MODELO DO COLETOR “H”	59
FIGURA 29 – VISTA LATERAL DO MODELO DO COLETOR “H”.....	59
FIGURA 30 – FOTO DO COLETOR “H” INSTALADO NO EDIFÍCIO	60
FIGURA 31 – MODELO DO COLETOR EM “U”	69
FIGURA 32– SINÓPTICO DO SISTEMA DE PRODUÇÃO DE ÁGUA ARREFECIDA OU REFRIGERADA.....	85
FIGURA 33– SINÓPTICO COM AS BOMBAS DE CAUDAL VARIÁVEL DO SECUNDÁRIO	85
FIGURA 34 – SINÓPTICO DO CH4.....	86
FIGURA 35 – SINÓPTICO DA UNIDADE BC1.....	87
FIGURA 36– FLUXOGRAMA QUE TRADUZ O ALGORITMO DE CONTROLO REAL E EFETIVO	88
FIGURA 37 – CONTADORES DE ENTALPIA DAS UNIDADES ARREFECEDORAS CH’S E BC.....	90
FIGURA 38 – MISTURA NO COLETOR DE IDA, COM CH4 EM FUNCIONAMENTO.....	93
FIGURA 39 – CONSTATAÇÃO DA TEMPERATURA DE IDA PARA O CONSUMO PRÓXIMA DO PROJETADO COM CH4+CH3+CH2 EM FUNCIONAMENTO	93
FIGURA 40 – VISTA DO <i>BYPASS</i> , ONDE SE CONSTATA QUE O FLUXO É ASCENDENTE, APESAR DE HAVER INDUÇÃO INÉRCIAL (FLUXO DESCENDENTE APESAR DE O SENTIDO DO CAUDAL SER ASCENDENTE EM 19 L/S).....	93
FIGURA 41 – PORMENOR DA MISTURA DE ÁGUA ARREFECIDA PROVENIENTE DOS CH4, CH3 E CH2 (DA ESQUERDA PARA A DIREITA).....	94
FIGURA 42 – VETORES DE VELOCIDADE NA SAÍDA PARA O CONSUMO DO SECUNDÁRIO – VÓRTICE COM POSSIBILIDADE DE CAVITAÇÃO PARA 360 L/S	94
FIGURA 43 - VETORES DE VELOCIDADE NA SAÍDA PARA O CONSUMO DO SECUNDÁRIO – VÓRTICE COM POSSIBILIDADE DE CAVITAÇÃO PARA 440 L/S	95
FIGURA 44 – VISTA GERAL DOS DOIS TROÇOS DO COLETOR “H” COM VETORES DE VELOCIDADE PARA 360 L/S E PARA CH4.....	95

ÍNDICE TABELAS

TABELA 1– ESTUDO COMPARATIVO ENTRE SISTEMAS CVP E CLÁSSICO PRIMÁRIO- SECUNDÁRIO (CCP)	22
TABELA 2– TABELA DE CONDIÇÕES FRONTEIRA PARA CFD.....	59
TABELA 3 – RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4 EM FUNCIONAMENTO.....	61
TABELA 4- RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4+CH3 EM FUNCIONAMENTO	62
TABELA 5- RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4+CH3+CH2 EM FUNCIONAMENTO	64
TABELA 6- RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4+CH3+CH2+PC01 EM FUNCIONAMENTO.....	65
TABELA 7- RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4+CH3+CH2 PC01+BC1 EM FUNCIONAMENTO	67
TABELA 8- RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4+CH3 CH2+BC1 EM FUNCIONAMENTO	68
TABELA 9- RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4 EM FUNCIONAMENTO – “U”	70
TABELA 10- RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4 + CH3 EM FUNCIONAMENTO – “U”	71
TABELA 11- RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4+CH3+CH2 EM FUNCIONAMENTO – “U”	72
TABELA 12– RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4+CH3+CH2+PC01 EM FUNCIONAMENTO – “U”	73
TABELA 13– RESULTADOS CFD PARA CENÁRIO DE CH4+CH3+CH2+PC01+BC1 EM FUNCIONAMENTO – “U”	74
TABELA 14– RESULTADOS DO CFD PARA O CENÁRIO DE CH4+CH3+CH2+BC1 EM FUNCIONAMENTO – “U”	75
TABELA 15– TABELA DE CUSTOS ASSOCIADOS ÀS DIVERSAS POSSIBILIDADES PARA O CH3	77
TABELA 16– ESTIMATIVA DE CUSTO DO CICLO DE VIDA PARA BC1.....	83

ÍNDICE GRÁFICOS

GRÁFICO 1 – PERFIL DE CARGAS TÉRMICAS DE ARREFECIMENTO PARA ESTUDO DO CH3	76
GRÁFICO 2 - ANÁLISE DO CUSTO DE VIDA PARA SOLUÇÕES DO CH3	78
GRÁFICO 3 – ANÁLISE DO CUSTO DO CICLO DE VIDA DA UNIDADE CH4 – CVGF 1000	81
GRÁFICO 4 – ANÁLISE DO CICLO DE VIDA PARA A UNIDADE DE AQUECIMENTO – BC1	84
GRÁFICO 5 – EVOLUÇÃO TÉRMICA NO COLETOR RETORNO H.....	96
GRÁFICO 6 – EVOLUÇÃO TÉRMICA NO COLETOR RETORNO U.....	96
GRÁFICO 7 – EVOLUÇÃO TÉRMICA NO COLETOR IDA H.....	97
GRÁFICO 8 - EVOLUÇÃO TÉRMICA NO COLETOR IDA U	97

ACRÓNIMOS

- CFD – Dinâmica computacional de fluidos (*Computational Fluid Dynamics*)
- CH – Unidades arrefecedoras de água ou Chillers
- CVP – Caudal Variável no Primário
- CCP – Caudal Constante no Primário
- SPD – Sensor de pressão Diferencial
- BC – Unidade Bomba de Calor

1. INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo

Pretende-se com este trabalho analisar, quantitativa e qualitativamente o regime de funcionamento da central de arrefecimento do caso prático em estudo. A execução deste estudo ocorre meses depois da conclusão da expansão, razão pela qual, a recolha dos dados da atual instalação e sua comparação com os do estudo teórico, permitirá validar as opções tomadas.

Dada a necessidade de expansão do Edifício dedicado às comunicações e *Adjacentes* e, conseqüentemente em criar as condições de conforto térmico humano e de manutenção dos sistemas de processo, foi necessário fundamentar as opções tomadas, avaliando cenários e sobretudo, dimensionando hidráulicamente, a rede primária e secundária do fluido arrefecedor dos sistemas terminais instalados no Complexo do Fórum Picoas, garantindo a continuidade do serviço de arrefecimento.

Neste sentido, recorreu-se à análise computacional para se avaliar, cientificamente, dos resultados possíveis ao nível do coletor de distribuição principal e comparar com os que, atualmente, se obtêm da instalação em regime normal de funcionamento.

Com este estudo, pretende-se também, deixar um legado a projetistas e instaladores, para a importante e necessária análise que deverá ser efetuada aos sistemas de distribuição hidráulica. É senso comum na sociedade técnica que reúne os técnicos de AVAC&R (Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração), que o tempo e recursos que se alocam à problemática de escoamento de fluidos nos projetos atuais é muito restritivo para se obter o melhor compromisso entre a eficiência energética e o objetivo primário destas redes. A adoção, por via da Eficiência energética, de circuitos de distribuição de caudal variável, implicará, sempre, na necessidade de desacoplamento hidráulico entre secundário e primário.

Estabeleceu-se como objetivos principais para este estudo, os seguintes itens:

1.2 Estrutura

O presente trabalho encontra-se estruturado em 9 (nove) capítulos e 27 (vinte e sete) Anexos associados. Ao primeiro capítulo introdutório (Capítulo 1) segue-se o Capítulo 2, onde se efetua uma abordagem sobre os vários sistemas onde são aplicadas unidades de arrefecimento de água com objetivos de climatização e/ou processo. Neste sentido iremos abordar as bases para este tipo de máquinas, as opções possíveis, diversas configurações hidráulicas e no Capítulo 3, identificar as variáveis de controlo associadas. Pretende-se com estes Capítulos, enquadrar dentro do *State of the art* atual, as várias possibilidades de desenvolvimento para centrais térmicas de arrefecimento

novas ou existentes.

No Capítulo 4 apresenta-se a modelação matemática dos escoamentos baseados nas equações de Navier-Stokes, no modelo de turbulência k-e na modelação do escoamento. Efetua-se uma caracterização do modelo construído para análise comparativa com os dados já obtidos da instalação, da geração das malhas de cálculo, baseado no método dos elementos finitos e no modelo de cálculo matemático utilizado na modelação hidrodinâmica. Será neste Capítulo que iremos efetuar as diversas simulações em CFD para o desempenho hidráulico e térmico do coletor objeto de estudo

No Capítulo 5 avaliou-se a análise técnica e económica das diversas soluções possíveis para a expansão da Central de arrefecimento. Efetuou-se a avaliação sobre os custos de investimento, impacto sobre a fiabilidade dos sistemas e LCC - *Life Cost Cycle*. Neste capítulo foram também analisadas as interações com a execução da expansão, impacto na exploração do Edifício e requisitos de construção.

No Capítulo 6 estão apensos os dados e instruções de parametrização e programação do sistema de Controlo Centralizado que gere e monitoriza de forma eficiente, todos os equipamentos da Central de arrefecimento.

No Capítulo 7 são apresentadas uma síntese e as conclusões gerais do estudo assim como algumas orientações para uma possível expansão dos sistemas.

O Capítulo 8 ficara adstrito à Bibliografia. Por último, no Capítulo 9, os ANEXOS, apresentados de forma ordenada, contêm toda a informação complementar ao estudo efetuado (Tabelas com dados, leitura de dados *in loco*, gráficos, seleções técnicas dos equipamentos, etc.)

2. Análise dos diversos sistemas de produção de água arrefecida para sistemas de AVAC / processo

2.1 Componentes básicos dos Sistemas

O consumo total de energia de uma central térmica de arrefecimento, inclui a energia absorvida pela unidades arrefecedoras, bombas e ventiladores de torre de arrefecimento e ou condensadores. Historicamente, e como a eficiência energética tem vindo a tornar-se fundamental, a atenção dos fabricantes focou-se na otimização da eficiência das unidades arrefecedoras, uma vez que este elemento é o maior consumidor. Como consequência, o consumo de energia nestas unidades tem vindo a diminuir ao longo dos últimos quarenta anos, de valores superiores 0,40 kW Abs (Energia

absorvida) / KWt (térmico), para menos de 0,12 kW Abs / KWt, ou seja EER's de 2,5 e 8,0 respetivamente, nos dias de hoje.

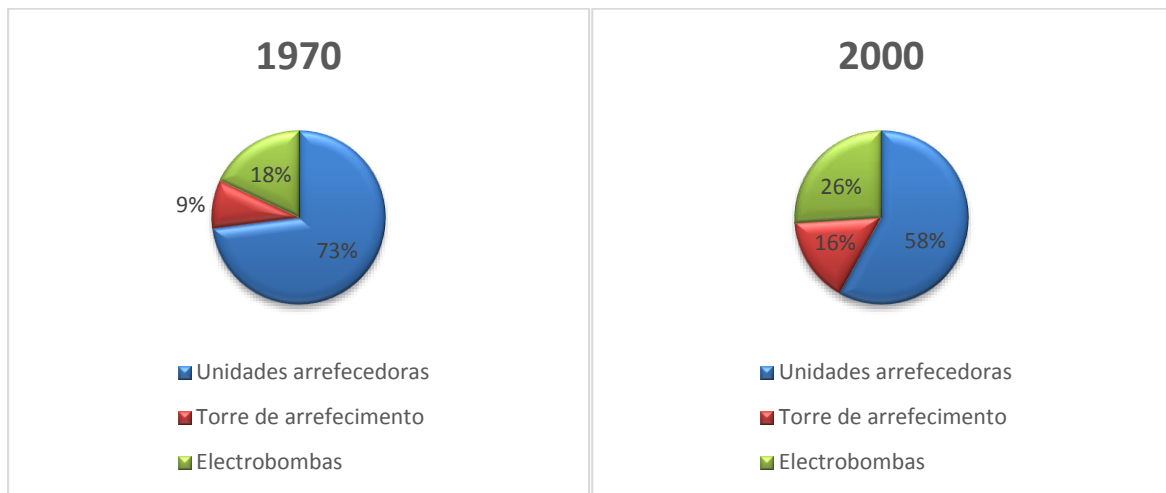


Gráfico 1– Evolução do consumo de energia nos últimos 40 anos – “Chilled Water System Design and Operation”, CTV-SLB005-EN by TRANE

Como se poderá deduzir, o consumo das unidades arrefecedoras baixou consideravelmente, sendo que a energia dedicada aos sistemas auxiliares (bombagem e sistemas de condensação), subiu consideravelmente. Daqui resulta que o estudo dos sistemas auxiliares é de extrema importância, de forma a permitir que a eficiência energética seja um fator de diferenciação na seleção técnica das diversas soluções possíveis. Para além do exposto, os projetistas e operadores estão cada vez mais conscientes da interação entre os diversos componentes e o potencial que as instalações de controlo possuem para um uso mais racional e otimizado da energia. Um sistema baseado em unidades arrefecedoras de água tem por base os seguintes componentes básicos:

2.1.1 Unidades arrefecedoras de água com base em compressão mecânica ou Absorção.

No mercado atual, a evolução dos sistemas mecânicos e controlo tem possibilitado uma grande evolução de determinados tipos de unidades de água arrefecida. Atualmente existem vários tipos destas unidades relativamente ao processo de transferência de energia:

- Baseados no ciclo de compressão de vapor
 - Centrífugos (Fig.1)
 - Parafuso (Fig.2)
 - *Scroll* (Fig.3)
 - Alternativos (Fig.4)
- Baseados no ciclo de absorção
 - De efeito simples (Fig.5 e 6)

o De efeito duplo

(Fig.5 e 7)



Figura 1 – Compressor centrífugo em Corte e assembled

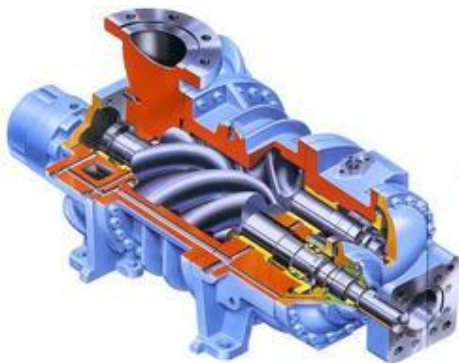


Figura 2 – Compressor de parafuso em Corte e assembled



Figura 3 – Compressor *Scroll* em esquema e assembled

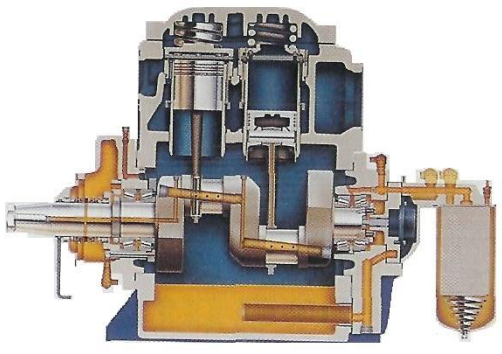


Figura 4 – Compressor *alternativo* em esquema e assembled

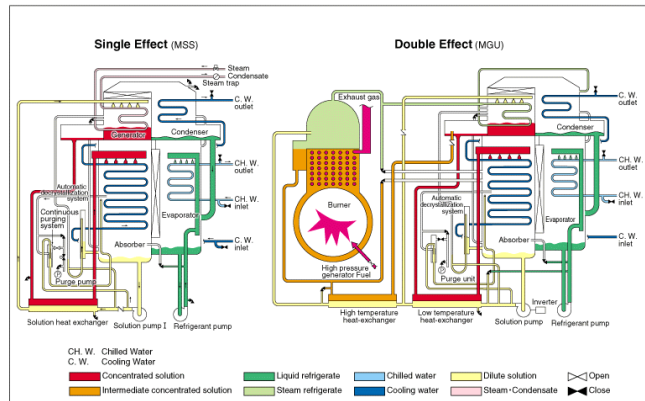


Figura 5 – Esquema de funcionamento da unidade de absorção



Figura 6 – Absorção de simples efeito



Figura 7 – Absorção de duplo efeito

As unidades em causa também podem ser classificadas relativamente à forma de dissipação da energia absorvida:

- No condensador
 - Ar / Fluido do circuito termodinâmico de compressão, onde o calor absorvido é rejeitado para o ar ambiente (Fig.8).
 - Água / água, onde o calor absorvido é rejeitado para a água que é parte integrante de um outro sistema hidráulico (Condensação). São os casos do sistema multitubular “*Shell and tube*” e do permutador de placas DX (Fig.9 e 10 respetivamente).



Figura 8 – Ar / Fluido – Condensador em “V”

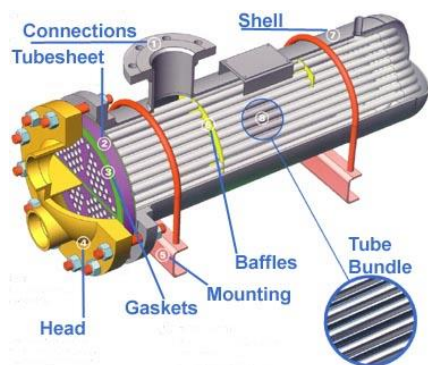


Figura 9 – Água/Fluido – “Shell and Tube”

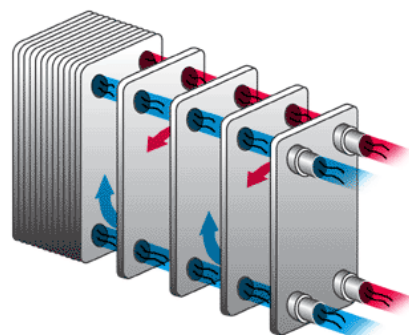


Figura 10 – Água/Fluido – P. Placas

2.1.2 Baterias Água / Ar, onde se efetua a transmissão de calor entre o ar e o fluido arrefecedor (normalmente água)

Em Processos específicos, a permuta de energia térmica poderá ser realizada em permutadores de calor específicos (multitubulares, de placas, coaxiais, etc.).

Normalmente designados por evaporadores. É nesta secção que se efetua a absorção de energia do fluido primário (Água). As Baterias alhetadas, construídas em tubos de cobre com alhetas vulgarmente em alumínio, são as responsáveis pela transferência da energia a retirar do processo. Esta transferência observa-se através da passagem do ar a arrefecer que, em contato com as alhetas de alumínio, transferência a energia para a água que circula nos tubos de cobre (Fig.11). Este tipo de equipamento poderá ser do tipo inundado no formato “Shell and tube” ou em permutador de placas DX (Fig. 12 e 13 respetivamente)

Usualmente define-se o “*approach*” como sendo a diferença de temperatura entre a temperatura do refrigerante e a temperatura de saída da água. Este valor mede a eficiência de permuta térmica do evaporador.



Figura 11 – Baterias evaporadoras



Figura 12 – Evaporador Fluido/agua – “Shell and Tube”



Figura 13 – Evaporador Fluido/agua – P.Placas

2.1.3 Equipamentos e sistemas de distribuição hidráulica

2.1.3.1 Energia num Permutador de Calor Agua / Agua

Neste tipo de processos, o fluido primário de transferência de energia é a água. Para que exista transferência energética, será necessário que, fisicamente, exista um diferencial térmico entre dois fluidos. Essa componente associada à massa de fluido em trânsito, correspondera, termodinamicamente, à Energia térmica absorvida.

A energia total de um sistema pode ser representada pelo somatório de diversas parcelas correspondendo cada uma aos diferentes tipos de energia enunciados. Num sistema termodinâmico poder-se-á expressar por:

$$\boxed{E = U + KE + PE} \quad (2.1)$$

onde,

E – Energia Total [kJ/kg]

U – Energia Interna [kJ/kg]

KE – Energia Cinética [kJ/kg]

PE – Energia Potencial [kJ/kg]

Nos casos em estudo, não serão consideradas as componentes de Energia Cinética e de Energia Potencial, pois o deslocamento do sistema é nulo e os circuitos hidráulicos são fechados, de onde a variação de altura é igualmente nula.

A Energia Interna – U, pode ser constituída por diversas formas microscópicas de energia, sendo que num circuito fechado somente duas não são desprezáveis – transmissão de calor e trabalho.

Assim, a variação de Energia Interna, resulta:

$$\boxed{\Delta U = \Delta Q + \Delta W} \quad (2.2)$$

onde,

ΔU – Variação Energia Interna [kJ/kg]

ΔQ – Variação Transmissão de Calor [kJ/kg]

ΔW – Variação Trabalho [kJ/kg]

Esta expressão demonstra a 1ª Lei da Termodinâmica, mais conhecida pelo princípio de conservação de energia, resultando que a energia não pode ser criada nem destruída, alterando somente a sua forma. Lembra-se que a primeira lei da termodinâmica não informa qual a energia total do sistema. Conseguimos somente saber da variação da energia total do sistema. Este princípio demonstra a quantificação da alteração de energia, sendo que a 2ª Lei da Termodinâmica qualifica essa mesma alteração, segundo o princípio da reversibilidade da variação de energia.

No presente caso interessa quantificar a variação de energia de um fluido ao atravessar um determinado equipamento, sendo que num sistema termodinâmico, e no caso de evolução de bombas, compressores e ventiladores, é fornecido somente trabalho, existindo apenas variações de pressão, não existindo alterações de temperatura significativas. Nos permutadores de calor, durante a evolução do ciclo termodinâmico, apenas é trocado calor não sendo fornecido ou produzido qualquer trabalho. Assim, a equação de conservação de energia (1), simplificada para um permutador de calor resulta:

$$\boxed{\Delta E = \Delta Q = \dot{m} \cdot dh = \dot{m} \cdot C_p \cdot dT = m \cdot \rho \cdot C_p \cdot dT} \quad (2.3)$$

onde,

ΔE – Variação de Energia [kJ/s]

ΔQ – Variação de Calor [kJ/s]

\dot{m} – Caudal Mássico [m³/s]

ρ – Densidade do fluido [kg/m³]

C_p – Calor específico do fluido [kJ/kg °K]

dT – Variação Temperatura [°K]

Daqui facilmente se percebe que a energia a ser retirada pelo sistema, do ambiente ou do processo, será em função de: massa de água e do diferencial de temperatura. A densidade e calor específico serão mantidos constantes devido à quase impercetível variação destas grandezas.

2.1.3.2 Leis de Afinidade em Bombas Centrífugas

As Leis de Afinidade são expressões matemáticas que definem mudanças na capacidade da bomba, carga, potência e quando ocorrem mudanças na velocidade da bomba, no diâmetro do impulsor, ou ambos.

De acordo com as leis de afinidade:

- A capacidade – Q, varia na proporção direta da relação do diâmetro do impulsor, D, ou da relação de velocidade N :

$$Q2 = Q1 \times [D2/D1] \quad (2.4)$$

$$Q2 = Q1 \times [N2/N1] \quad (2.5)$$

- A carga, H varia na proporção direta do quadrado da razão de diâmetros do impulsor, D, ou do quadrado da razão de velocidade N:

$$H2 = H1 \times [D2/D1]^2 \quad (2.6)$$

$$H2 = H1 \times [N2/N1]^2 \quad (2.7)$$

- A potência varia na proporção direta do cubo da relação de diâmetros do impulsor, ou o cubo da relação de velocidades:

$$P2 = P1 \times [D2/D1]^3 \quad (2.8)$$

$$P2 = P1 \times [N2/N1]^3 \quad (2.9)$$

Onde o índice 1 se refere à condição inicial e 2 à nova condição. Quando variam tanto o diâmetro do impulsor como a velocidade da bomba, as equações podem ser combinadas para dar:

$$Q2 = Q1 \times (N2/N1) (D2/D1)^3 \quad (2.10)$$

$$H2 = H1 \times [(D2 \times N2)/(D1 \times N1)]^2 \quad (2.11)$$

$$P2 = P1 \times (N2/N1)^3 (D2/D1)^5 \quad (2.12)$$

Esta equação é usada para calcular o diâmetro de um impulsor a partir de uma dada curva de desempenho de uma bomba de maior diâmetro.

Estas equações tem especial importância na análise da variação do caudal, uma vez que as diversas características das bombas irão sofrer alterações em função do caudal / pressão, em cada momento.

Obs.: As Leis de Afinidade só são válidas sob condições de eficiência constante.

2.1.3.3 Circuito de caudal constante ou direto

Por si só, a instalação hidráulica é algo de fácil entendimento. Na Fig. 14, poder-se-á verificar o P&I de um circuito simples.

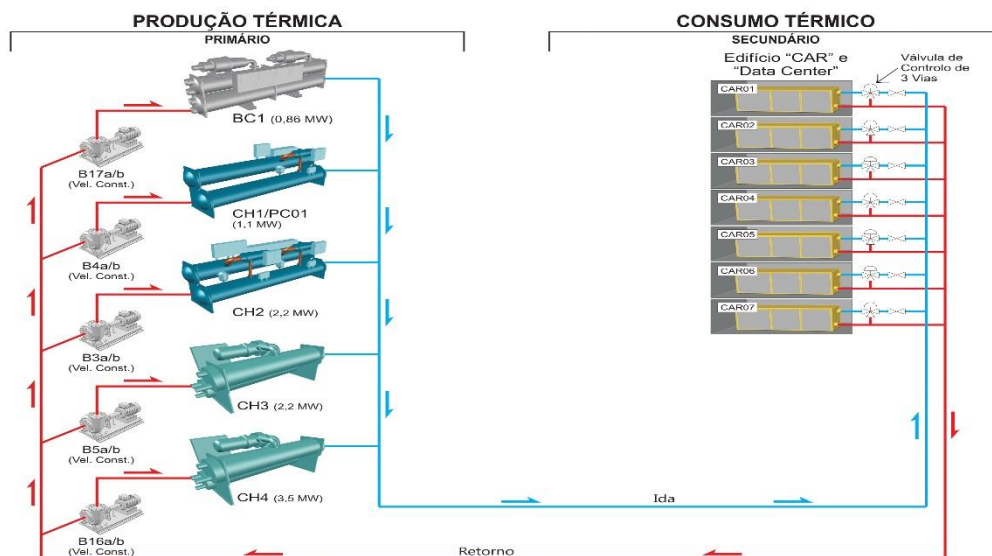


Figura 14 – Esquema típico, simples de caudal constante em todo o circuito

Um sistema de caudal constante é um esquema de distribuição de água arrefecida simples. Neste caso, um conjunto de bombas de velocidade constante, distribui um caudal fixo ao longo do tempo e a temperatura variará conforme a carga térmica a retirar. O sistema utiliza válvulas de controlo de 3 vias para modular a caudal de água que passara dentro do evaporador. No caso de cargas parciais, o caudal de água arrefecida através da serpentina de arrefecimento é limitado (em resposta ao regime térmico solicitado). O caudal de água não necessário para absorver energia, será desviado pelo *bypass* da válvula de controlo; contudo o caudal de água que circula manter-se-á constante.

Em sistemas de caudal constante, é calculado o valor de caudal para a condição de carga máxima e do ΔT (a diferença entre a temperatura de saída da unidade e a de entrada), que variará em função da quantidade de energia a dissipar.

Em aplicações de ar condicionado, as condições de projeto ocorrem apenas durante uma baixa percentagem das horas de funcionamento num ano (a maior parte do tempo, o sistema funcionara em carga parcial). Consequentemente, o caudal de água que não será permutado no evaporador, ao efetuar o circuito de *bypass* através da terceira via das válvulas, implicará que a temperatura média de retorno à unidade de arrefecimento de água será mais baixa.

Vantagens:

1. Unidades de produção de água arrefecida em funcionamento equilibrado e em perfeito paralelo.
2. Controlo simples.

Desvantagens:

1. Em carga parcial, ou seja com uma unidade de arrefecimento desligada poderão ocorrer dois efeitos,
 - a. Unidade desligada e bomba respetiva em rotação, permitirá a mesma afluência de caudal, mas com temperatura de ida para o sistema acima do valor desejado.
 - b. Unidade e bomba respetiva, desligadas, implicará menos caudal de água para alimentar os consumidores terminais.

2.1.3.4 Síndrome de baixo ΔT

Quanto mais baixa for a temperatura da água de retorno à unidade central, reduzindo o diferencial de temperatura de trabalho (ΔT) entre a entrada e saída da unidade, levará ao aparecimento do Síndrome de baixo ΔT , bastante conhecido na indústria de AVAC&R. Um regime de funcionamento que implique uma baixa temperatura da água de retorno, levará a uma menor carga das unidades arrefecedoras.

Um valor baixo de ΔT poderá ser um sério problema para um sistema de caudal constante porque, implica uma carga mais baixa na unidade central que a sua capacidade útil. Por exemplo, se a temperatura da água de retorno à unidade for de 10,5 °C em vez de a temperatura da água de retorno de projeto de 12,0 °C, a unidade só estará em carga com a percentagem CHL:

$$CHL (\%) = \frac{CWRTR - CWSTD}{CWRTD - CWSTD} \times 100 \quad (2.13)$$

$$CHL (\%) = \frac{10,5 - 7,0}{12,0 - 7,0} \times 100 = 70\%$$

Onde:

- CHL (%): Percentagem de carga da unidade de arrefecimento
- CWRTR: Temperatura real de retorno da água
- CWSTD: Temperatura de produção de água arrefecida (Projeto)
- CWRTD: Temperatura de retorno de água arrefecida (Projeto)

O que isto significa?

À unidade arrefecedora de água estará a ser exigida uma carga de apenas 70% da sua capacidade útil. Para ultrapassar esta falta de capacidade, os operadores deste tipo de instalações ligam unidades arrefecedoras adicionais assim como, bombas e demais equipamentos associados para fornecer a capacidade em falta. Isto significa que, não só a capacidade de entrega das unidades arrefecedoras é reduzida, mas também a operação torna-se ineficiente uma vez que terão que existir

outras unidades ligadas para satisfazer a carga térmica a absorver. Este fenómeno implicará num aumento do consumo de energia por unidade arrefecedora.

Para além do atrás exposto, o facto de haver necessidade de estarem bombas de caudal constante, sempre em funcionamento, implica num maior consumo energético.

A medição do desempenho da central de água arrefecida, não é simplesmente a soma da capacidade nominal, mas deve incluir o desempenho ou a eficiência do sistema de distribuição de água arrefecida. Como previamente definido, o síndrome de baixo ΔT resulta da utilização ineficiente de água refrigerada para os edifícios e centrais, obtendo-se uma temperatura mais baixa do que a projetada, da água de retorno.

As causas mais comuns da síndrome de baixo ΔT são, objetivamente:

- a) Dimensionamento inadequado das válvulas de controlo. As válvulas que controlam ou modulam a capacidade de água que passa nas baterias terminais, devem ser dimensionadas de acordo com as características térmicas do equipamento. O seu sobre ou sob dimensionamento implicará diretamente com temperatura de retorno da água arrefecida à central das unidades arrefecedoras.
- b) Condições de projeto compatíveis, entre unidades arrefecedoras, bombas, e unidades terminais. Dimensionar-se unidades com condições de temperatura de água arrefecida diferenciadas umas das outras, implicará numa alteração da temperatura de retorno à central.
- c) A utilização de válvulas de controlo de três vias permite o desvio de água arrefecida da bateria terminal, em carga parcial, resultando em menores temperaturas da água de retorno para todas as condições parciais, exceto a do projeto.
- d) Temperatura de insuflação de ar baixa poderá levar a uma perda de controlo e resultar numa menor temperatura da água de retorno.
- e) Pressão diferencial acima do recomendado pelos fabricantes dos atuadores das válvulas de controlo. Caso a pressão diferencial exceda o limite suportado pelos atuadores das válvulas de controlo de capacidade, haverá passagem de água arrefecida, indesejável, contribuindo para uma menor temperatura da água de retorno.
- f) Configuração das ligações hidráulicas às baterias terminais instaladas de forma deficiente. A água de arrefecimento, deverá ser canalizada de forma a implicar um fluxo em contracorrente com o ar que atravessa as baterias alhetadas terminais. O facto de estarem em sentido paralelo, implicará numa menor eficiência de transmissão de calor e

consequentemente a temperatura de água arrefecida de retorno às unidades arrefecedoras será mais baixa.

- g) Dimensionamento deficiente do “*decoupler*” hidráulico em circuitos primários / secundários de caudal constante ou variável e algoritmos de controlo inadequados, poderão levar à passagem forçada, direta, da descarga das unidades arrefecedoras para o seu retorno.

Em conclusão, as causas da síndrome de baixo ΔT estão essencialmente relacionados com o projeto e a operação / construção, e em muitos casos, não pode ser controlada pelos operadores das instalações. No entanto, o sistema de bombagem de água arrefecida utilizada e o projeto de configuração dos coletores, podem condicionar significativamente os seus efeitos.

2.1.3.5 Bombagem primaria paralela ou em “*commonrail*”

Existem duas formas de implementar a instalação das bombas primárias:

- **Por distribuição paralela** (Fig.15)

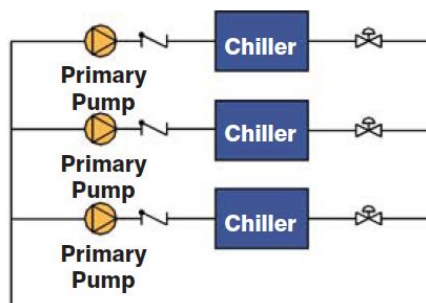


Figura 15 – Bombas Primarias em paralelo

Os circuitos por distribuição paralela, ou de bombas primárias dedicadas às unidades de arrefecimento respetivas, são utilizados, em parte, devido à natureza simples do sistema. Nestes casos, o funcionamento simples e direto e possibilita vantagens e desvantagens inúmeradas em 2.1.3.3).

- **Por distribuição em coletor de descarga comum (*commonrail*)** (Fig.16)

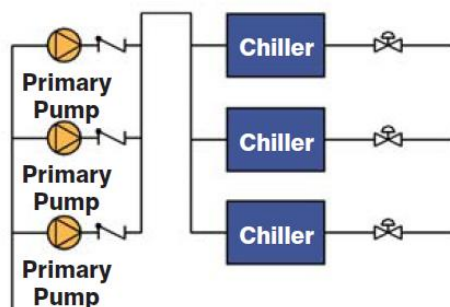


Figura 16 – Bombas em paralelo com descarga comum (Commonrail)

As bombas em paralelo com descarga comum podem ser aconselháveis pelas seguintes razões:

- Possibilitam ao operador do sistema, a capacidade de operar qualquer unidade arrefecedora com qualquer bomba de água primária. Este facto possibilita a manutenção das unidades arrefecedoras em funcionamento, mesmo com uma bomba em manutenção ou avaria.
- Possibilitam que o operador do sistema opere mais de uma bomba para uma unidade arrefecedora. Este procedimento poderá resolver o problema do Síndrome de baixo ΔT , aumentando o caudal primário e forçando um caudal de água maior, ou seja uma carga térmica maior, quando a temperatura de retorno é menor do que a projetada. Alguns sistemas possuem válvulas de controlo no evaporador em conjunto com bombas primárias para equilibrar o caudal entre unidades arrefecedoras e manter o fluxo constante para cada uma destas unidades. Isto funciona bem para equilibrar o caudal, mas interfere com a vantagem adicional de permitir que o mesmo, se se desejar, neutralize a síndrome de baixo ΔT .

Uma desvantagem crítica deste tipo de arranjo hidráulico é o problema inerente, quando existem igual número de bombas e unidades arrefecedoras de água. Veja-se o seguinte exemplo: consideremos uma central típica com três unidades arrefecedoras e três bombas em “*commonrail*” de distribuição primária, com duas unidades arrefecedoras e duas bombas em funcionamento. Se uma única bomba falhar, a taxa de fluxo de água para cada uma das unidades cai substancialmente no momento da falha daquela. Esta queda brusca no evaporador, provoca o colapso de ambas as unidades arrefecedoras. Uma forma usual para corrigir este problema é prever uma bomba em “*standby*” para arrancar após a falha de qualquer uma das outras (garantindo-se assim o funcionamento do sistema). Neste último caso, a coexistência da bomba “n+1”, por si só, não garante a fiabilidade do processo. É também necessário que o sistema de controlo seja rápido na ação, uma vez que a falha de uma bomba, implicará menor caudal de água nas unidades arrefecedoras e conseqüentemente existirá a possibilidade de os fluxostatos atuarem para proteção das unidades arrefecedoras antes da entrada em funcionamento da bomba em *standby*.

2.1.3.6 Circuito Primário e Secundário de caudal constante e desacoplados (CCP)

Na Fig. 17, poder-se-á verificar o P&I de um sistema de caudal constante com primário e secundários desacoplados.

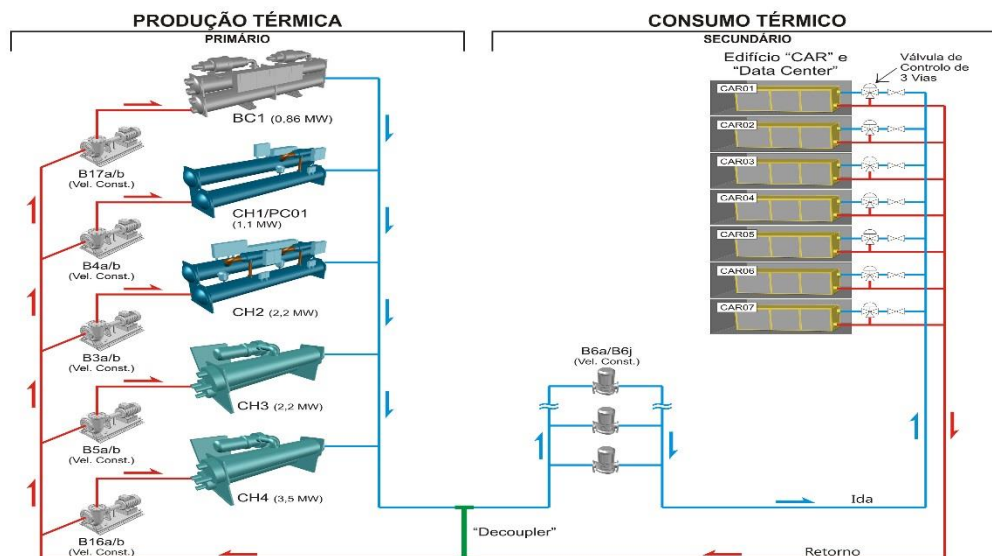


Figura 17 – Esquema típico, primário-secundário, de caudal constante em todo o circuito (CCP)

No esquema da Fig.17, infere-se que as bombas primárias são de menor potência do que as bombas secundárias porque estas só terão de superar a perda de carga por atrito associada à unidade arrefecedora, tubagem e válvulas no circuito primário. As bombas secundárias, em contraste, serão de maior potência, porque deverão superar a perda de carga por atrito associadas ao circuito secundário: a tubagem de distribuição, acessórios, válvulas, válvulas de três vias, etc. O circuito secundário contém as válvulas de 3 vias para modular a quantidade de água arrefecida através da bateria, em resposta à carga térmica, sem variar o caudal total em circulação.

Uma das principais características de um sistema primário / secundário, é permitir diferentes taxas de caudal de água arrefecida bem as temperaturas nos dois *loops*.

A separação inerente dos circuitos primários e secundário permite dois fluxos diferentes nestes circuitos, porque ambos os circuitos são hidraulicamente independentes. Desta forma, o sistema poderá absorver toda a carga térmica variável, sem a necessidade de manter todas as unidades arrefecedoras *on-line*, originando poupanças de energia assinaláveis quando em períodos de baixa carga térmica.

O *decoupler* hidráulico, deverá oferecer uma baixa perda de carga, para que as bombas primárias e secundárias fiquem efetivamente desacopladas hidraulicamente (pressão diferencial nula).

Neste tipo de enquadramento, a estratégia de controlo tem reflexos críticos na controlabilidade das temperaturas e no efeito do Síndrome de baixo ΔT . Será necessário adequar a carga nas unidades arrefecedoras, à real temperatura do processo, potenciando a sequência de unidades em detrimento do controle simples e paralelo com *set-points* iguais nas diversas unidades arrefecedoras.

2.1.3.6.1 Vantagens do sistema primário / secundário, de caudal constante e desacoplados

1. Caudal constante através de evaporador. O sistema primário-secundário mantém um caudal constante através do evaporador das unidades arrefecedoras, apesar do fluxo secundário variar. Isto elimina a preocupação com o desempenho daquelas unidades e consequentes paragens. Para além do exposto, haverá assim a garantia de não haver fluxo laminar nos evaporadores por via de baixo caudal e consequentemente, evitar o perigo de congelamento dos mesmos.
2. Dado haver um *decoupler* hidráulico, as bombas primárias não interferirão com as bombas do secundário, podendo assim gerir-se o número de unidades em funcionamento com a consequente economia de energia.
3. Controlo simplificado. Nestes sistemas os algoritmos de controlo, já existentes nas unidades arrefecedoras, permitem controlar a carga e o seu circuito de bombagem inerente.
4. A experiência do passado. O sistema primário-secundário é uma filosofia operacional bem estabelecida, bastante disseminada e regra geral, as entidades exploradoras possuem *know-how* específico para o seu funcionamento. Acresce a todas estas vantagens, o facto de o sistema inerente ser bastante fiável, se adequadamente utilizado.
5. Pressão manométrica de bombagem menor. Ao dividir o sistema entre dois *loops* hidraulicamente independentes, a dimensão das bombas (primárias e secundárias), será menor, quando comparado com um sistema primário direto ou totalmente de caudal constante (i.e., Leis de afinidade das bombas centrifugas – 2.1.3.2).

2.1.3.6.2 Desvantagens do sistema primário - secundário, de caudal constante e desacoplados

1. Não resolve a Síndrome de baixo ΔT . O sistema primário-secundário não permite um aumento do fluxo através do evaporador acima do projeto e, portanto, não se ajusta a temperaturas de retorno de água arrefecida mais baixas do que a projetada. Além disso, este sistema de bombagem pode agravar ainda mais o problema durante as condições de pico.
2. Investimento inicial. Uma maior quantidade de bombas, tubagens e acessórios implicará um custo maior de investimento inicial quando comparado com o sistema direto ou primário.
3. Maior custo de manutenção e maior custo de exploração. O sistema primário-secundário de caudal constante, usa bombas de velocidade constante para circular a água arrefecida

através da instalação. Porque os circuitos terão sempre um caudal constante, haverá energia desperdiçada dentro deste ciclo quando em regime de cargas de parciais. Para além disso, este sistema de bombagem não permite um caudal de água ajustável através das unidades arrefecedoras e está sujeita à ineficiência provocada pelas cargas parciais. Estas particularidades de funcionamento e o numero maior de equipamentos de bombagem, resultam em custos anuais de operação mais elevados quando, comparado com o sistema direto primário.

4. Requer mais espaço na Central: São necessários dois conjuntos de bombas para fazer circular água arrefecida através do evaporador do sistema primário e de distribuição secundária. Isto requer mais área em planta, resultando em custos mais elevados de capital, quando comparado com o sistema direto primário.

2.1.3.7 Circuito Primário de caudal constante, Secundário de caudal variável e desacoplados (CCP)

Na Fig. 18, poder-se-á verificar o P&I de um sistema de caudal constante no primário, caudal variável no secundários, e desacoplados.

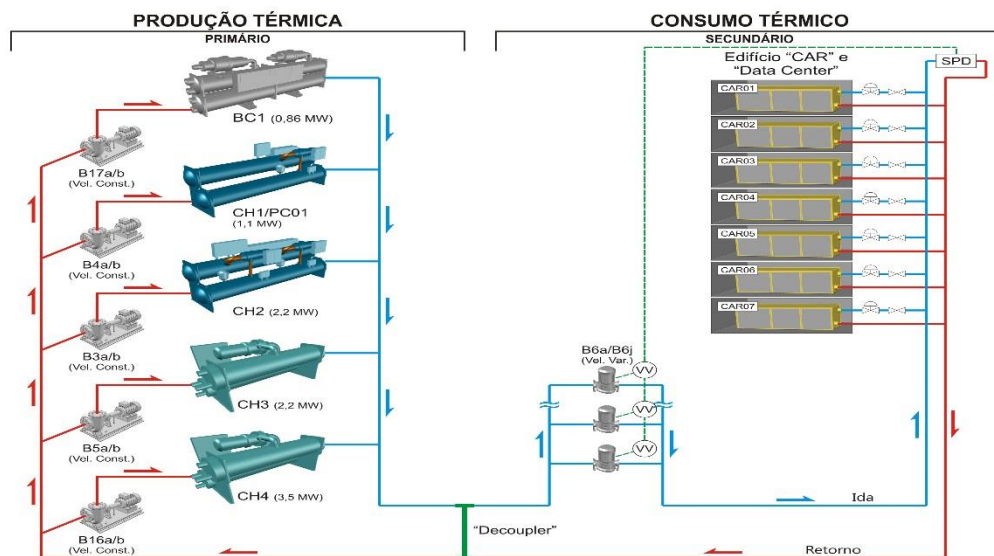


Figura 18 – Esquema típico, de caudal constante no primário, variável no secundário e desacoplados

Nos sistemas de primário / secundários desacoplados, em estudo, a água flui através do circuito primário das unidades arrefecedoras, com caudal constante, e através do circuito secundário, que serve as instalações terminais, a uma taxa variável. As bombas de velocidade constante no circuito secundário são substituídas por “bombas de velocidade variável”. A velocidade das bombas

secundárias é determinada por um sensor de medição de pressão diferencial (SPD) entre a rede de alimentação de retorno, ou entre as zonas críticas específicas. A secção de desacoplamento isola os dois sistemas hidráulicos.

Além disso, o sistema utiliza válvulas de duas vias nas baterias de ar que modulam a taxa de fluxo do circuito secundário com os requisitos de carga térmica. Durante a condição de baixa carga térmica, as válvulas de controlo de 2 vias fecharão (total ou parcialmente) em resposta às condições de carga, resultando num aumento da pressão diferencial no circuito de água arrefecida, secundária. O sensor de pressão diferencial (SPD), mede a subida de pressão no circuito secundário e comandará o inversor de frequência do motor elétrico das bombas secundárias, de forma a variar a velocidade (e por inerência o caudal de água).

Os sistemas de caudal de água variável no secundário são mais eficientes do que os sistemas de caudal de água constante, porque permitem que a bomba de velocidade variável secundária use apenas a energia necessária e suficiente para manter a pressão diferencial, desejável, no ponto mais resistivo da instalação hidráulica.

Não obstante a condição de uma melhor eficiência energética face à redução dos custos de energia associados à bombagem no circuito secundário, estes sistemas hidráulicos são “cegos” ao nível do controlo efetivo sobre as temperaturas. Será assim necessário criar algoritmos de controlo efetivo sobre o circuito primário, de forma a evitar que o caudal de água que é desviado da produção para o retorno das unidades arrefecedoras, não degrade a temperatura de retorno e crie a síndrome de baixo ΔT .

Devido ao aspeto e limitações construtivas das unidades arrefecedoras, o sistema de caudal constante no primário e variável no secundário, tem sido o mais usado pelos engenheiros projetistas. Com o avanço da tecnologia aplicável aos compressores para além dos sistemas de controlo DDC e outros, os circuitos de caudal variável no primário, ganharam preponderância e expressão.

2.1.3.8 Circuito Primário – Secundário de caudal variável e desacoplados (CVP)

Na Fig. 19, poder-se-á verificar o P&I de um sistema de caudal variável no primário e no secundário com desacoplamento hidráulico.

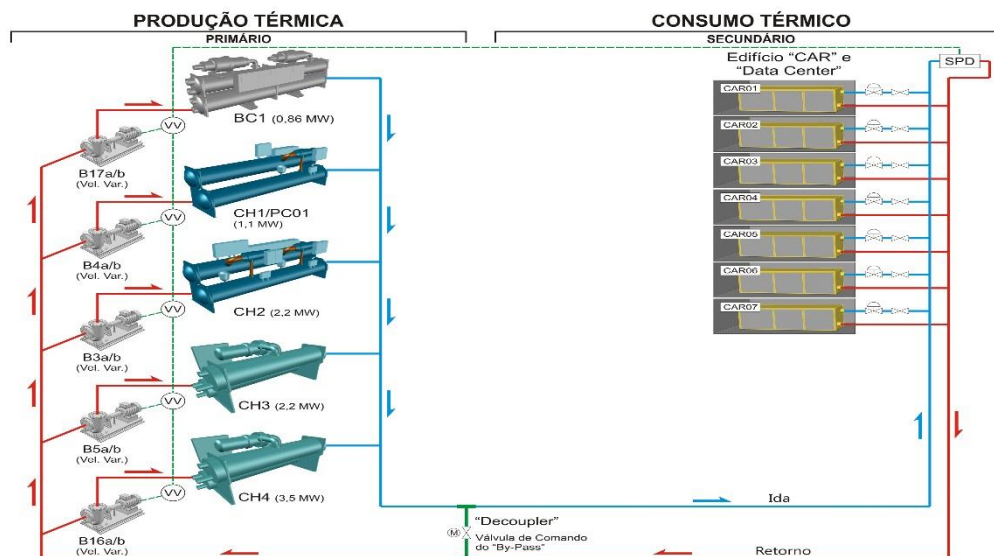


Figura 19 – Esquema típico de caudal variável no primário e no secundário, desacoplados hidráulicamente

Num sistema de caudal de água variável no primário (CVP), tal como representado na Fig. 19, o caudal de água arrefecida varia ao longo do sistema, incluindo nos evaporadores das unidades arrefecedoras. Neste sistema, as bombas secundárias são eliminadas e as bombas primárias serão as responsáveis pela condução hidráulica do caudal de água necessário. O caudal variável em causa, é definido tendo por base o mínimo exigido pelas unidades e o correspondente à carga térmica do processo secundário. A derivação de desacoplamento do sistema primário / secundário foi substituída por uma derivação com uma válvula de controlo, normalmente fechada, que se abrirá apenas para manter o caudal mínimo através das unidades arrefecedoras ativas.

A função da linha de derivação não deve ser confundida com o do *decoupler* hidráulico dos sistemas primário / secundário atrás explicitados. O desvio, neste caso, é um tubo de menor calibre, calculado para o caudal de água mínimo correspondente à maior das unidades arrefecedoras. A sua construção deverá incluir uma válvula de controlo, normalmente fechada, que modulara apenas quando o limite de fluxo mínimo é atingido.

Num sistema de caudal de água variável no primário (CVP), as bombas responderão perante o objetivo de se manter um determinado ΔP (pressão diferencial), num ponto bem determinado do sistema. Esta diferença de pressão tende a diminuir quando os terminais (baterias alhetadas ou outros permutadores de calor), são alimentados de caudal de água através das válvulas de controlo de duas vias, em resposta às cargas térmicas crescentes.

Para restaurar a pressão diferencial em todo o sistema, o controlador da bomba aumentará a velocidade da mesma. Por outro lado, quando as válvulas de controlo dos terminais fecharem, em

resposta à menor carga nas baterias, o controlador da bomba diminui a velocidade da mesma para manter o valor desejado de pressão diferencial. Enquanto isso, o controlador das unidades arrefecedoras deverá corrigir as necessidades de carga produzida. As bombas são normalmente dimensionadas para 120% do caudal do projeto. Se a temperatura da água de retorno é alta (ou ΔT baixo), a bomba de velocidade variável aumentará a taxa de fluxo nas unidades arrefecedoras, aumentando assim a carga sobre estas, evitando a síndrome de baixo ΔT .

2.1.3.8.1 Vantagens dos sistemas de CVP

1. Sistemas CVP não são propensos a síndrome de baixo ΔT :

- *Decoupler*: Os sistemas de CVP não incluem dois *loops* hidráulicamente independentes como nos anteriores esquemas em que eram separados por um *decoupler* hidráulico livre. Como resultado, a taxa de caudal de água da bomba é mais adequada para a carga de arrefecimento do sistema de distribuição, e a ausência de um *decoupler* livre, evita a deterioração da temperatura de retorno da água às unidades arrefecedoras.
- Caudal de água nas unidades arrefecedoras é ajustável: o controlo nos CVP permite que seja possível um maior caudal de água em determinada unidade arrefecedora, mitigando o efeito da síndrome de baixo ΔT (i.e., item 2.1.3.4). Este procedimento maximizará a potência de uma determinada unidade arrefecedora, eliminando, possivelmente, a necessidade de iniciar outras unidades bem como o arranque de bombas adicionais antes de se atingir a capacidade nominal de cada um dos equipamentos. Esta combinação de potenciar o rendimento / eficiência de cada equipamento e ao mesmo tempo satisfazer os requisitos nos terminais, será sempre um objetivo prioritário para as entidades que exploram este tipo de sistemas.

2. Investimento Inicial. Um sistema CVP utiliza menos bombas e menos conexões hidráulicas que os sistemas primário-secundário desacoplados, o que significa, implicitamente, menos equipamento elétrico e menor espaço para a Central. Estes fatores reduzem o custo inicial do sistema de água arrefecida.

3. Menor Custo de manutenção e menor custo de exploração:

- A economia de energia é possível porque não há excesso de caudal de água a recircular pela linha de desacoplamento (i.e., item 2.1.3.4). Em teoria, cada “partícula de água” arrefecida, sem qualquer mistura, deverá “passar” através de uma carga térmica, antes de retornar à central.

- Nos sistemas CVP, por inerência da carga térmica total, as bombas selecionadas serão de maior dimensão e eficiência global, que as unidades de bombagem próprias para os outros sistemas atrás destacados.
- A economia de energia passara também pela funcionalidade em colocar a maior carga térmica possível em cada unidade arrefecedora, conferindo maior rendimento a estes equipamentos sem necessidade de arrancar outras unidades paralelas.

O Instituto de Tecnologia de Refrigeração Americano (ARTI) realizou um extenso estudo onde que comparou a energia consumida em vários sistemas: CVP; primário direto ou sistemas de água arrefecida com caudal constante; sistemas de caudal constante no primário /e caudal de agua arrefecida variável no secundário (CCP) e os sistemas idênticos ao último mas com uma válvula de retenção instalada no *decoupler*. De acordo com os resultados deste estudo, os sistemas de CVP reduzem o consumo total anual de exploração da central, entre 3 a 8 por cento (4 a 8 por cento em termos da componente energética e 3 a 5 por cento no “*life cost system – LCC*”, quando comparados com o convencional sistema de caudal de agua constante no primário e caudal de agua arrefecida variável no secundário.

2.1.3.8.2 Comparação dos sistemas de caudal variável no primário (CVP) versus sistema Primário de caudal constante (CCP)

Os Sistemas de caudal variável no primário e secundário (CVP), são particularmente atraentes porque implicam custos mais baixos do que os sistemas de caudal constante no primário e variável no secundário (CCP). A tabela abaixo indicada, estabelece a comparação entre os dois sistemas, com base numa instalação hidráulica tutelada pela potência de arrefecimento na unidade de 1760 kW.

Sistema de Arrefecimento de Agua	Sistema Primário Cte e Secundário variável	Sistema Primário e Secundário, variável
Capacidade de arrefecimento Total (KW)	1760	1760
Caudal total de arrefecimento (l/s)	83	83
Altura manométrica da Bomba Primário (Kpa)	174	377
Altura manométrica da Bomba Secundário (Kpa)	261	NA
Custo das bombas (€)	8 100,00 €	5 700,00 €
Custo de instalação das bombas (€)	2 200,00 €	1 150,00 €
Custo da rede de tubagens e acessórios (€)	15 000,00 €	NA
Custo da Variação de Velocidade (€)	7 600,00 €	11 300,00 €

Custo da instalação do <i>Decoupler</i> (€)	1 200,00 €	750,00 €
Custo da válvula de Bypass (€)	NA	1 300,00 €
Custo do Medidor de caudal Ultrassónico (€)	NA	1 700,00 €
Custo Total instalação (€)	34 100,00 €	21 900,00 €
Diferencial de custo para variação total de caudal (€)	Base comparação	-12 200,00 €
Diferencial percentual para variação total de caudal (%)	Base comparação	-35,78%

Tabela 1– Estudo Comparativo entre sistemas CVP e clássico primário- secundário (CCP)

Análise comparativa dos sistemas de caudal variável e os sistemas de primário constante e secundário variável (* Fonte – Instituto de Tecnologia de Refrigeração (ARTI) relatório do estudo sobre os benefícios potenciais de CVP). A análise não entra com o custo da unidade arrefecedora de água, uma vez que o custo seria igual nos dois casos.

A análise acima expressa inclui apenas os elementos de custo. Em geral, o sistema de CVP implica menor custo de investimento, reduz o consumo de pico, reduz o consumo de energia, requer um menor espaço técnico para implantação de equipamentos e possui maior capacidade para resolver os problemas da síndrome de baixo ΔT . No entanto, o controlo do sistema deve evitar mudanças bruscas de caudal, uma vez que uma queda repentina no caudal de água no evaporador, resultaria numa queda rápida de temperatura de saída da água arrefecida, com a alta probabilidade desta provocar um alarme de segurança por baixa temperatura. É também importante manter uma taxa de caudal mínimo, através do evaporador, para garantir uma transferência de calor adequada.

A seleção de um esquema de distribuição hidráulica deve ser baseado numa análise cuidadosa destes fatores, a fim de atingir o melhor equilíbrio entre o custo dos equipamentos e desempenho do sistema. No contexto de projetos de AVAC, as decisões tomadas para economizar valor, muitas vezes envolvem uma simbiose entre os custos de investimento inicial e os custos de exploração. Os sistemas baseados em CVP, tem suscitado um interesse gradual em todo o mundo. Os fabricantes das unidades arrefecedoras, têm evoluído a conceção das suas máquinas, tendo por base os limites físicos para um melhor desempenho em sistemas de CVP.

2.1.3.8.3 Opções para sistemas de bombagem e suas condicionantes

Com as bombas distribuídas em *tandem* (paralelo simples), o caudal de água que atravessa os evaporadores das unidades arrefecedoras pode mudar abruptamente uma vez que na sua disposição de caudal variável, a bomba terá um caudal / pressão mínimos, indispensáveis, para vencer a perda de carga dos acessórios hidráulicos, nomeadamente a válvula anti-retorno. Nesse ponto, a válvula de retenção ira abrir subitamente e o caudal global irá sofrer uma variação abrupta, variando o mesmo nas eventuais unidades arrefecedoras que já estejam em funcionamento.

As unidades arrefecedoras em sistemas de CVP, deverão ser alimentadas por uma tubagem única e comum (*commonrail*) e predispostas a um algoritmo de controlo que permita entrarem em funcionamento de forma faseada e sequencial, satisfazendo os requisitos do processo. O sistema de controlo do *loop* ligado à bombagem deverá ser separado do *loop* de controlo ligado às unidades arrefecedoras (ver Fig. 20).

Isso significa que a distribuição de água arrefecida e as funções de bombagem poderão ser tratadas de forma diferenciada. A nota positiva desta situação é a potencial implementação de um controlo de velocidade único, permitindo a redução do custo de investimento. No entanto, uma válvula de secionamento, motorizada, deverá ser instalada na entrada de cada unidade arrefecedora para evitar a circulação do caudal de água em “curto-circuito”, através de uma unidade em *off-line*, possibilitando ainda a modulação do caudal de água durante o processo de sequência de arranque das unidades arrefecedoras.

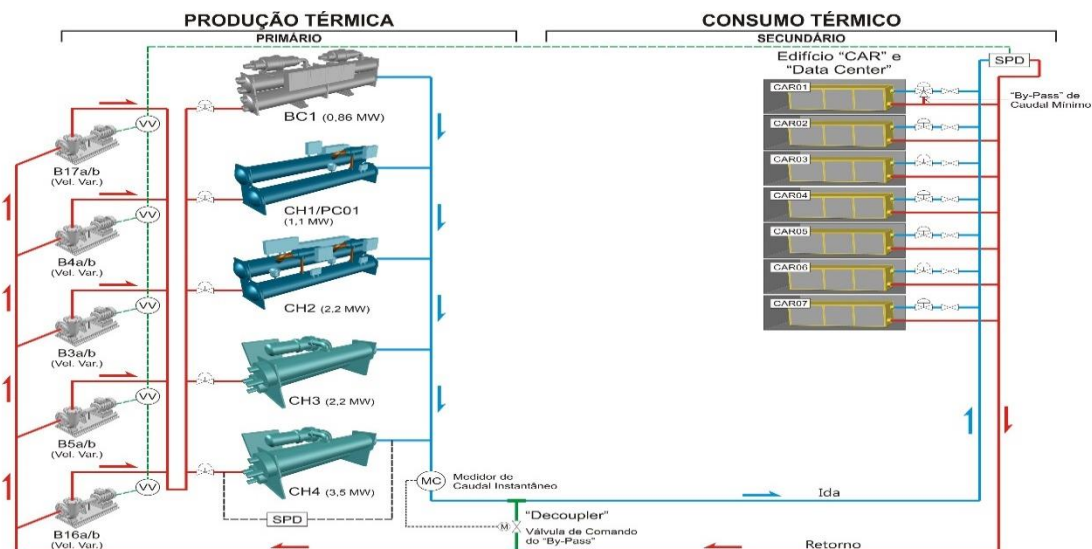


Figura 20– Loops de controlo separados entre bombagem e produção de água arrefecida

2.1.3.8.4 Recomendações para dimensionamento de sistemas CVP

Durante muitos anos, o processo de fabrico das unidades arrefecedoras de água condicionou o pensamento de engenheiros e técnicos de refrigeração, mantendo sempre bem presente o princípio de fazer corresponder a estas unidades um caudal constante de água no seu evaporador. A principal preocupação detinha-se com o facto de, se assim não fosse, haver uma grande probabilidade da unidade entrar em modo segurança e consequentemente levar à sua paragem forçada. Este procedimento de falha de caudal no evaporador, de forma gradual ou abrupta, poderia ser mais rápido que a resposta do sistema de controlo interno das unidades e consequentemente, a um aumento do diferencial térmico no evaporador, baixando bastante a temperatura de saída das

unidades. Este abaixamento poderia levar ao aparecimento de cristais de gelo na água arrefecida e ao mesmo tempo condicionar o “*superheat*” de proteção dos compressores frigoríficos.

A variação do caudal de água através dos evaporadores das unidades arrefecedoras coloca os seguintes cenários de controlo:

Cenário 1 – O dimensionamento dos sistemas de CVP é condicionado pela gama de caudal possível nos evaporadores das unidades arrefecedoras de água. Os fabricantes deste tipo de unidade, limitam inferior e superiormente, os valores de caudal possíveis.

Os limites típicos são os seguintes:

- Limites de baixa velocidade de 0,9 m/s para evitar a ocorrência de um fluxo laminar e também para manter as tubagens limpas.
- Limites de alta velocidade a 3 m/s para evitar a erosão do tubo e excessiva perda de carga.

A velocidade projetada para o escoamento nas tubagens, implicará diretamente nos graus de liberdade possíveis para o funcionamento do sistema.

Uma das grandes vantagens dos sistemas de CVP é reduzida energia de bombagem aplicada ao sistema. As limitações de velocidade nos evaporadores das unidades arrefecedoras colocam restrições sobre a economia de energia que podemos alcançar nas bombas.

Neste sentido, será importante selecionar unidades arrefecedoras que permitam a operação com cargas térmicas baixas, sem caudal de água em *bypass*. A maioria das potenciais poupanças são realizadas pelo tempo em que o caudal do sistema diminui até 50 por cento do valor projetado.

Os fabricantes das unidades arrefecedoras, recomendam um limite mínimo de caudal no evaporador de 60 por cento para unidades não parametrizadas especificamente para caudal variável, e 40 por cento ou menos para as configuradas neste âmbito.

Cenário 2 – Dada a condição de variação de caudal de água nos evaporadores e considerando um sistema com duas unidades arrefecedoras idênticas, uma das quais em carga total e outra em modo *off-line*, uma variação de carga do sistema implica a necessidade de colocar a segunda unidade também *on-line*. Ao efetuarmos esta ordem de arranque para a segunda unidade, abrir-se-á a válvula de seccionamento correspondente e haverá, naturalmente, uma diminuição de caudal de água na unidade que já estava em funcionamento (em 50%). Esta diminuição, ocorrendo rapidamente, implicará que a primeira unidade irá debitar a potência total mas com metade do caudal desejável, aumentando para o dobro o diferencial térmico entre a entrada e saída do

evaporador, e caso o sistema de controlo interno não reaja rapidamente, a unidade poderá entrar em paragem por anomalia ou segurança.

Para prevenir este tipo de acontecimentos, será necessário, aquando do projeto e seleção de equipamentos, definir unidades arrefecedoras que suportem grandes taxas de variação de caudal nos evaporadores.

Por analogia com a rapidez que se pretende no sistema de controlo, também será necessário seleccionar válvulas de seccionamento motorizadas com características lineares e de ação lenta. Esta ação lenta reduzirá o efeito da quebra de caudal nas unidades em funcionamento, possibilitando ao sistemas de controlo intrínsecos destas reagir face às novas condições de carga.

2.1.3.8.5 Considerações sobre o projeto de sistemas CVP

A lógica de controlo e sequenciação para as bombas e unidades arrefecedoras de água, são os “pontos-chave” deste tipo de sistemas.

2.1.3.8.5.1 Unidades arrefecedoras de água

São necessárias várias unidades arrefecedoras para maximizar a capacidade de produção da central térmica. Com apenas uma unidade, o intervalo inferior de caudal é limitado ao fluxo mínimo da unidade. A existência de múltiplas unidades permitirá baixar esse limite mínimo ate ao valor construtivo definido pelos fabricantes.

Dever-se-á seleccionar unidades arrefecedoras, com igual perda de carga nos diversos caudais nominais de projeto. Fisicamente, um sistema CVP, carregara maior ou menor carga térmica sobre as unidades em função da taxa de fluxo nos seus evaporadores. Se a diferença no tamanho ou tipo de evaporadores não mantiver o princípio enunciado no início neste parágrafo, o caudal maior fluirá na unidade que possua menor perda de carga, e em consequência, essa unidade recebera uma carga térmica a dissipar, maior. A existência de unidades com perdas de carga diferenciadas para o mesmo regime de caudal, implicarão uma maior instabilidade no funcionamento da Central.

2.1.3.8.5.2 Taxa de variação de caudal de água arrefecida

As variações de caudal rápidas numa unidade arrefecedora poderá causar instabilidade no controle e provocar a aspiração de líquido ao compressor com a consequente paragem ou anomalia.

Os fabricantes destas unidades, limitam esta taxa de variação entre 2 % por minuto, ate 30 % por minuto, dependendo do tipo de unidade, controlo e tempo de retorno da massa de água do sistema. As unidades que usam ciclos de compressão de vapor equipados com controlo de capacidade contínua (por exemplo, unidades com compressor refrigerado a água, com *inlet guide vanes* na

aspiração, com variador de frequência no motor dos compressores, unidades com compressores de parafuso refrigerados a ar com válvula de *slide* contínua, etc.) geralmente são capazes de maiores taxas de variação de caudal que nas unidades arrefecedoras em ciclo absorção equivalentes. As unidades com compressores centrífugos equipados com sistemas de controlo DDC permitem operar com maior estabilidade face à variação do fluxo de água no evaporador.

2.1.3.8.5.3 Abertura Lenta das válvulas de seccionamento nos CVP

A abertura das válvulas de seccionamento, deverá ocorrer lentamente para incentivar o funcionamento estável do sistema, conforme já explicado atrás.

Se por ex. o controlador da unidade arrefecedora só puder lidar com uma alteração de caudal de água de 2 % por minuto então, a válvula de motorizada deverá consumir 30 minutos para abrir, ou seja, muito tempo para a maioria das aplicações. Para evitar variações das taxas de fluxo rápido através das unidades, é importante seleccionar as válvulas de isolamento que mantenham uma relação linear entre a posição da válvula o caudal debitado (equipercentuais).

2.1.3.8.5.4 Caudal de Bypass

Cada unidade arrefecedora possui um limite mínimo de caudal para o seu evaporador. Esse limite é definido pelo fabricante, como atrás já referenciámos. Para garantir esse valor, é usual aplicar-se uma válvula modulante, de características lineares, para o *bypass*. Nestes sistemas, quando a carga térmica diminui, o caudal de água também será reduzido, proporcionalmente, aproximando-se do caudal de água mínimo imposto pelo fabricante do equipamento. Para garantir este caudal, a soma do caudal do sistema terminal e o do *bypass*, deverá ser superior ao valor mínimo imposto. Para garantir que o caudal é o correto, dever-se-á instalar medidores de caudal de água na produção e na tubagem de *bypass*; conseguir-se-á saber assim, os valores em causa e as necessidades de atuação. Para que isto funcione adequadamente, o controlo do sistema dependerá da medição precisa do caudal de água arrefecida e da seleção apropriada da válvula de controlo. A incapacidade da válvula de desvio para abrir e fechar corretamente pode resultar em anomalias nas unidades arrefecedoras devido ao baixo fluxo de água.

Para que se possa dimensionar convenientemente este tipo de *bypass*, sugere-se as seguintes notas:

- Localizar a válvula perto da Central. Se a água a ser devolvida às unidades arrefecedoras possuir uma distância mais curta para viajar, irá ter menos impacto sobre a temperatura de água arrefecida de alimentação ao sistema.
- Dimensionar a válvula de controlo para o caudal mínimo para a maior das unidades arrefecedoras. O caudal máximo no *bypass*, será o valor mínimo imposto pelo

evaporador da maior das unidades arrefecedoras (este principio terá que ser verificado com o disposto no item 2.1.3.8.5.6)

- Dimensionar a válvula de controlo para que opere apropriadamente com uma queda de pressão menor que o ponto onde o sensor de pressão diferencial do sistema comanda o sistema de bombagem.

2.1.3.8.5.5 Válvula de desvio

A seleção da válvula motorizada de desvio é muito crítica. Dever-se-á seleccionar um equipamento que possua uma relação linear entre a posição da válvula e taxa de fluxo, caso contrário, a válvula poderá permitir muito mais caudal de água quando iniciar a sua abertura.

Nota: A válvula de borboleta comum não possui características lineares em todo o seu curso, razão pela qual não deverá ser considerada para este tipo de serviço.

2.1.3.8.5.6 Localização do Bypass

Numa central baseada nestes sistemas, é preferível localizar a derivação de *bypass* o mais longe possível das unidades arrefecedoras; usualmente coloca-se no ponto do sistema de distribuição onde a tubagem de alimentação principal coincide, em diâmetro, com a secção dimensionada para o *bypass*. Esta localização proporciona um volume de água maior no sistema, criando um volume de inércia que ajudara a estabilizar os caudais de água e sua temperatura. Como em qualquer sistema de CVP, a estratégia mais segura é a de limitar a taxa de variação das válvulas de controlo dos equipamentos terminais para que sobre as unidades arrefecedoras não exista uma variação de caudal tao significativa.

2.1.3.8.5.7 Seleção das bombas de caudal variável

Com unidades arrefecedoras de caudal de água constante, as bombas são seleccionadas normalmente para o caudal de projeto dos evaporadores. Em sistemas de CVP, as bombas, de grandes dimensões, são dimensionadas também para aproveitar a faculdade que as unidades arrefecedoras possuem em debitem maior potência térmica quando a temperatura no condensador for mais favorável que as projetadas. São também majoradas para melhorar a carga sobre as unidades arrefecedoras, quando a temperatura da água de retorno é menor do que o projeto (isto é, durante uma eventual baixa do ΔT). O sobredimensionamento depende da velocidade máxima permitida e a velocidade limite nos evaporadores. A percentagem efetiva permitida de caudal em excesso sobre o evaporador é a velocidade máxima permitida dividida pela velocidade projetada. Suponhamos que a velocidade máxima permitida é de 3 m/s e a velocidade de projeto é de 2,25 m/s; o excesso de caudal admissível será de: $3 \div 2.25$ ou seja de 133%.

2.1.3.8.5.8 Volume de Inércia do Sistema / Tempo de rotação

O tempo de rotação do sistema é o tempo necessário para fazer circular o volume de água que o sistema contém, a uma determinada taxa de caudal. É uma medida da massa de água do sistema de água em relação à carga de arrefecimento e indica quão rapidamente os distúrbios de temperatura irão propagar através deste. Quanto maior for o volume da massa de água, maior será a estabilidade do controle das unidades arrefecedoras de água.

O tempo de rotação será proporcional ao volume da massa de água. O volume contido na tubagem de distribuição de sistemas maiores, é normalmente mais do que o suficiente para evitar o tempo de rotação seja um problema.

Os tempos de rotação da massa de água, são recomendados pelos fabricantes das unidades de arrefecimento para assegurar que o controlo de capacidade poderá reagir, de forma estável, às variações de carga. Os valores recomendados por aqueles implicam o valor mínimo 6.5 litros / KW de capacidade de refrigeração instalada.

Os tempos de rotação da massa de água tem um significado adicional para os sistemas de caudal variável porque alguns fabricantes utilizam-no como valores recomendados para a passagem de água no evaporador das unidades arrefecedoras.

2.1.3.9 Recomendações para projeto de sistemas de caudal primário / secundário com variação de caudal

Existem três áreas críticas do projeto que devem ser consideradas para qualquer sistema de caudal variável. Para isso iremos analisar a Fig. 21.

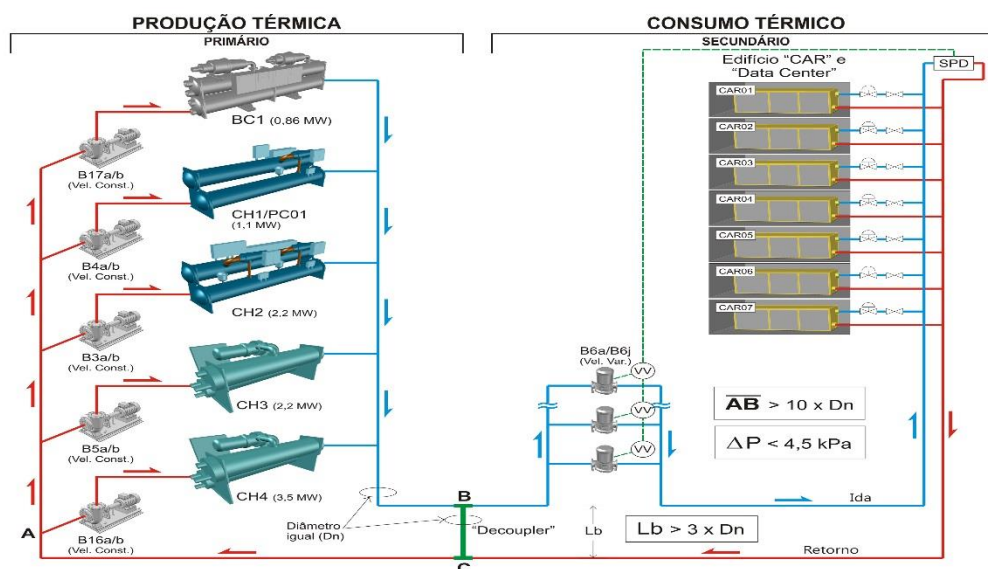


Figura 21 – Pormenores de Dimensionamento do Decoupler

2.1.3.9.1 O tubo de *bypass* comum (*Decoupler*)

Referindo-nos ao esquema primário / secundário da Fig. 20, verifica-se que as bombas primárias e secundárias estão em série. De facto trata-se de uma falsa série, uma vez que o *Decoupler* instalado, permite desacoplar hidraulicamente os circuitos.

A desacoplagem hidráulica primário-secundário, baseia-se no simples efeito pretendido de quando dois circuitos estão interligados, o caudal num deles não poderá afetar o caudal no outro, ou seja, o diferencial de pressão seja nulo. Para garantir o desempenho adequado do sistema, os critérios de dimensionamento de *Decoupler* são os seguintes:

- Caudal

Os *Decouplers* devem ser dimensionados para o caudal da bomba principal maior. Para simplicidade de conceção e da instalação, o tubo comum é geralmente do mesmo diâmetro que o tubo de distribuição.

- Perda de carga

A queda de pressão máxima na tubulação comum não deve exceder 5 kPa. Ao limitar a queda de pressão máxima de 5 kPa, a água que flui no circuito primário não irá fluir para o circuito secundário até que a sua bomba de circulação seja acionada. Dessa forma, o isolamento hidráulico entre o circuito primário e secundário é obtido sendo a base fundamental da bombagem primário-secundário. [Note-se que quanto maior for a perda de atrito no *decoupler*, tender-se-á a colocar a bomba do primário e secundário em série, o que resultará numa corrente induzida no sistema].

- Comprimento do *Decoupler*

Dever-se-á considerar um máximo de distância entre o desvio do tubo principal da produção de água arrefecida e o retorno às unidades arrefecedoras de água. Esse valor deverá ser na ordem de três vezes o diâmetro do tubo de maior dimensão. Um *bypass* com estas características é mais que suficiente para eliminar a mistura devido a velocidade de retorno excessiva na tubagem de retorno do secundário. As tubagens com comprimento maior podem resultar em excessiva queda de pressão (superior a 5 kPa) induzindo num funcionamento em série, as bombas primárias e secundárias.

- Limite ao retorno da primeira unidade arrefecedora

Quando o retorno do secundário flui em linha reta através da derivação para o retorno principal, é regra existir pelo menos 10 vezes o diâmetro da tubagem, de separação para a primeira unidade arrefecedora. Com este procedimento diminui-se a possibilidade de ocorrer

estratificação na linha de retorno do primário, condicionando o comportamento da unidade de arrefecimento, negativamente.

2.1.3.9.2 Sequência de arranque nas unidades arrefecedoras

A lógica de controlo sequencial das unidades arrefecedoras é um ponto fulcral no funcionamento dos sistemas primário – secundário. Para que o sistema satisfaça minimamente os requisitos de fiabilidade, eficiência e eficácia, o operador destes sistemas terá de reconhecer as três condições de caudal que podem ocorrer:

2.1.3.9.2.1 Caudal no primário é igual ao caudal no secundário

Só em ocasiões especiais, o caudal das bombas principais e o caudal secundário, serão iguais. Um exemplo será quando a carga térmica de arrefecimento (e caudal secundário), puder ser satisfeita por uma unidade arrefecedora funcionando na totalidade da sua carga. Embora esta condição de caudal raramente ocorra, iremos observar o padrão de fluxo deste cenário (Fig. 22).

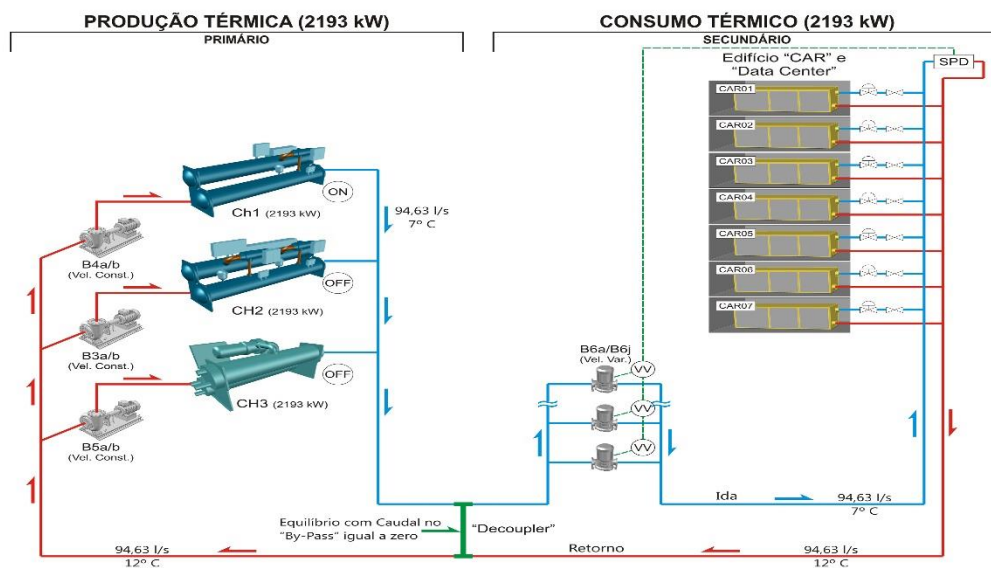


Figura 22 – Caudal no primário igual ao caudal no secundário

A unidade arrefecedora em operação, liberta a temperatura de 7 °C para o caudal de 340,6 m³/h (94,63 kg/s)

As válvulas de duas vias no secundário, modulando, permitem a absorção da energia inerente a: $94,63 \text{ (kg/s)} \times 4,18 \text{ (Kj/kg.}^\circ\text{C)} \times (12-7) \text{ }^\circ\text{C} (\Delta T) = 2193 \text{ KW.}$

Como a carga é igual a 2193 KW, a temperatura da água de retorno para a unidade arrefecedora será de 12 °C e o caudal de 94,63 l/s. O equilíbrio térmico é completo, não havendo caudal no tubo comum (*decoupler*).

2.1.3.9.2.2 Caudal no secundário é maior do que o caudal no primário

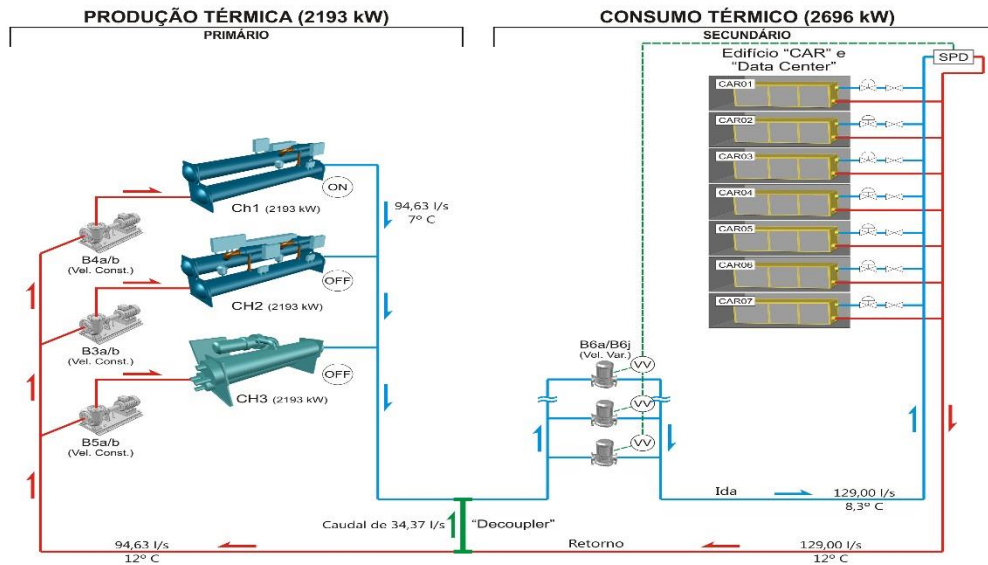


Figura 23 – Caudal no primário inferior ao caudal no secundário

A quantidade de tempo que o sistema opera no pico é extremamente pequena quando comparada com as horas por ano, em que atua nos regimes de carga parcial. Portanto, o caudal de circuito primário / secundário raramente estará em equilíbrio e haverá sempre algum fluxo na linha do *decoupler*. Há duas condições possíveis: 1) o caudal no secundário maior do que o caudal no primário ou 2), o caudal no primário superior ao caudal no secundário.

Continuando com o exemplo anterior, considera-se agora que a carga aumenta na distribuição e as válvulas de duas vias do circuito secundário modular em resposta, aumentando a taxa de caudal para 129 l/s. Na unidade de arrefecimento que está em funcionamento, só circulará o caudal de 94.63 l/s e para equilibrar o fluxo de massa; o excesso de $(129-94.63)$ 34,37 l/s, deverá ser escoado através do tubo comum. A temperatura será a resultante da média ponderada mássica, ou seja

$$\frac{94.63 \times 7 + 34.37 \times 12}{129} = 8.3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (ver Fig.23)}$$

A temperatura da água de abastecimento no secundário será assim superior ao desejável e projetado. Este gradiente irá implicar menor capacidade de arrefecimento nas baterias alhetadas com a consequente diminuição da sua capacidade latente, implicando uma perda de controlo da condição Termo higrométrica no ar tratado.

Para compensar este fenómeno, é usual entre os exploradores deste tipo de equipamentos, colocar uma outra unidade em funcionamento para minorar o efeito deste aumento de temperatura. Ao colocar-se outra unidade, aumentaremos o caudal no primário e daí resultarão outros efeitos.

Esta exigência leva a uma regra de projeto elementar: “o caudal do circuito primário deve ser igual ou ligeiramente superior ao caudal de projeto de circuito secundário”. Em conclusão, o caudal de água desviado do primário, para o retorno das unidades arrefecedoras, num *decoupler*, não é aconselhável.

Entretanto, ainda é possível decidir-se pelo aumento do caudal de água no secundário, de forma a mitigar o efeito mistura. Existem as seguintes opções a considerar:

Opção 1 – Dever-se-á projetar as baterias alhetadas de maior capacidade e com temperaturas de entrada de água entre 0,5 a 1 °C acima da temperatura de projeto. Admitindo este procedimento, e para a mesma potência, a serpentina permitirá maior caudal de circulação.

Opção 2 – A possibilidade de se interagir com as unidades arrefecedoras de água, através da sua mudança de *set-point*. Dentro dos limites do tipo de máquina em causa, a temperatura da unidade poderá ser ajustada para uma temperatura mais baixa de forma a compensar o aumento da carga e do fluxo secundário. Na realidade, é proporcionada uma maior capacidade com uma eficiência de operação mais baixa. O aumento no custo de operação da unidade, devido ao abaixamento da temperatura de produção pode variar entre 1 a 3 por cento por grau de reposição. Esta alternativa será muito interessante e desejável, especialmente quando existem unidades arrefecedoras de grande capacidade. Quanto mais tempo se atrasar o início de funcionamento da segunda unidade, melhor será o seu desempenho quando colocada *online*.

Opção 3 – Existe a possibilidade de colocar em série com outra, uma unidade arrefecedora de pequena dimensão. Esta opção deverá ser considerada sempre que existam necessidades específicas de carga térmica com um gradiente de temperatura fixa.

Opção 4 – Alguns projetistas optam por colocar uma válvula de retenção na linha do *decoupler*, impedindo o fluxo no sentido inverso do primário. Os engenheiros que projetam sistemas de distribuição de água arrefecida têm opiniões diferentes sobre esta abordagem. As vantagens e desvantagens são destacadas a seguir:

Vantagens

- A válvula de retenção permite que as bombas secundárias funcionem em série com as bombas do circuito primário, aumentando o caudal adicional através de evaporadores das unidades arrefecedoras, acima do seu caudal de projeto. Este fluxo adicional forçará a máquina a funcionar a 100%, durante uma situação em que o ΔT no evaporador é inferior ao do projeto, ou superior a 100%, se esta condição coincidir com baixas temperaturas de bolbo húmido exteriores (através de um melhor desempenho nas Torres de arrefecimento caso seja esta a aplicação de condensação).

- A válvula de retenção ajudará a reduzir o consumo de energia da Central, mantendo a quantidade de unidades arrefecedoras ativas quando combinadas com a carga térmica do sistema. Desta forma só se arrancará as unidades por carga térmica e não por efeito do caudal de água.
- A válvula de retenção de água de retorno no sentido secundário, impedirá a mistura de água com um gradiente térmico mais elevado e como tal será garantida uma temperatura de alimentação ao processo de acordo com o projeto. Assim sendo a capacidade de arrefecimento e desumidificação nas baterias alhetadas não será colocada em causa.

Desvantagens

- A válvula de retenção força as bombas secundárias a funcionarem em série com as bombas principais, quando o caudal no secundário aumenta para além da capacidade das bombas primárias. Desta forma, sendo assistidas pelas bombas secundárias, as bombas principais de caudal constante funcionarão mais à direita nas suas curvas características, com o conseqüente aumento de caudal. Este efeito implicará que para a mesma potência, o ΔT será menor e conseqüentemente a temperatura de alimentação mais alta. Para além deste fator, o excesso de caudal poderá implicar mais desgaste por erosão do evaporador.
- Com a instalação da válvula de retenção existe a hipótese de, não estando em operação bombas principais do primário, a bomba do secundário ser induzida no aumento de pressão para satisfazer o set-point de pressão diferencial no consumo. Para colmatar este problema, haverá que encadear o funcionamento da bomba do secundário com pelo menos uma bomba do circuito primário.
- Existe ainda a possibilidade de circular o caudal “fantasma” através das unidades arrefecedoras inativas com bombas dedicadas.
 - Pelos factos aqui apontados, é fundamental que o projetista analise o funcionamento potencial do sistema, antes de tomar a decisão de instalar uma válvula deste tipo no *decoupler*; contudo é minha opinião que a instalação da válvula de retenção na derivação de bypass, terá mais inconvenientes que vantagens propriamente ditas.

2.1.3.9.2.3 Caudal no primário é maior do que o caudal no secundário

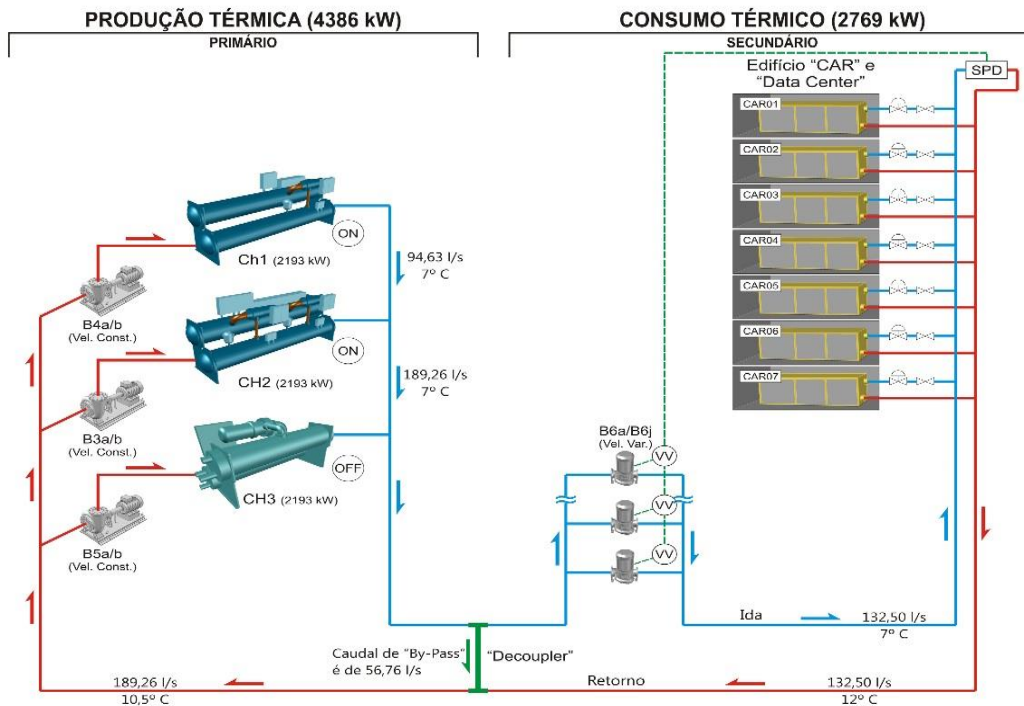


Figura 24 – Caudal no primário é superior ao caudal no secundário

Continuando o raciocínio a partir do mesmo esquema, teremos que para manter o caudal primário acima do secundário, o operador terá que colocar em funcionamento a segunda unidade arrefecedora e conseqüentemente a sua bomba adstrita. (Ver Fig. 24).

O caudal através das duas unidades é constante, com o valor de $2 \times 94,63$ l/s. A nova carga no primário, será de $2 \times [94,63 \text{ (kg/s)} \times 4,18 \text{ (Kj/kg.}^\circ\text{C)} \times (12-7) \text{ }^\circ\text{C} (\Delta T) = 2193 \text{ kW}]$, ou seja 4386 KW. Do lado do secundário teremos a carga de $132,5 \text{ kg/s} \times 4,18 \text{ (Kj/kg.}^\circ\text{C)} \times (12-7) \text{ }^\circ\text{C} (\Delta T) = 2769 \text{ kW}$. Haverá assim, um excesso de caudal de 56.8 l/s que passara no *decoupler* e que se juntará aos 132,5 l/s do secundário, perfazendo o valor total de 189,3 l/s

O raciocínio para as temperaturas, será: $\frac{56.8 \times 7 + 132.5 \times 12}{189.3} = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$. O resultado é inferior à temperatura desejada, de retorno da água de 12 °C, o que fará com que seja impossível carregar totalmente as unidades arrefecedoras, vide síndrome de baixo ΔT .

3. Instalação de Controlo, responsável pela articulação lógica e eficiente entre todos os componentes mecânicos e elétricos do sistema em análise

3.1 Estágio de comando das Unidades arrefecedoras

O objetivo principal do algoritmo de comando e controlo das unidades de arrefecimento de água é manter o gradiente de temperatura de alimentação do processo. Em regime de carga parcial, o consumo dos equipamentos auxiliares (bombas, torres de arrefecimento ou ventiladores associados à condensação), poderá significar uma percentagem significativa do consumo total; como tal a estratégia no algoritmo poderá implicar um especial cuidado com os consumos para além das unidades arrefecedoras.

O algoritmo de controlo das unidades arrefecedoras de água terá sempre, por base, a capacidade nominal das próprias unidades e sua produção efetiva. A estratégia a definir terá as seguintes variáveis:

1. A temperatura da água arrefecida que deixa o evaporador poderá indiciar um défice de capacidade quando esta permanece acima do valor pré-estabelecido e por um determinado período de tempo. Assim pode-se considerar que este valor não será um bom indicador sobre a capacidade real.
2. Num sistema primário – secundário, a direção do fluxo no *decoupler* (indicada pela temperatura no *bypass*) pode indicar uma escassez de capacidade de arrefecimento.
3. O cálculo da carga térmica a partir de medições de caudal e temperaturas, pode ser útil tanto para decidir quando se deve arrancar ou parar as unidades arrefecedoras de água.
4. A medição da corrente absorvida pelo motor do compressor é também útil para controlar os arranques e paragens das referidas unidades.
5. O avanço da tecnologia atual, permite que as unidades arrefecedoras possam estar *online*, de forma a ser possível a interação dos setpoints e limites de carga. Conseguir-se-á aferir, em tempo real, a melhor estratégia de controlo para a central em causa. A existência de unidades arrefecedoras possuidoras desta tecnologia, permitirá uma estratégia mais refinada e mais eficiente na gestão da energia consumida e a satisfação dos requisitos do processo.

Conceptualmente, o projetista necessita para determinar a melhor combinação de unidades arrefecedoras, o caudal de cada uma delas. Isso geralmente é feito através do cálculo da potência térmica (kW) necessária para o processo. Como instrumentação mínima auxiliar no secundário, sugere-se a seguinte:

- T2 – Temperatura de ida para o processo – Secundário.

- T3 – Temperatura da água de retorno – Secundário.
- CS – Caudal no secundário.

A capacidade térmica de arrefecimento produzida pelas unidades também é uma informação importante. Para obtê-la, será necessária a seguinte instrumentação no primário:

- T1 – Temperatura de produção das unidades arrefecedoras – Primário.
- T4 – Temperatura da água de retorno às unidades arrefecedoras – Primário.
- CP – Caudal no primário.

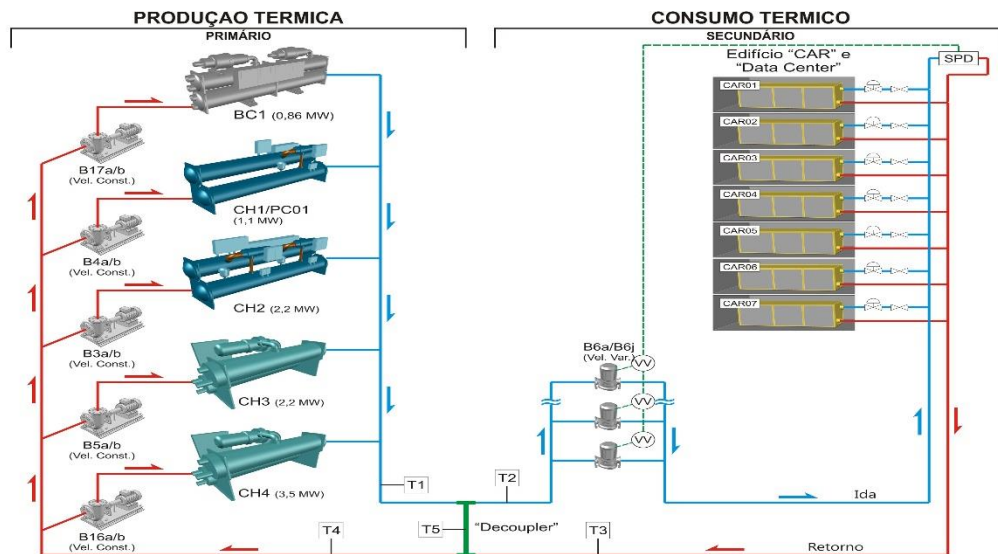


Figura 25 – Base do esquema de comando para Sistemas primário – secundário

Unidades arrefecedoras – quando colocar a unidade em *offline*?

A lógica primário-secundário tradicional induz que a medição do caudal é fundamental e quando o valor principal excede o valor do secundário, pela capacidade de uma bomba primária, desliga-se a bomba e a unidade em causa. Na realidade, esta medida implicará a recirculação de caudal através do *decoupler*.

Como se determina o caudal no *decoupler*?

Isto pode ser feito de modo relativamente simples através da temperatura no *bypass* (T5), a temperatura de retorno do secundário (T3), e a temperatura de retorno misto (T4). Uma vez que o caudal de água no primário deverá ser conhecido com um grau de aproximação muito elevado, o caudal de água através do *bypass* poderá ser calculado utilizando dessas temperaturas. Alternativamente, poder-se-á instalar um medidor de caudal na linha de *bypass* para medir o excesso de caudal de primário, diretamente.

O indicador mais simples sobre a capacidade real das unidades arrefecedoras será a percentagem do consumo elétrico do motor que aciona o compressor. Esta informação está disponível nos painéis de controlo das unidades.

Prática Geral

Na maioria das Centrais, a capacidade das unidades arrefecedoras é gerida em função do aumento da temperatura de água gelada T1 e a sua paragem, em função do caudal no *bypass*; quando este ultrapassa o valor equivalente ao caudal de uma das unidades arrefecedoras, desligar-se-á a mesma. Quando as unidades em causa estiverem *online*, e a 100% da carga e a temperatura T1 não puder ser satisfeita, procede-se ao arranque de mais uma unidade arrefecedora. Com este método, a ativação das unidades é controlada através da monitorização da capacidade das mesmas, via temperatura de saída T1 e não por meio da monitorização do caudal de água arrefecida através do *decoupler*.

Prática Recomendada

A gestão recomendada, em vez de ser em função da resposta ao aumento da temperatura da água arrefecida T1, deverá assentar no controlo das unidades arrefecedoras, através da temperatura T2. Com o aumento da carga térmica e o caudal a mais proveniente do *bypass*, a temperatura T2 irá subir gradualmente. Neste caso, o sistema de controlo atuará sobre a temperatura T1, impondo um valor de *setpoint* mais baixo, compensando o gradiente proveniente do retorno do secundário via *bypass*. Isto significa que, durante uma parte do dia, a temperatura de descarga das unidades poderá ser menor do que o valor nominal controlado no secundário (T2). Quando a capacidade máxima de arrefecimento das unidades arrefecedoras é atingido, esta manter-se-á no seu limite e se a carga no secundário continuar a aumentar, implicará que a temperatura da água arrefecida do secundário, T2, também aumentará. Quando a temperatura real do secundário for 0,5 °C acima do *setpoint* definido e durante cinco minutos, o sistema de controlo Centralizado (GTC) dará a ordem de arranque de outra unidade arrefecedora.

[Note-se que o sistema de controle da unidade é unicamente responsável por manter a temperatura de saída no evaporador T1 (7 °C no nosso caso), e desconhece totalmente a temperatura no secundário T2].

3.2 Controlo Sequencial das unidades arrefecedoras em CVP

O Controlo da sequência de funcionamento das unidades arrefecedoras, implicará na adequação de caudal de água em cada evaporador, de acordo com o regime definido pelos fabricantes. À medida que a carga térmica aumenta, a (s) unidade (s) arrefecedora (s) deverão ser exploradas até o limite de cada uma delas e outra (s) deverão estar preparadas para entrar em funcionamento. A diminuição de carga térmica, e conseqüentemente o caudal, implicará no deslastre das unidades arrefecedoras pela ordem inversa, garantindo o mínimo de caudal no *bypass*.

Deslastre temporário das unidades arrefecedoras

Uma das formas de controlar a sequenciação das ditas unidades, e reduzir o fenómeno de fluxos transitórios, será deslastrar a carga das unidades em funcionamento antes de abrir uma válvula de isolamento para trazer outra unidade *online*. Para se efetuar este procedimento, dever-se-á reduzir e limitar a carga entre os valores de 50 a 60% sobre as unidades operacionais ou então aumentando o *setpoint* de produção durante um tempo de aproximadamente 1 a 3 minutos, antes de se abrir a válvula de seccionamento da unidade adicional que ira entrar em funcionamento.

Carregamento térmico das unidades arrefecedoras ate ao limite ideal antes do arranque de outra unidade

A forma mais simples para controlar um sistema de CVP será controlar a temperatura da água à saída do evaporador, e permitir o funcionamento da (s) unidade (s) arrefecedora (s) ate ao seu limite de capacidade antes de entrar outra unidade em funcionamento. O objetivo será, enquanto o sistema puder manter a temperatura desejada, não haver necessidade de se ativar outra unidade. Uma vez atingida a capacidade máxima de cada unidade (s), será então necessário ativar a próxima unidade disponível.

Elaborar uma estratégia de Paragem que proteja as unidades arrefecedoras de ciclos curtos

Não obstante a dificuldade inerente à sequenciação de arranque das unidades arrefecedoras, mais complicado se torna a estratégia de as colocar em *offline*. A previsibilidade de paragem de uma unidade será tanto mais importante quanto maior for o tempo que medeia da necessidade de voltar a arrancar essa unidade. A forma mais fiável de fazê-lo, assumindo que o sistema CVP está instalado e calibrado corretamente, será monitorar o consumo real de energia da unidade. A maioria dos controladores das unidades arrefecedoras possuem TI's integrados em unidades lógicas de medição que informam, instantaneamente, qual o consumo em ampere (*running load amps* – RLA). O índice de capacidade da unidade poderá ser calculado através da razão entre o valor de RLA real e o de projeto.

Outra estratégia para definir a paragem de unidades arrefecedoras, numa central de unidades todas iguais, será proceder à soma do RLA de todas as unidades em funcionamento e dividir pelo número de unidades, menos uma unidade. Se o resultado for inferior ao desejado para a capacidade de funcionamento das unidades, então dever-se-á parar uma das máquinas.

Medição do caudal para cada unidade arrefecedora em sistemas CVP

Nas aplicações de caudal variável, deverão ser utilizados métodos de medição de caudal adequados para a aplicação em causa. Os medidores de alta precisão deverão monitorar o caudal de água

arrefecida em intervalos frequentes (intervalo recomendado de 1 segundo) e as ações de controlo baseadas em múltiplas leituras de forma a podermos ter uma leitura de continuidade.

Em alternativa, e de forma mais económica, poder-se-á utilizar um transmissor de pressão diferencial que medira a diferença de pressão entre a entrada e saída do evaporador. Esse valor deverá ser integrado em caudal, através da reta característica da perda de carga do evaporador (dados do fabricante).

Qualquer uma destas opções de medição visa melhorar a fiabilidade das unidades arrefecedoras, garantindo tomadas de decisão pelo sistema de controlo centralizado, adequadas à realidade de funcionamento.

Conclusão sobre o Controlo em CVP

Os Sistemas caudal de água variável no primário (CVP) são conhecidos por serem mais difíceis de controlar e manter do que sistemas de caudal primário constante (CCP). Para além do controlo já previsto em sistemas de caudal primário constante, os sistemas de caudal primário variável requerem um meio preciso de medição do caudal de água e de um algoritmo para sequenciação das unidades em função da capacidade de arrefecimento sem reduzir, abruptamente, o caudal através das unidades arrefecedoras ativas.

Nestes sistemas, existe uma conclusão que requer uma análise técnica caso a caso; contudo poderemos inferir que se deve restringir o número de unidades arrefecedoras a um número necessário e suficiente para garantir a fiabilidade do serviço, uma vez que os ganhos de custos de exploração baixarão com o aumento de número de unidades arrefecedoras.

4. Modelação matemática dos escoamentos em CFD e configuração dos modelos em estudo

4.1 Equações de Navier Stokes

As equações de Navier Stokes são equações diferenciais que descrevem o escoamento de fluidos. São equações a derivadas parciais que permitem determinar os campos de velocidade e de pressão num escoamento. Foram denominadas assim após Claude-Louis Navier e George Gabriel Stokes desenvolverem um conjunto de equações que descreveriam o movimento das substâncias fluidas tais como líquidos e gases. Estas equações estabelecem que mudanças no momento e aceleração de uma partícula fluída são simplesmente o produto (resultado) das mudanças na pressão e forças viscosas dissipativas (similar a fricção) atuando dentro do fluido. Esta força viscosa origina-se na interação molecular e atua como grãos de areia para fluido.

Portanto, elas são um dos mais úteis conjuntos de equações, pois descrevem a física de um grande número de fenômenos de interesses económicos e académicos, inclusive em diversos ramos da engenharia. São usadas para modular o clima, correntes oceânicas, fluxos da água em oceanos, estuários, lagos e rios, movimentos das estrelas dentro e fora da galáxia, fluxo ao redor de aerofólios (asas) de automóveis e de aviões, propagação de fumo em incêndios e em chaminés industriais (dispersão). Também são usadas diretamente nos projetos de aeronaves e veículos automóveis, nos estudos do fluxo sanguíneo (hemodinâmica), no projeto de centrais hidroelétricas, nos projetos de hidráulica marítima, na análise dos efeitos da poluição hídrica em rios, mares, lagos, oceanos e da dispersão da poluição atmosférica, etc... O modelo matemático muitas vezes deve ser complementado por um modelo físico num laboratório de hidráulica, num túnel de vento, ou mesmo com o caso real, tendo em vista as suas limitações práticas para representar escoamentos tridimensionais.

Estas são equações diferenciais que descrevem o movimento do fluido, e que diferentemente das equações algébricas, não procuram estabelecer uma relação entre as variáveis de interesse (por exemplo. Velocidade e pressão). Em vez disto, elas estabelecem relações entre as *taxas de variação* ou fluxos destas quantidades. Em termos matemáticos, estas razões correspondem às suas derivadas. As equações de Navier-Stokes para o caso mais simples de um fluido ideal com viscosidade zero e estabelecem que a aceleração (a razão de variação da velocidade) é proporcional a derivada da pressão interna.

Isto significa que as soluções das equações de Navier-Stokes para um dado problema físico devem ser obtidas com a ajuda do cálculo. Em termos práticos, somente os casos mais simples podem ser resolvidos desta forma e suas soluções exatas são conhecidas. Estes casos frequentemente envolvem fluxo não-turbulento em estado estacionário (o fluxo não varia como o tempo) no qual a viscosidade do fluido é grande ou sua velocidade pequena (número de Reynolds pequenos).

Para situações mais complexas, as soluções para a equação de Navier-Stokes, devem ser encontradas com a ajuda de computadores. Este é um campo da ciência conhecido como CFD, sigla do inglês *Computational Fluid Dynamics* ou Dinâmica dos Fluidos Computacional.

No estudo dos escoamentos dos fluidos incompressíveis, a modelação matemática das leis de conservação fica bem estabelecida através das equações de conservação da massa e de Navier-Stokes. O objetivo da dinâmica de fluidos é determinar as propriedades de um fluido, pelo que se devem conhecer as variáveis que determinam o comportamento do escoamento que depende da sua variação no espaço e no tempo. As variáveis que identificam o comportamento de um fluido incompressível e isotérmico são a velocidade u , em cada ponto (que é uma grandeza vetorial) e a pressão p (que em cada ponto é uma grandeza escalar). Estas variáveis são agrupadas nas equações de Navier-Stokes.

O movimento de um fluido numa dada região, pode ser especificado sob duas formas: por uma formulação Lagrangeana ou Euleriana. Na formulação Lagrangeana, define-se uma região material formada por um conjunto de partículas do fluido, denominada de volume de controlo Lagrangeano. Conforme o movimento das partículas existentes no escoamento, a região deforma-se sem que o fluxo de massa atravesse as suas faces. Nesta função, as grandezas do escoamento são especificadas como função do tempo e da posição da partícula do fluido. Na formulação Euleriana, define-se uma região fixa no espaço, que não se deforma com o tempo. Neste caso, o fluxo de massa atravessa as faces do volume de controlo, e as equações para o escoamento são determinadas a partir do balanço do fluxo desse volume.

Existe também uma forma geral de se escrever o movimento de um fluido, onde as equações são desenvolvidas num referencial móvel com velocidade arbitrária. Quando este referencial se move à mesma velocidade constante do fluido, obtêm-se as equações na forma Lagrangeana, e quando o referencial permanece fixo, obtêm-se as equações Eulerianas.

O movimento de um fluido pode ser escrito por meio de uma transformação, supondo que num dado instante, uma determinada partícula esteja numa posição $\xi \in \mathbb{R}^m$, e posteriormente a mesma partícula esteja numa posição $x \in \mathbb{R}^m$, admitindo que x é uma função de t e da posição inicial ξ ,

vem que:

$$x = x(\xi, t) \quad (4.1)$$

Sendo que as coordenadas iniciais ξ são coordenadas materiais (Lagrangeanas) e as coordenadas x coordenadas espaciais (Eulerianas). Assumindo que o movimento do fluido é uma função contínua, pode-se inverter a equação (4.1), recuperando-se as coordenadas materiais da partícula:

$$\xi = \xi(x, t) \quad (4.2)$$

Como a variação de uma partícula, descrita como função Lagrangeana é dada por $\phi(\xi, t)$, esta pode ser vista na descrição Euleriana $\phi(x, t)$, do seguinte modo:

$$\phi(x, t) = \phi(\xi(x, t), t) \quad (4.3)$$

Derivando $\phi(x, t)$ em relação ao tempo, mantendo ξ constante, tem-se:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t}(x, t) = \frac{\partial \phi}{\partial t}(x_1(\xi, t), x_2(\xi, t) \dots x_m(\xi, t)) = \frac{\partial \phi}{\partial x_1} \frac{\partial x_1}{\partial t} + \frac{\partial \phi}{\partial x_2} \frac{\partial x_2}{\partial t} + \dots + \frac{\partial \phi}{\partial x_m} \frac{\partial x_m}{\partial t} + \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (4.4)$$

Sendo

$$\frac{\partial x_i}{\partial t}(\xi, t) = u_i, \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad (4.5)$$

Onde se obtém a derivada total de $\phi(x, t)$, em notação vetorial:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla)\phi \quad (4.6)$$

que corresponde á derivada total de ϕ , utilizando uma formulação euleriana.

Sendo o fluido considerado como um meio contínuo, assume-se que é possível definir variáveis físicas como pressão, velocidade e densidade num ponto do fluido. Deste modo, as equações que serão utilizadas, no presente estudo, são as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, que podem ser derivadas do teorema de transporte de Reynolds.

De acordo com a equação da continuidade, num tubo de fluxo representado esquematicamente na Figura 26, o peso do líquido que atravessa a secção S1 durante um intervalo de tempo dt , é o mesmo que atravessa a secção S2 durante o mesmo intervalo, uma vez que sendo o líquido um fluido incompressível, não ocorre concentração ou diluição do conjunto de moléculas que o constituem, nem acréscimo ou subtração de matéria, podendo então dizer-se que o sistema é conservativo.

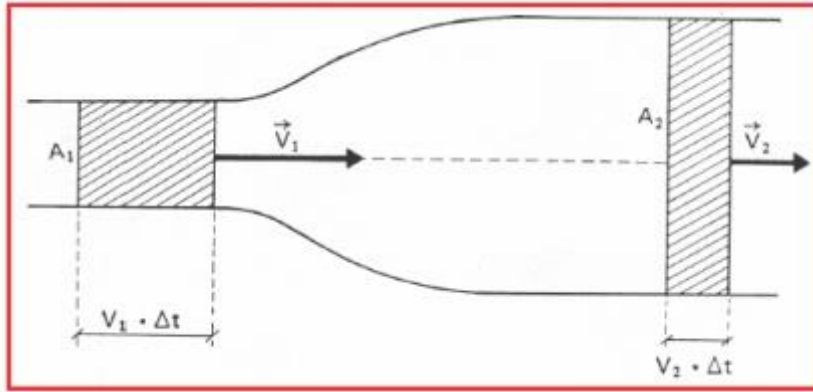


Figura 26 – Representação da veia líquida

Esta teoria vem explicar o princípio da conservação da massa, em que tudo o que entra num volume de controlo deve sair e/ou acumular no sistema, expresso por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \Leftrightarrow \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \text{div}(\vec{v}) \quad (4.7)$$

Onde ρ é a massa volúmica.

A forma diferencial da equação de conservação da massa, geralmente designada por equação da continuidade, pode ser obtida pela aplicação do teorema de Gauss à equação (4.7),

$$\int_{\mathcal{V}} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\mathcal{V} + \int_{\mathcal{A}} \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (4.8)$$

Obtendo-se, após a utilização do operador divergência, a equação da conservação da massa que pode ser escrita do seguinte modo:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (4.9)$$

Do mesmo modo, a conservação da quantidade de movimento na sua forma integral

$$\int_{\mathcal{V}} \frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} d\mathcal{V} + \int_{\mathcal{A}} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \int_{\mathcal{V}} \rho \vec{g} d\mathcal{V} + \int_{\mathcal{A}} \vec{\sigma} dA \quad (4.10)$$

Se o fluido for incompressível, hipótese que pode ser geralmente adotada nos líquidos sem erro significativo, a massa volúmica será constante e a equação (4.7) reduz-se a:

$$\text{Div } \vec{v} = 0 \quad (4.11)$$

A forma diferencial da equação da conservação da massa, geralmente designada por equação da continuidade, pode ser obtida pela aplicação do teorema de Gauss à equação (4.7), obtendo-se:

$$\int_{\mathcal{V}} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} \right) d\mathcal{V} = 0 \quad (4.12)$$

Para a obtenção da equação da conservação da quantidade de movimento linear aplica-se a segunda lei de Newton a uma partícula de fluido. Como a variação no tempo da quantidade de movimento (ou momento linear) total \bar{M} é igual à resultante de forças aplicadas no volume de controlo:

$$\frac{d\bar{M}}{dt} = \bar{F}_G + \bar{F}_S + \bar{F}_I \quad (4.13)$$

Em que \bar{F}_G a resultante das forças de massa (forças aplicadas diretamente sobre as partículas), contidas no interior do volume, como por exemplo o peso, \bar{F}_S a resultante das forças de contacto (forças aplicadas na fronteira, como a pressão e a tensão tangencial) e \bar{F}_I a resultante das forças de inércia (forças semelhantes às de massa que surgem quando o referencial adotado não é inercial, como por exemplo a de Coriolis). Admitindo que as forças de massa são constituídas apenas pelo peso próprio e que não existam forças de inércia, ou seja \bar{F}_I , tem-se:

$$\bar{F}_G = \int_V \rho \bar{g} dV \quad (4.14)$$

$$\bar{F}_S = \int_A \bar{\sigma} dA \quad (4.15)$$

Em que g é a aceleração da gravidade e σ a força de contato por unidade de área (tensão na fronteira).

Atendendo a que a quantidade de movimento de uma partícula é igual ao produto da sua massa pela sua velocidade, ou seja α , substituindo nas equações (4.11), (4.12), (4.13) e (4.14), vem que:

$$\int_V \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} dV + \int_A \rho u_i (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \int_V \rho g_i dV + \int_A \sigma_i dA \quad (4.16)$$

Na forma diferencial da equação da conservação da quantidade de movimento, as componentes da tensão na fronteira, σ_i , podem ser descritas utilizando o tensor das tensões, T_{ij} , já conhecido da elasticidade e da mecânica dos meios contínuos, através da expressão:

$$\sigma_i = T_{ij} n_j \quad (4.17)$$

Onde σ representa o tensor das tensões totais de escoamento e n os versores normais às superfícies. Aplicando o teorema de Gauss aos integrais da equação (4.15), obtém-se:

$$\int_V \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} dV + \int_V \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} dV = \int_V \rho g_i dV + \int_V \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} dV \quad (4.18)$$

que é equivalente a:

$$\int_V \left(\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} - \rho g_i - \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} \right) dV = 0 \quad (4.19)$$

que decompondo os integrais de produto vem:

$$u_i \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho g_i - \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} = 0 \quad (4.20)$$

que atendendo à equação da continuidade permite simplificar a equação (4.19) na seguinte expressão:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - g_i \right) - \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} = 0 \quad (4.21)$$

ou de forma equivalente:

$$\rho \left(\frac{du_i}{dt} - g_i \right) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (4.22)$$

Enquanto na mecânica dos sólidos a deformação causada pela aplicação de um esforço é limitada, admitindo-se que num corpo elástico o tensor das tensões é proporcional ao tensor das deformações (teoria da elasticidade), na mecânica dos fluidos a deformação pode continuar indefinidamente. Em fluidos ditos Newtonianos, admite-se que o tensor das tensões varia linearmente com o tensor das velocidades a que se processa a deformação. Desenvolvimentos relacionados com o comportamento isotrópico dos fluidos levam a admitir que as componentes do tensor das tensões serão dadas por uma expressão do tipo:

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (4.23)$$

em que δ_{ij} é o símbolo de Kronecker (=1 se $i=j$, =0 se $i \neq j$) e λ são coeficientes que se designam respetivamente por viscosidade dinâmica e por segunda viscosidade. A relação entre μ e λ , pode ser estabelecida calculando o traço do tensor das tensões da pressão mecânica:

$$p_{mec} = \frac{\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}}{3} = p - \left(\lambda + \frac{2\mu}{3} \right) \text{div } \vec{v} \quad (4.24)$$

Assim, como a pressão mecânica p_{mec} coincide com a pressão termodinâmica ou hidrostática p para fluidos incompressíveis ($\text{div } \vec{v} = 0$), vem que:

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \quad (4.25)$$

A partir da equação (4.22) chega-se por derivação e combinação à seguinte expressão:

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (4.26)$$

O conjunto de equações que descrevem o processo de dinâmica, de calor e de transferência de massa é conhecida como as equações Navier-Stokes. Estas equações parciais diferenciais foram obtidas no início do século XIX e não têm uma solução analítica geral, mas pode ser discretizada e resolvida numericamente. Estas equações descrevem outros processos, tais como a cavitação, que também podem ser resolvidos em conjunto com as equações Navier-Stokes (RAWAL e KSHIRSAGAR, 2007). Substituindo equação (4.25) na equação da quantidade de movimento, obtêm-se as equações de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \rho g_j - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (4.27)$$

sendo o significado de cada parcela:

$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \rho \frac{du_j}{dt} = \rho a_j$	-forças de inércia;
ρg_j	-forças de massa (peso);
$\frac{\partial p}{\partial x_j}$	-forças devidas ao gradiente de pressões;
$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$	- forças viscosas associadas á compressibilidade
$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$	-forças viscosas associadas ao gradiente de velocidades.

Contudo, algumas simplificações podem ser efetuadas consoante o tipo de fluido, que se tiver viscosidade constante, a equação de Navier-Stokes pode-se simplificar:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \rho g_j - \frac{\partial p}{\partial x_j} + (\lambda + \mu) \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i^2} \quad (4.28)$$

Além disso, se o fluido for incompressível ($\partial \mathbf{u} = 0$, ou $\text{div } \mathbf{v} = 0$), a equação (4.27) simplifica-se:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \rho g_j - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i^2} \quad (4.29)$$

Estas equações, válidas para fluidos isotrópicos, incompressíveis e de viscosidade constante, permitem, em conjunto com a equação da continuidade, determinar a pressão e a velocidade em qualquer ponto do escoamento.

4.2 Modelo de turbulência k- ϵ

O efeito de turbulência ocorre normalmente para valores de Reynolds bastante elevados, e é a causa para originar movimentos turbulentos no seio do fluido. Associado ao escoamento turbulento podem-se identificar zonas com rotação, efeitos difusivos intermitentes muito desordenados e dissipativos. As regiões com maior turbulência, que estão associadas normalmente a flutuações de baixa frequência, podem ser analisadas como condição de fronteira do escoamento e as suas dimensões podem atingir a mesma ordem de grandeza do escoamento. Os pequenos turbilhões podem ser determinados pelos efeitos de viscosidade. Como consequência, escoamentos com características turbulentas necessitam de modelos específicos que permitam determinar a correlação entre campos de velocidade e pressão. Os escoamentos turbulentos são caracterizados por vórtices com dimensão variada irregular tanto no espaço como no tempo. Os vórtices dão origem à sobreposição de movimentos de carácter aleatório ao do escoamento médio no tempo. Ao produzir-se turbulência a energia do escoamento é transferida para a energia cinética dos vórtices de dimensões maiores, pela ação de forças tangenciais. Estes vórtices vão-se subdividindo sucessivamente dando origem ao processo de estiramento dos vórtices e a dissipação de energia faz-se pela ação da viscosidade nos vórtices de pequenas dimensões. A turbulência pode produzir-se em zonas localizadas do escoamento. O escoamento numa conduta circular pode ser considerado como unidirecional, contudo a turbulência ou agitação é tridimensional e caracterizada por flutuações de velocidade e de pressão (MAZANARES, 1980). Deste modo, as zonas que apresentam maior vorticidade ao interagirem com o escoamento retiram deste uma parte da sua energia cinética. Os turbilhões atuam como vórtices que se estendem ao longo do escoamento até que as forças de viscosidade dissipam esse efeito. A taxa de dissipação de energia que é transformada em movimento turbulento é a única energia disponível para desenvolver pequenos movimentos de rotação e é a única energia a ser dissipada. Como consequência, a taxa de dissipação de energia que é utilizada num movimento de grande escala é efetuada através da ação da viscosidade que toma parte nos movimentos rotacionais de pequena escala. Quanto maior for o número de Reynolds (i.e., menores efeitos de viscosidade) menores são os efeitos dissipativos devido à rotação, relativamente à escala do escoamento.

Segundo NOVAIS-BARBOSA (1985) se o movimento é turbulento, as equações de Navier-Stokes, embora consideradas válidas para os valores instantâneos das grandezas, não podem ser utilizadas na prática pela expressão (4.28), mas sim às respectivas equações médias, designadas por equações de Reynolds. BOUSSINESQ (1872) introduziu o conceito de viscosidade turbulenta, que assume que a tensão tangencial turbulenta é proporcional ao gradiente da velocidade média, de uma forma semelhante à tensão viscosa num escoamento laminar, e que é expressa por:

$$\tau_t = -\rho \overline{v_1 v_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (4.30)$$

onde, μ_t é definida como a viscosidade dinâmica turbulenta, δ_{ij} é o símbolo de Kronecker e λ é a segunda viscosidade.

Quando se trata de movimentos turbulentos, o tensor das tensões considerado nas equações de equilíbrio dinâmico engloba não só as tensões de natureza viscosa como as tensões próprias da turbulência, designadas por tensões de Reynolds (NOVAIS-BARBOSA, 1985). A viscosidade turbulenta não é uma propriedade do escoamento mas é um valor dependente da turbulência e pode variar de posição no seio do fluido. Isto não permite resolver os problemas de turbulência mas reduz o problema da determinação do valor de μ_t .

De acordo com as simplificações das equações de transporte de fluidos descritas anteriormente, é possível estabelecer um paralelismo entre estas equações e as utilizadas pelo modelo de turbulência, k- ϵ . Este modelo (k- ϵ) é um modelo semi-empírico, baseado nas equações de transporte da energia cinética de turbulência (k) e da sua taxa de dissipação (ϵ). A equação de transporte para o modelo (k), deriva da equação exata, enquanto a equação de transporte para o modelo (ϵ), obtém-se através de relações físicas (Flow simulation do Solidworks). Na derivação do modelo k- ϵ pressupõe-se que o fluxo é turbulento, e os efeitos da viscosidade molecular são desprezáveis. Deste modo, a energia cinética turbulenta e a sua taxa de dissipação são obtidas, respetivamente, pelas equações de transporte que se seguem:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (4.31)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} P_k - C_{2\epsilon} P_\epsilon) \quad (4.32)$$

onde $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ e ζ_k e ζ_ϵ , correspondem às variáveis turbulentas de Prandtl (k) e (ϵ), respetivamente, são valores constantes determinados experimentalmente com ar e água afetados pelo atrito, em fluxos homogêneos e com turbulência isotrópica. A experiência mostra que estes valores fornecem

bons resultados para uma ampla gama de fronteiras delimitadas e livres de atrito. Assim adotaram-se os seguintes valores constantes:

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_{\mu} = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_{\epsilon} = 1.3$$

\mathbf{P}_k - é a produção de turbulência devido às forças viscosas e de flutuabilidade, dada por:

$$\mathbf{P}_k = \nu^f \Delta \pi (\Delta \pi + \Delta \pi_{,j}) - \frac{3}{5} (\Delta \pi) (3\nu^f \Delta \pi + b\mathbf{K}) + \mathbf{B}^{kp} \quad (4.33)$$

A viscosidade turbulenta, ν_t , é calculada através da combinação de k , ϵ e da seguinte forma:

$$\mu_t = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.34)$$

Para números de Reynolds elevados, a taxa de dissipação de energia cinética é igual à viscosidade multiplicada pela vorticidade flutuante. Uma equação exata para o transporte da vorticidade flutuante é, portanto, a taxa de dissipação, que pode ser derivada das equações de Navier Stokes, transformando a equação da energia cinética turbulenta e da taxa de dissipação da seguinte forma:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}k) = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\rho \nu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad} k \right] + \rho \nu_t G - \rho \epsilon \quad (4.35)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}\epsilon) = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\rho \nu_t}{\sigma_{\epsilon}} \right) \text{grad} \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \rho \nu_t G \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4.36)$$

onde G é dado por:

$$G = 2 \left(\left[\frac{\partial u}{\partial x} \right]^2 + \left[\frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + \left[\frac{\partial u}{\partial z} \right]^2 \right) + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \quad (4.37)$$

E ν_t por:

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho} \quad (4.38)$$

Para estabelecimento de uma primeira imagem do regime turbulento, considere-se que, a partir da situação de transição, a velocidade de escoamento vai aumentando. Este aumento de velocidade agrava, em particular, o respetivo gradiente junto das paredes sólidas, dando origem a tensões viscosas (diretamente dependentes desse gradiente) cujos valores são mais elevados que no regime laminar ou no regime de transição, mas que vão diminuindo à medida que aumenta a distância do ponto em relação à fronteira sólida (NOVAIS-BARBOSA, 1985). Ora, a ocorrência de tensões viscosas consideravelmente distintas de ponto para ponto determina o encurvamento das trajetórias das partículas, fenómeno que se acentua à medida que estas se aproximam das fronteiras sólidas, atendendo à maior importância dos gradientes de tensões aí concentradas. Assim, à medida que uma dada partícula se desloca para jusante, a curvatura da sua trajetória pode ir aumentando até atingir as características correspondentes à formação de um vórtice. Se a presença de gradiente de tensões determina o encurvamento das trajetórias, o aumento da curvatura agrava o desequilíbrio

de tensões viscosas no interior do domínio fluido, criando condições para a formação de novos vórtices, de intensidade e escala, que podem variar entre limites muito afastados podendo originar tanto na vizinhança das fronteiras sólidas, como em zonas afastadas destas. No início deste processo, as condições criadas são instáveis, podendo, ao fim de algum tempo verificar-se o seu decréscimo e até à dissipação (NOVAIS-BARBOSA, 1985).

O escoamento produzido através do coletor objeto de estudo é turbulento, mas se a velocidade do escoamento ultrapassa a gama em que hipotética turbulência é amortecida (interdependência entre aumento de gradiente de tensões viscosas e de curvatura das trajetórias) observa-se um aumento, criando sucessivos vórtices, uns no interior dos outros, que se difundem no domínio do fluido, em todas as direções, dando origem a uma situação de turbulência completamente desenvolvida. A velocidade em cada ponto corresponde à resultante das velocidades que nesse ponto são induzidas pelos diferentes turbilhões. Dada a constante movimentação desses turbilhões, as velocidades induzidas estão continuamente a variar, originando um campo de velocidades rapidamente variável, quer no ao tempo, quer no espaço (NOVAIS-BARBOSA, 1985).

A turbulência segundo HINZE (1959) é uma condição irregular do movimento, tal que as diferentes grandezas apresentam bruscas variações no espaço e no tempo consideradas aleatórias. A turbulência pode ser caracterizada de três tipos, sendo os de maior interesse em hidráulica, a turbulência livre e a turbulência de parede cuja consideração é essencial nos escoamentos sob pressão e com superfície livre:

Turbulência livre é a designação que se atribui ao escoamento turbulento em zonas suficientemente afastadas de fronteiras sólidas, para que não seja diretamente influenciado pela sua presença e geralmente envolvido por fluido em regime não turbulento. É o tipo de turbulência correspondente a jatos e esteiras e às regiões exteriores à camada limite.

Turbulência de parede é o tipo de escoamento turbulento que se verifica na vizinhança de fronteiras sólidas, em que a aceleração média do escoamento é desprezável. Corresponde à camada limite turbulenta e aos escoamentos interiores.

Turbulência convectiva é o escoamento turbulento caracterizado pela energia potencial ser transformada em cinética por processo de mistura. É o tipo de turbulência que pode ocorrer no escoamento por convexão, entre planos paralelos horizontais e no escoamento entre cilindros rotativos concêntricos.

PRANDTL (1952) verificou que o movimento turbulento dos fluidos, fora da vizinhança de paredes sólidas, podia considerar-se corretamente representado por um movimento irrotacional de um fluido de viscosidade desprezável, mas que, na vizinhança das paredes, a existência de

significativas tensões tangenciais não era compatível com essa aproximação. A influência de tais forças limitava-se em geral, a uma fina camada junto da fronteira – a camada limite (NOVAIS-BARBOSA, 1985). Quando um fluido se desloca em regime turbulento, o respetivo domínio pode ser subdividido em duas regiões, nas quais o movimento possui características próprias: uma camada de pequena espessura junto das fronteiras do escoamento em que as tensões tangenciais desempenham um papel preponderante (camada limite); o restante campo ocupado pelo fluido, em que as tensões tangenciais se apresentam com muito menor importância, sendo possível, em grande número de casos, assimilar o escoamento a um movimento irrotacional (NOVAIS-BARBOSA, 1985). Esta separação consiste no afastamento das linhas de corrente relativamente à parede em certas zonas, criando-se uma região de escoamento principal, geralmente com movimento turbilhonar. Vários fatores podem determinar a ocorrência da separação, como curvaturas excessivas das paredes, ângulos exagerados em zonas divergentes de escoamentos interiores, ou acentuada rugosidade das paredes. No estabelecimento das condições de fronteira ou na análise da camada limite deve ser investigada a possibilidade de ocorrência de separação (NOVAIS-BARBOSA, 1985).

As características mais importantes a reter e a identificar num escoamento turbulento são fundamentalmente a:

- irregularidade (a ocorrência de flutuações tridimensionais de vorticidade, isto é, os movimentos turbulentos são rotacionais e tridimensionais, tanto as flutuações de velocidade, como as flutuações de vorticidade, têm lugar essencialmente a três dimensões);
- continuidade, válida para os movimentos turbulentos, já que as mais pequenas escalas de vórtices presentes num escoamento turbulento são, em geral, de ordem muito superior a qualquer escala molecular; a dissipação de energia, ou seja, aos fenómenos turbulentos associa-se uma apreciável dissipação de energia, pelo que, se não houver um contínuo fornecimento de energia exterior ao escoamento, a turbulência é rapidamente amortecida concedendo uma maior homogeneidade e isotropia ao movimento;
- difusidade, correspondendo a uma rápida mistura no interior do domínio fluido, acompanhada de transferência de quantidade de movimento, calor e massa em que as variações rápidas, ou flutuações de velocidade, favorecem esse efeito e a caracterização do escoamento turbulento (NOVAISBARBOSA, 1985).

4.3 Dinâmica de fluidos

4.3.1 Fundamentos

Os modelos hidrodinâmicos da mecânica dos fluidos mais conhecidos por CFD (Computational Fluid Dynamics) representam um avanço no que respeita à avaliação detalhada do escoamento em diversas componentes de um sistema. A sua utilização vem permitir a exploração e o desenvolvimento teórico de análises sobre o comportamento físico do escoamento baseado em formulações matemáticas indispensáveis na modelação e análise tridimensional. Deste modo, desenvolveram-se estudos avançados tendo em conta a conceção, o comportamento e a eficiência de coletores de distribuição hidráulica objeto deste estudo.

A capacidade de um modelo hidrodinâmico tridimensional permite estimar com grande precisão, não só os regimes laminares e turbulentos, como as várias formas de transferência de energia, as alterações de fase do escoamento, a vorticidade, os níveis de turbulência e das tensões tangenciais que se desenvolve em torno de um sólido e no seio do líquido.

Dentro da dinâmica computacional dos fluidos, os CFD's são instrumentos importantes para estimar resultados reais, a partir da calibração de ensaios experimentais. Estas análises permitem obter uma melhor compreensão do fenómeno associado ao comportamento do escoamento em tubagens e acessórios hidráulicos para diferentes condições de escoamento. De facto, estes modelos avançados da mecânica dos fluidos são muito utilizados na análise de zonas complexas de sistemas hidráulicos com escoamentos compressíveis e incompressíveis, conduzindo a soluções ótimas de grande precisão. O modelo Flow simulation do Solidworks, é um programa de cálculo complexo que aplica a técnica de volumes finitos para resolver as equações que descrevem o escoamento, como a equação da continuidade e as equações de Euler ou equações de Navier-Stokes também conhecidas pelas equações de Reynolds (GOMES et al., 2007).

Este modelo apresenta dois tipos de algoritmos de cálculo que podem ser resolvidos ou por um sistema de equações de forma acoplada ou de forma sequencial. No que diz respeito a este último opta-se pelo algoritmo SIMPLE como forma de resolver o acoplamento entre a velocidade e a pressão. No que respeita às tensões de Reynolds utiliza-se o modelo $k-\epsilon$ por ser um modelo robusto com resultados comprovados sobre turbulência. O modelo engloba duas equações extra, referentes às propriedades de turbulência do escoamento, que permite contabilizar todos os efeitos de convecção e difusão da intensidade de turbulência. A primeira variável representa a energia cinética turbulenta, k , enquanto que a segunda representa a taxa de dissipação, ϵ . Em suma, esta última variável determina a escala de turbulência, enquanto a primeira a energia turbulenta (Flow simulation do Solidworks). Neste modelo de turbulência é necessário fornecer condições de fronteira de k e de ϵ , além de parâmetros característicos. Estas condições de fronteira são internamente estabelecidas pelo modelo eliminando a necessidade de *inputs* definidos pelo

utilizador. É importante especificar as condições de fronteira corretas ou reais à entrada, porque a turbulência influencia de forma significativa o fluxo a jusante (FlowSimulation do Solidworks). O modelo k-ε permite a quantificação da turbulência, destacando-se as seguintes opções:

- Intensidade de turbulência
- Energia cinética turbulenta (k)
- Taxa de energia dissipada (ε)

É habitual caracterizar-se a maior ou menor importância das flutuações turbulentas por intermédio de um parâmetro, designado por intensidade de turbulência, que traduz essa influência relativamente aos valores médios das grandezas (e.g., velocidade). Não existe uniformidade na definição deste parâmetro, embora se baseie em expressões que contêm o valor quadrático médio, ou o desvio padrão das flutuações turbulentas, geralmente velocidades. Como definição geral da intensidade, I, de um campo turbulento, adota-se a seguinte expressão (NOVAIS-BARBOSA, 1985):

$$I = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}(E[v_1'^2] + E[v_2'^2] + E[v_3'^2])}}{E[v]} = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}(E[v_1'^2] + E[v_2'^2] + E[v_3'^2])}}{\sqrt{(E[v_1])^2 + (E[v_2])^2 + (E[v_3])^2}} \quad (4.39)$$

sendo, $E[v]$ a grandeza do vetor de velocidade média. A intensidade de turbulência é um parâmetro adimensional que correntemente se exprime em percentagem. Se a turbulência for isotrópica, então:

$$E[v_1'^2] = E[v_2'^2] = E[v_3'^2]$$

transformando-se a relação dada pela equação (4.39):

$$I = \frac{\sqrt{E[v_i'^2]}}{E[v]} \quad (4.40)$$

onde a direção traduzida pelo índice i é arbitrária. Para escoamentos acentuadamente anisotrópicos pode, ter interesse a definição de intensidade de turbulência numa dada direção, (e.g., eixo Ox1), correspondente ao quociente:

$$I_1 = \frac{\sqrt{E[v_1'^2]}}{E[v]} \quad (4.41)$$

Caracterizando a intensidade de turbulência no modelo k-ε, tem-se:

$$I = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}k}}{v_{ref}} \quad (4.42)$$

Onde I, corresponde à razão de magnitude da raiz quadrada do valor de uma solução variável derivada de cálculos de fluxo transitório, com as flutuações da velocidade de referência (na

fronteira selecionada); k é a energia cinética de turbulência. As especificações do valor de referência serão a média da velocidade (em magnitude) do escoamento. A energia cinética turbulenta (k) é a energia cinética por unidade de massa definida por:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (4.43)$$

Dentro deste modelo, é também necessária a especificação da pressão de funcionamento, que afeta o cálculo em diferentes regimes de escoamento diferentes.

Para evitar ambiguidades hidráulica-mecânica quando se refere a pressão na dinâmica de fluidos, muitos autores usam o termo de pressão estática para distingui-la da pressão total e da pressão dinâmica. A pressão estática diz respeito à componente hidrostática. A pressão total e pressão dinâmica surgem a partir da equação de Bernoulli, e são parâmetros característicos no estudo dos fluidos (ANDERSON, 1985). Usando a equação de Bernoulli aplicada a fluidos incompressíveis (i.e., densidade constante), vem que:

$$p_0 = p_s + p_d \quad (4.44)$$

Onde :

p_0 – pressão total (Pa)

p_s – pressão estática (Pa)

p_d – pressão dinâmica definida como $p_d = \frac{1}{2} \rho v^2$ (Pa)

Do teorema de Bernoulli é fácil fazer-se o paralelismo entre as denominadas pressões estáticas e dinâmicas da mecânica para a carga hidráulica:

$$H = \left(\frac{p}{\gamma} + z \right) + \frac{av^2}{2g} \quad (4.45)$$

Multiplicando pelo peso volúmico (γ), transforma-se a equações (4.44) correspondentes à carga Hidráulica total (ou energia mecânica total por unidade de peso líquido) expressa em m.c.a numa pressão total (em Pa):

$$H \times \gamma = \left(\frac{p}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} \right) \times \gamma \Leftrightarrow p_0 = p_s + \frac{v^2}{2} \rho \Leftrightarrow p_0 = p_s + p_d \quad (4.46)$$

que é equivalente a:

Carga hidráulica = cota piezométrica + altura cinética

ou em termos de pressão:

Pressão total = pressão estática + pressão dinâmica

Cada partícula do fluido pode ser caracterizada pela pressão estática (p_s), pressão dinâmica (p_d), e a pressão total (p_0). Quando o escoamento é irrotacional, a pressão total mantém-se constante ao

longo do escoamento (KUETHE e SCHETZER, 1959). Como consequência do entendimento generalizado do termo de pressão estática em relação à equação de Bernoulli, habitualmente apresentada na hidráulica, muitos autores no domínio da dinâmica dos fluidos tendem a usar a pressão estática em vez da cota piezométrica em aplicações da mecânica dos fluidos (ABBOTT e VON DOENHOFF, 1949).

4.3.2 Definição da malha de cálculo

O sucesso da modelação computacional na mecânica dos fluidos exige cuidados acrescidos consideração durante a geração da malha de cálculo. Num escoamento através dos coletores objeto de estudo, a turbulência desempenha um papel fundamental no transporte e dissipação dinâmica de energia do escoamento, exigindo que as quantidades de turbulência em escoamentos complexos sejam calculadas com elevada precisão. Devido à forte interação do fluxo e da turbulência, os resultados numéricos tendem a ser mais suscetíveis à dependência da malha, do que para o fluxo laminar. Deste modo, é recomendável que o estudo considere malhas suficientemente finas (far-se-á por análise sucessiva com vários níveis de malha).

4.3.3 Condições de fronteira

As condições de fronteira especificam o valor das variáveis características nas fronteiras do domínio físico em estudo. No âmbito das simulações efetuadas para cada caso de estudo, existem sempre vários tipos de condições de fronteira: pressão de entrada, pressão de saída, temperatura de entrada, temperatura de saída, caudal mássico de entrada e caudal mássico de saída.

Dos diferentes tipos de fronteiras implementados no modelo *Solidworks*, na entrada opta-se por especificar, o valor do caudal mássico e a temperatura do escoamento. Considerando o escoamento turbulento atribui-se ainda um valor para a intensidade de turbulência e para a razão de viscosidade correspondente aos valores sugeridos por defeito no modelo *Solidworks*. Como condição para a fronteira de saída, é imposta uma pressão constante, de valor igual à pressão na zona de saída do escoamento. Todas simulações foram efetuadas com o fluido correspondente à água com densidade e viscosidade variáveis (função da temperatura), de valor igual aproximado a:

$$\rho = 997,56 \text{ a } 1000,44 \text{ kg/m}^3 \quad \text{e} \quad \nu = 1,01 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

4.3.4 Convergência da solução

No processo de simulação é necessário averiguar que tipo de erros numéricos associados podem existir. Deste modo verifica-se que a maior parte dos erros provêm de três contribuições, como sejam, o erro de arredondamento, o erro iterativo e o erro de discretização.

Para monitorizar a convergência do processo iterativo (Gráfico 1), avalia-se em que medida as equações discretizadas são satisfeitas para os valores correntes das variáveis dependentes, em função das iterações calculadas.

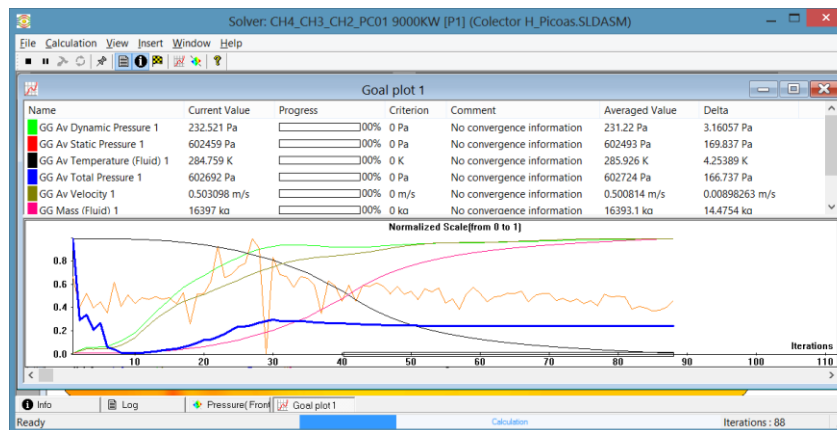


Gráfico 2– Exemplo de um processo iterativo a meio do cálculo

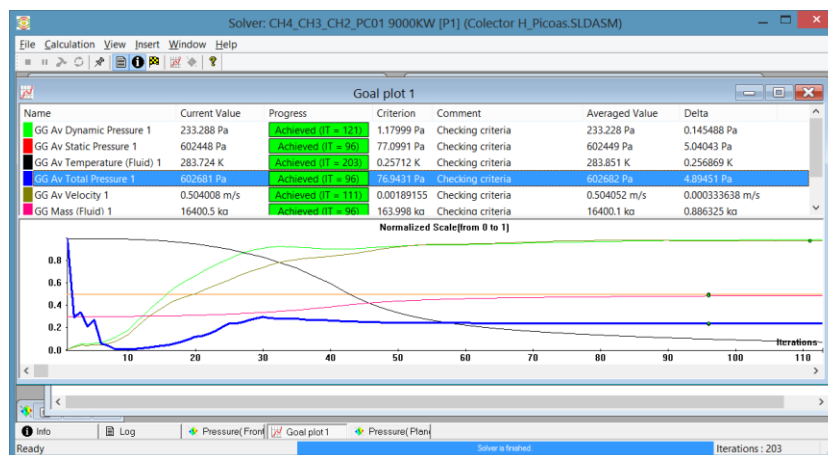


Gráfico 3– Exemplo de um processo iterativo com o cálculo completo e identificação do número de iterações necessárias para cada variável

4.4 Simulação das diversas configurações do Modelo de coletor em “H”

4.4.1 Generalidades

Para abordarmos as diversas simulações, procedeu-se às definições genéricas, válida para todas elas.

Atendendo á geometria do nosso modelo, foram colocadas tampas hidráulicas em todas as entradas e saídas do volume de controlo.

4.4.1.1 Definições exteriores

1. Fluido interno (ou seja a análise do escoamento far-se-á dentro do volume de controlo)
2. Fluido em estudo: agua

3. Tipo de escoamento: laminar e turbulento
4. Fronteira térmica: adiabática
5. Pressão ambiente igual à atmosférica ou seja 101325 Pa
6. Temperatura ambiente de 293.2 K (aprox. 20 °C)

4.4.1.2 Geometria e malha de Cálculo

A Malha de cálculo selecionada foi com a moderação 4 (quatro), em 8 (oito) possíveis. Este valor foi selecionado com base no tempo de iteração e consolidação de resultados.

Efetuu-se também a especificação manual do tamanho da malha, resultando na dimensão de 0,5 m, em detrimento da definição automática.

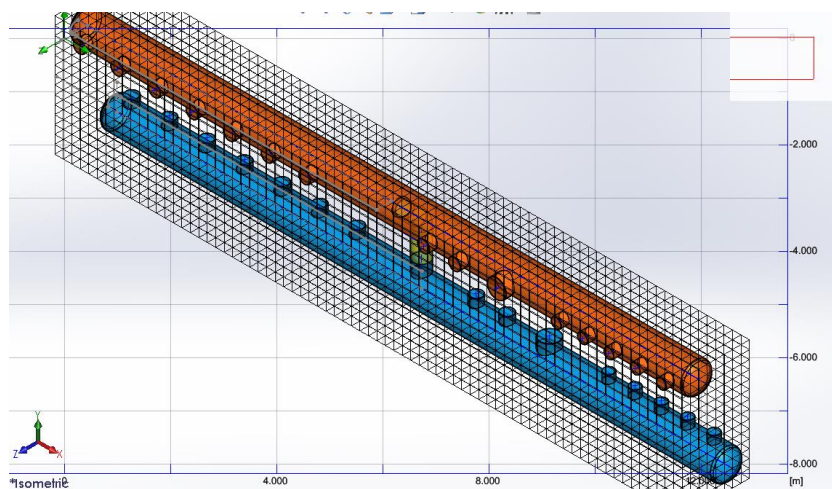


Figura 27– Malha de cálculo

4.4.1.3 Objetivos genéricos

Dado que o *Flowsimulation* permite-nos definir os GOALS (objetivos), selecionamos os que permitem uma análise mais coerente com a realidade medida:

1. Média da pressão estática em Pa
2. Média da pressão dinâmica em Pa
3. Média da pressão total em Pa
4. Valor de transferência de massa
5. Média das velocidades no coletor
6. Média da temperatura do fluido
7. Rácio de entalpia

4.4.1.4 Condições de fronteira

Para ser possível simular os diversos cenários definiu-se uma tabela de várias entradas com o objetivo de definir as regras de condição fronteira.

Estas condições foram validadas com as características dos equipamentos instalados no Edifício objeto deste estudo. Existem diversas observações que deverão ser tidas em consideração aquando da análise final.

Existe uma variável que se estudou de uma forma estática – o caudal do secundário. De fato este valor varia ao longo do tempo e de acordo com a carga térmica existente no Edifício. O valor em cada instante, de caudal, não foi possível obter por falta de instrumentação adequada para os calibres da tubagem instalada. Deste modo, e pela via mais conservadora para o presente estudo, optamos por considerar que o consumo se manterá constante em termos de caudal mássico. O Controlo existente na instalação permite concluir que o gradiente de temperatura na chegada ao coletor, proveniente do Edifício (CAR´s) (ver Mapas no Anexo 1), é mais ou menos constante, razão pela qual se permite concluir que o eventual défice de caudal no primário e consequente *bypass* do caudal, fica prevenido em função da variável controlada (temperatura de ida para os Edifícios ou CAR´s)

Equipamento produtor de água arrefecida	Tipo	Caudal Mássico	Temperatura	Pressão total	K - -
		(kg/s)	(K)	(Pa)	
CH4	Ida	167	³⁾	-	-
	Chegada		279,16	-	⁵⁾
CH3	Ida	106	³⁾	-	-
	Chegada		279,16	-	⁵⁾
CH2	Ida	106	³⁾	-	-
	Chegada		279,16	-	⁵⁾
PC01 (CH1)	Ida	46	³⁾	-	-
	Chegada		279,16	-	⁵⁾
BC1	Ida	41	³⁾	-	-
	Chegada		280,16	-	⁵⁾
CAR´s (Edifícios)	Ida	360 ¹⁾	279,16 ⁶⁾	607950 ⁴⁾	-
	Chegada		284,66 ²⁾	-	⁵⁾

¹⁾ Caudal Variável (10 eletrobombas com 36 kg/s cada)

²⁾ Temp. Max. de retorno ao coletor, em regime, será de 11,5 °C (284,66 K)

³⁾ Temp. de ida para os equipamentos produtores será em função da mistura interna

⁴⁾ Pressão total existente no sistema, medido na instalação (6 Bar)

⁵⁾ K - - (Kappa - -pilon) - -ossui o valor de $K = 1 \text{ J/Kg}$ e $\epsilon = 1 \text{ W/Kg}$

⁶⁾ Temp. Min. De ida para os Edifícios (CAR), em regime, será de 6,0 °C (279,16 K)

Tabela 2– Tabela de condições fronteira para CFD

4.4.1.5 Modelo Geométrico

Para que seja possível consagrar a simulação, definimos o modelo com as exatas cotas dimensionais do que esta instalado no Edifício Fórum Picoas.

O modelo é composto por três peças fundamentais:

1. Corpo Superior (Tubo DN 800 Sup) – Retorno na cor laranja
2. Corpo Inferior (Tubo DN 800) – Ida na cor azul
3. *Bypass* ou *Decoupler*, DN 400, que liga os dois braços do Coletor “H”, na cor amarela

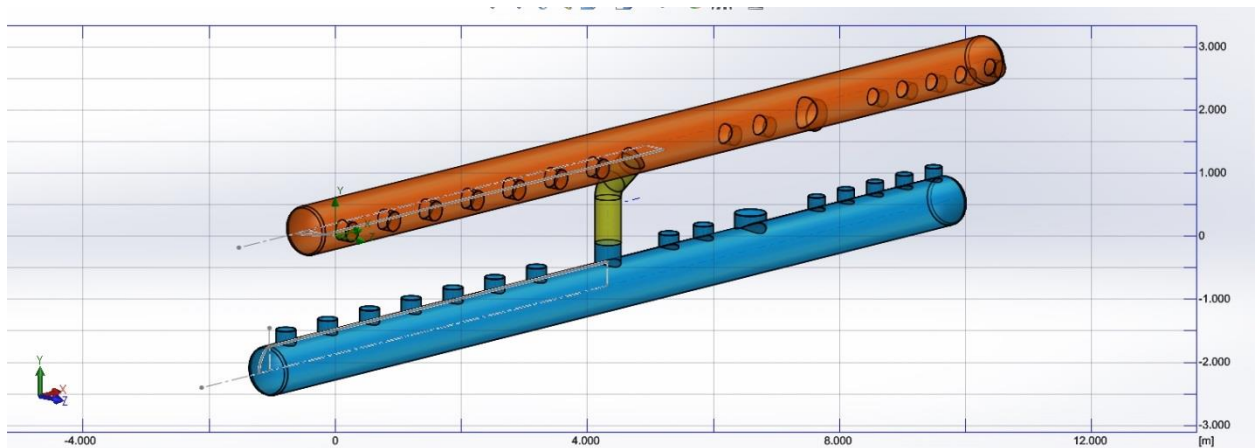


Figura 28– Isométrica do Modelo do Coletor “H”

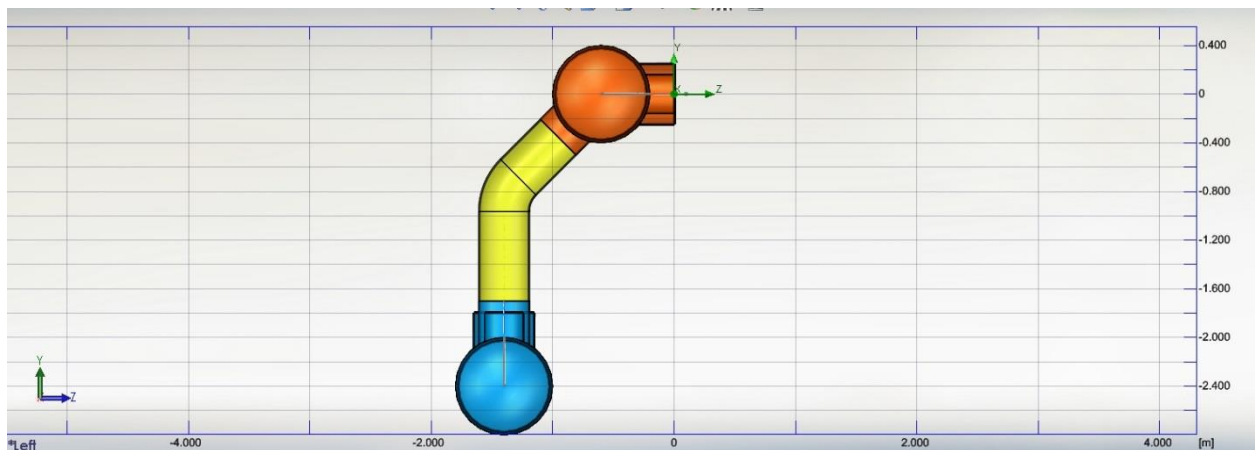


Figura 29 – Vista lateral do Modelo do Coletor “H”



Figura 30 – Foto do Coletor “H” instalado no Edifício

4.4.2 Produção exclusiva dedicada do CH4 – Unidade Arrefecedora TRANE, com 3500 KW

4.4.2.1 Objetivo

A unidade Trane instalada, com a referência CH4, modelo CVGF 1000, foi a última a ser instalada e é a unidade que possui maior capacidade para além de ser a mais eficiente.

Esta unidade foi selecionada para 3500 kW, no regime de 6/11°C e com EER de 6.2 kW/kW.

Esta unidade, preparada para caudal constante, possui um fluxo no evaporador de 166,63 l/s, adotando-se o valor de 167 l/s para efeito de CFD.

Pretendemos verificar o fluxo interno no coletor, e para a carga total dos Edifícios CAR, qual o comportamento de velocidade, temperatura e pressões.

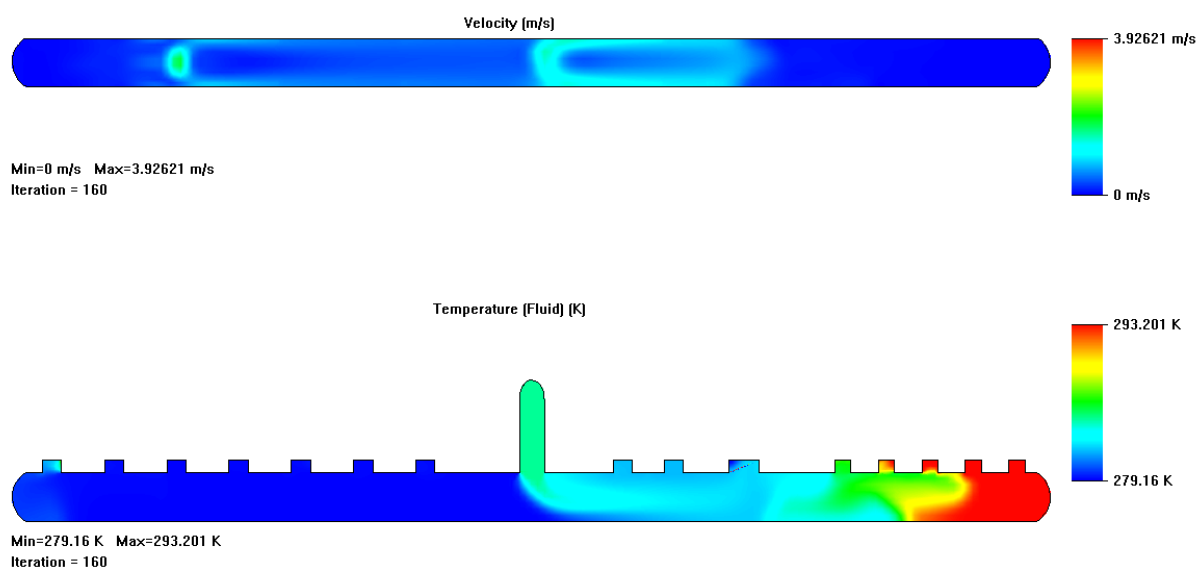
4.4.2.2 Resultados de simulação

Min/Max Table

Nome	Mínimo	Máximo
Pressão [Pa]	600701.69	616889.20
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	3.927
Velocidade (X) [m/s]	-2.363	2.136
Velocidade (Y) [m/s]	-2.544	3.868
Velocidade (Z) [m/s]	-2.341	2.916
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20

Vorticidade [1/s]	2.349e-007	203.514
Pressão de Corte [Pa]	0	39.33
Pressão Relativa [Pa]	499376.69	515564.20
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	0	0
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	6.0052e-017	90.0392
Tempo de turbulência [s]	0.010	4.673e+007
Comprimento turbulência [m]	2.573e-005	0.164
Intensidade de turbulência [%]	0.38	1000.00
Energia de turbulência [J/kg]	3.175e-018	1.427
Dissipação turbulenta [W/kg]	1.05e-025	64.61

Tabela 3 – Resultados do CFD para o cenário de CH4 em funcionamento



4.4.3 Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW

4.4.3.1 Objetivo

A unidade adicional Trane instalada, com a referência CH3, modelo CVGF 800, foi a penúltima a ser instalada e é a segunda unidade mais eficiente.

Esta unidade foi seleccionada para 2200 kW, no regime de 6/11°C e com EER de 7.8 kW/kW.

Esta unidade, preparada para caudal constante, possui um fluxo no evaporador de 104,74 l/s, adotando-se o valor de 106 l/s para efeito de CFD.

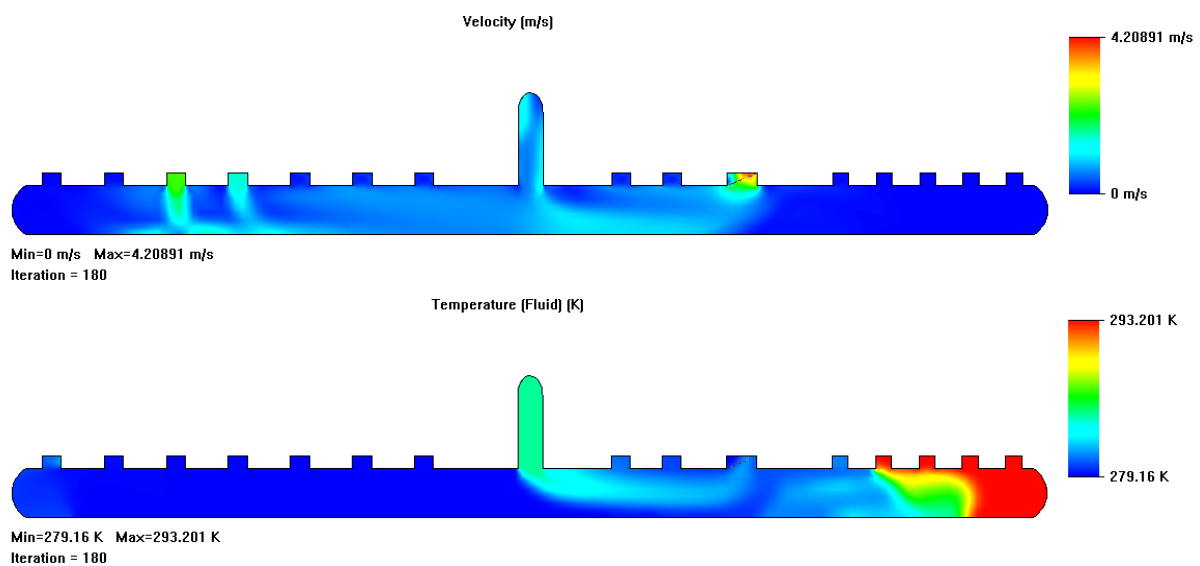
O caudal conjugado será de 167 + 106 l/s, totalizando o valor de 273 l/s.

Pretendemos verificar o fluxo interno no coletor e, para a carga total dos Edifícios CAR, qual o comportamento de velocidade, temperatura e pressões.

4.4.3.2 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	601751.64	613487.00
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	4.213
Velocidade (X) [m/s]	-2.335	2.027
Velocidade (Y) [m/s]	-2.450	4.085
Velocidade (Z) [m/s]	-2.278	2.974
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	1.937e-007	152.261
Pressão de Corte [Pa]	0	40.83
Pressão Relativa [Pa]	500426.64	512162.00
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	0	0
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	8.7175e-016	90.0392
Tempo de turbulência [s]	0.022	5.019e+007
Comprimento turbulência [m]	3.969e-005	0.164
Intensidade de turbulência [%]	0.81	1000.00
Energia de turbulência [J/kg]	3.426e-018	1.340
Dissipação turbulenta [W/kg]	6.83e-026	48.76

Tabela 4- Resultados do CFD para o cenário de CH4+CH3 em funcionamento



4.4.4 Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW e MCQUAY com 2200 kW

4.4.4.1 Objetivo

Esta unidade, existente, foi selecionada para 2200 kW e no regime de 6/11°C.

Esta unidade, preparada para caudal constante, possui um fluxo no evaporador de 104,74 l/s, adotando-se o valor de 106 l/s para efeito de CFD.

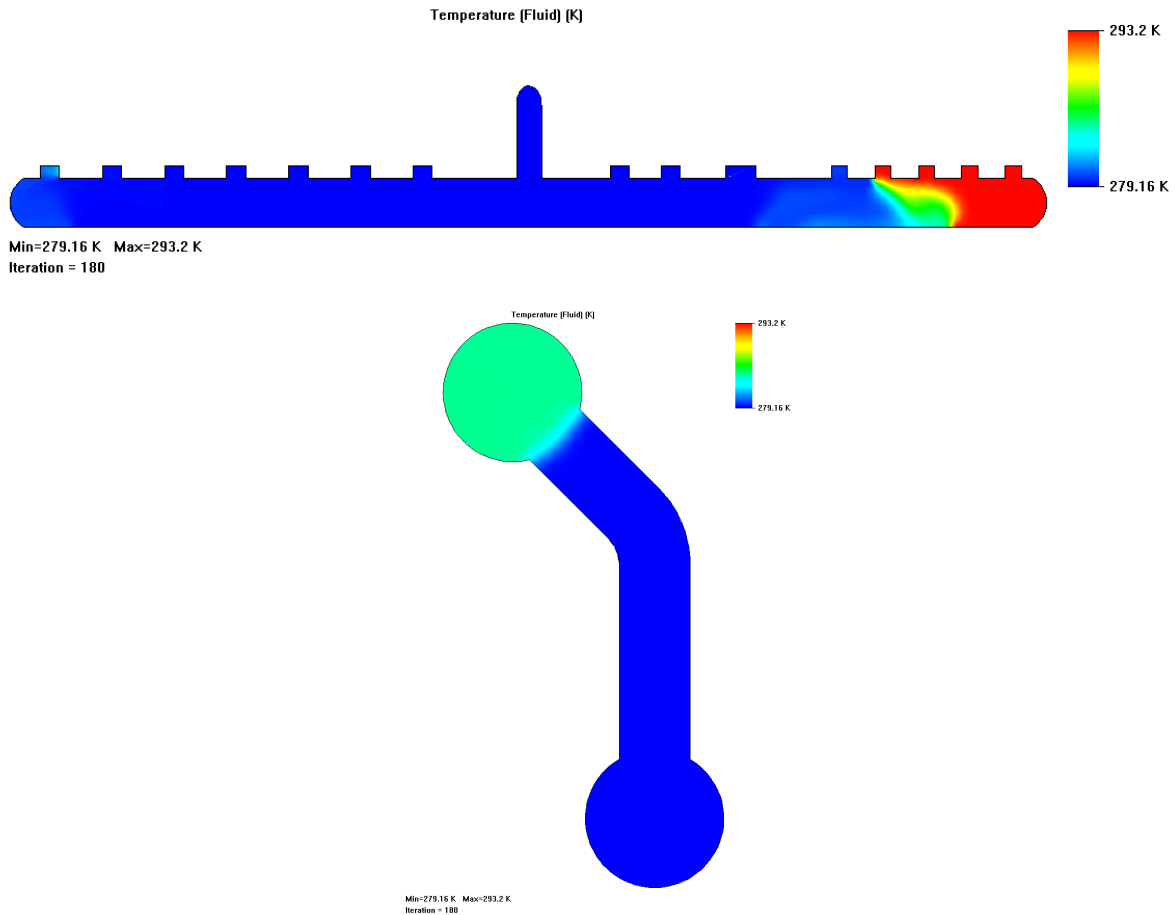
O caudal conjugado será de 167 + 106 + 106 l/s, totalizando o valor de 379 l/s. Este valor será superior aos 360 L/s considerados no consumo, razão pela qual a simulação deverá apontar para mistura de água no retorno às unidades arrefecedoras, com potencial de ocorrer a síndrome de baixo ΔT .

Pretendemos verificar o fluxo interno no coletor e, para a carga total dos Edifícios CAR, qual o comportamento de velocidade, temperatura e pressões.

4.4.4.2 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	600871.72	613563.94
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	4.312
Velocidade (X) [m/s]	-2.327	2.003
Velocidade (Y) [m/s]	-2.453	4.178
Velocidade (Z) [m/s]	-2.283	2.960
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	5.072e-007	119.178
Pressão de Corte [Pa]	0	41.38
Pressão Relativa [Pa]	499546.72	512238.94
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	0	0
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	1.3352e-016	90.0392
Tempo de turbulência [s]	0.022	4.005e+007
Comprimento turbulência [m]	4.221e-005	0.164
Intensidade de turbulência [%]	0.27	1000.00
Energia de turbulência [J/kg]	1.569e-018	1.789
Dissipação turbulenta [W/kg]	8.11e-026	54.12

Tabela 5- Resultados do CFD para o cenário de CH4+CH3+CH2 em funcionamento



4.4.5 Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + PC 01 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW e Banco de Gelo com 1100 KW

4.4.5.1 Objetivo

Esta unidade, existente, foi selecionada para 1100 kW e no regime de 6/11°C.

De fato esta unidade, preparada para caudal constante, possui um fluxo no evaporador de 46 l/s, adotando-se este para efeito de CFD.

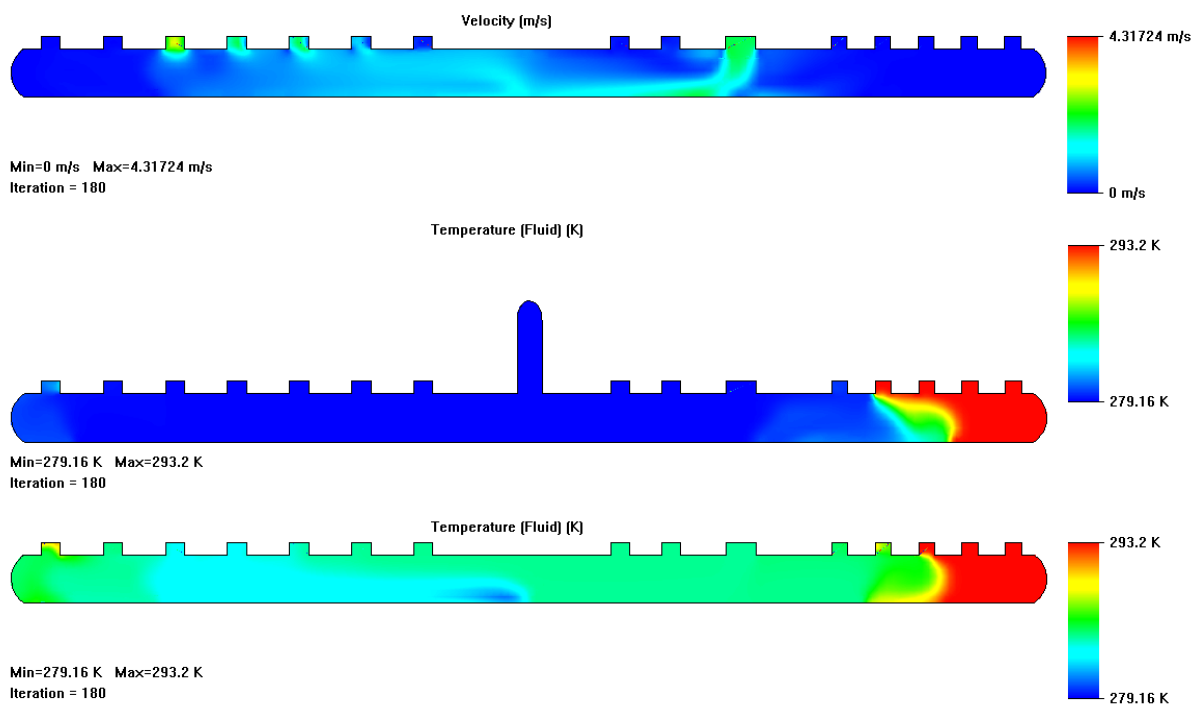
O caudal conjugado será de 167 + 106 + 106 + 46 l/s, totalizando o valor de 425 l/s. Este valor será superior aos 360 L/s considerados no consumo, razão pela qual a simulação deverá apontar para mistura de água no retorno às unidades arrefecedoras, com potencial de ocorrer a síndrome de baixo ΔT .

Pretendemos verificar o fluxo interno no coletor e, para a carga total dos Edifícios CAR, qual o comportamento de velocidade, temperatura e pressões.

4.4.5.2 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	599921.48	614449.98
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	4.312
Velocidade (X) [m/s]	-2.293	2.019
Velocidade (Y) [m/s]	-2.453	4.186
Velocidade (Z) [m/s]	-2.280	2.939
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	7.470e-007	117.628
Pressão de Corte [Pa]	0	41.95
Pressão Relativa [Pa]	498596.48	513124.98
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	0	0
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	7.6948e-017	90.0392
Tempo de turbulência [s]	0.022	1.817e+007
Comprimento turbulência [m]	3.242e-005	0.164
Intensidade de turbulência [%]	0.44	1000.00
Energia de turbulência [J/kg]	1.293e-017	1.783
Dissipação turbulenta [W/kg]	1.10e-024	52.51

Tabela 6- Resultados do CFD para o cenário de CH₄+CH₃+CH₂+PC01 em funcionamento



4.4.6 Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + PC 01 + BC1 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW, Banco de Gelo com 1100 kW e Bomba de calor CARRIER com 864 kW

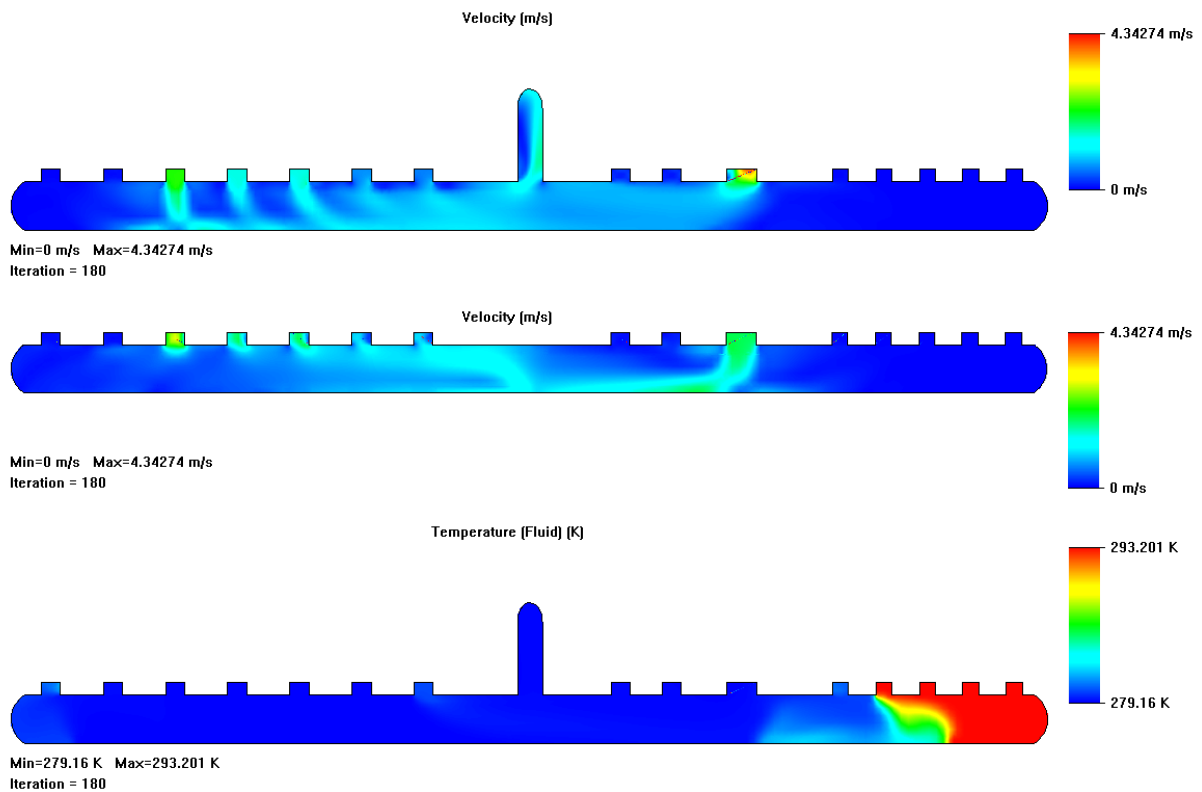
4.4.6.1 Objetivo

Esta unidade, preparada fundamentalmente para suprir as necessidades de aquecimento, poderá produzir água arrefecida no regime de 7 / 12°C. A unidade está preparada para caudal constante, possui um fluxo no evaporador de 41 l/s. O caudal conjugado será de 167 + 106 + 106 + 46 + 41 l/s, totalizando o valor de 466 l/s. Este valor será superior aos 360 L/s considerados no consumo, razão pela qual a simulação deverá apontar para mistura de água no retorno às unidades arrefecedoras, com potencial de ocorrer a síndrome de baixo ΔT . Pretendemos verificar o fluxo interno no coletor e, para a carga total dos Edifícios CAR, qual o comportamento de velocidade, temperatura e pressões.

4.4.6.2 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	599832.05	613459.81
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	4.346
Velocidade (X) [m/s]	-2.337	2.040
Velocidade (Y) [m/s]	-2.453	4.195
Velocidade (Z) [m/s]	-2.277	2.984
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	4.630e-007	155.539
Pressão de Corte [Pa]	0	42.56
Pressão Relativa [Pa]	498507.05	512134.81
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	0	0
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	1.8163e-016	90.0392
Tempo de turbulência [s]	0.022	3.655e+007
Comprimento turbulência [m]	3.988e-005	0.164
Intensidade de turbulência [%]	0.29	1000.00
Energia de turbulência [J/kg]	7.204e-018	1.428
Dissipação turbulenta [W/kg]	1.97e-025	42.20

Tabela 7- Resultados do CFD para o cenário de CH4+CH3+CH2 PC01+BC1 em funcionamento



4.4.7 Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + BC1 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW e Bomba de calor CARRIER com 864 kW

4.4.7.1 Objetivo

Eliminou-se desta sequência o contributo do PC01 (permutador proveniente dos Bancos de gelo e CH1) uma vez que esta é a menos eficiente das unidades arrefecedoras.

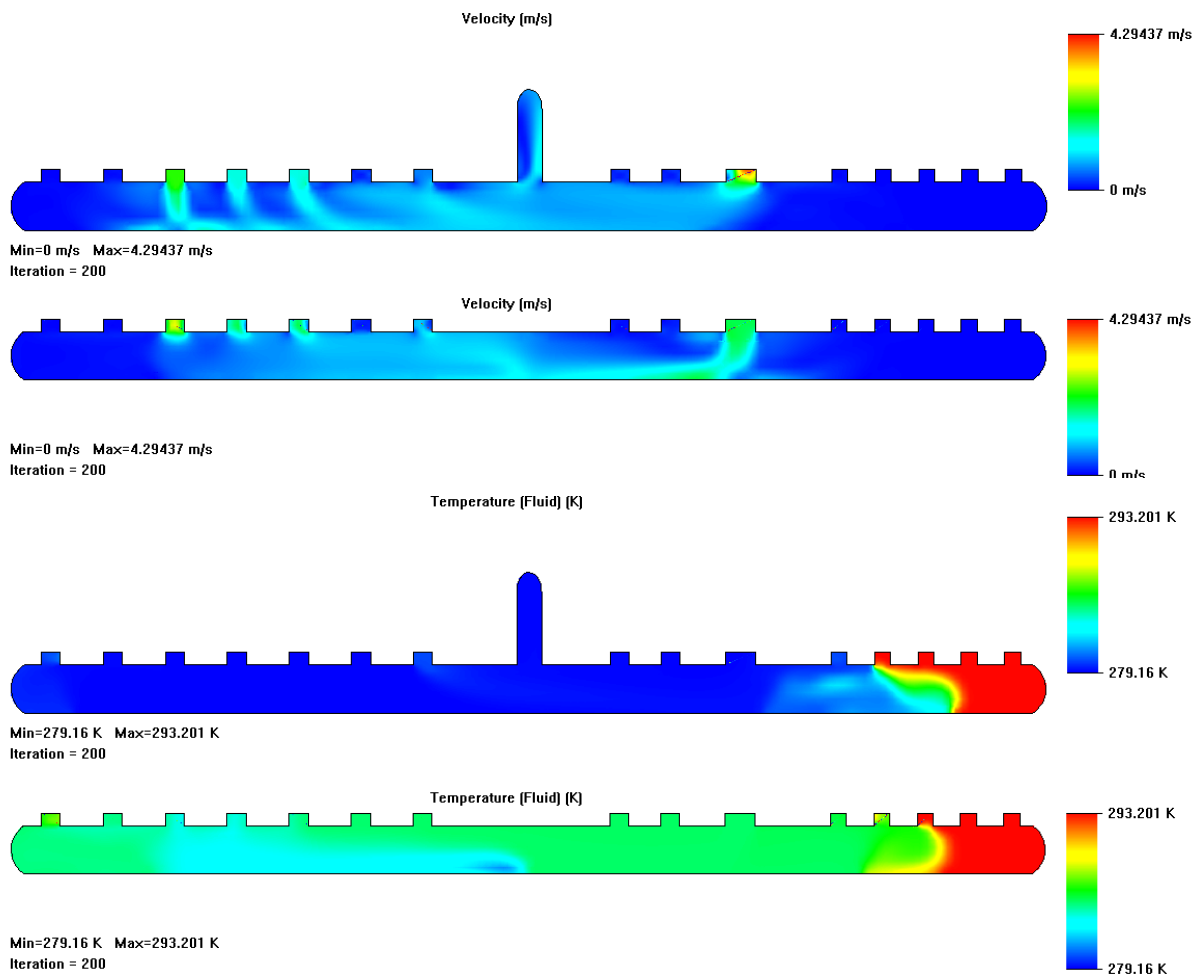
O caudal conjugado será de 167 + 106 + 106 + 41 l/s, totalizando o valor de 420 l/s. Este valor será superior aos 360 L/s considerados no consumo, razão pela qual a simulação deverá apontar para mistura de água no retorno às unidades arrefecedoras, com potencial de ocorrer a síndrome de baixo ΔT . Pretendemos verificar o fluxo interno no coletor e, para a carga total dos Edifícios CAR, qual o comportamento de velocidade, temperatura e pressões.

4.4.7.2 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	600291.07	613545.95
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	4.293

Velocidade (X) [m/s]	-2.247	2.032
Velocidade (Y) [m/s]	-2.452	4.146
Velocidade (Z) [m/s]	-2.274	2.960
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	4.332e-007	106.755
Pressão de Corte [Pa]	0	41.58
Pressão Relativa [Pa]	498966.07	512220.95
Coeficiente Transmissão térmica [W/m^2/K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m^2]	0	0
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	2.4296e-025	90.0392
Tempo de turbulência [s]	0.022	1.526e+020
Comprimento turbulência [m]	4.128e-005	0.164
Intensidade de turbulência [%]	1.17e-013	1000.00
Energia de turbulência [J/kg]	1.002e-043	1.408
Dissipação turbulenta [W/kg]	6.57e-064	35.84

Tabela 8- Resultados do CFD para o cenário de CH4+CH3 CH2+BC1 em funcionamento



4.5 Simulação das diversas configurações do Modelo de coletor em “U”

Com a simulação prevista para um coletor do tipo “U”, pretendo contribuir para a clarificação dos princípios que norteiam o dimensionamento deste tipo de coletores e ao mesmo tempo efetuar uma análise comparativa com a solução “H”.

Os objetivos traçados serão exatamente os mesmos que os definidos para o coletor “H”, razão pela qual não se repetirá o descritivo.

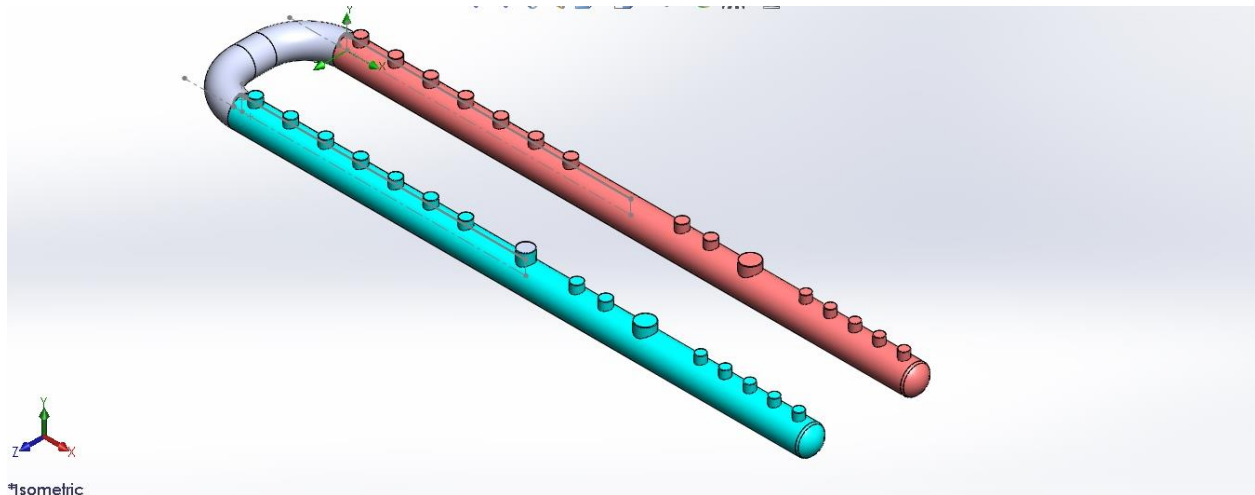


Figura 31 – Modelo do coletor em “U”

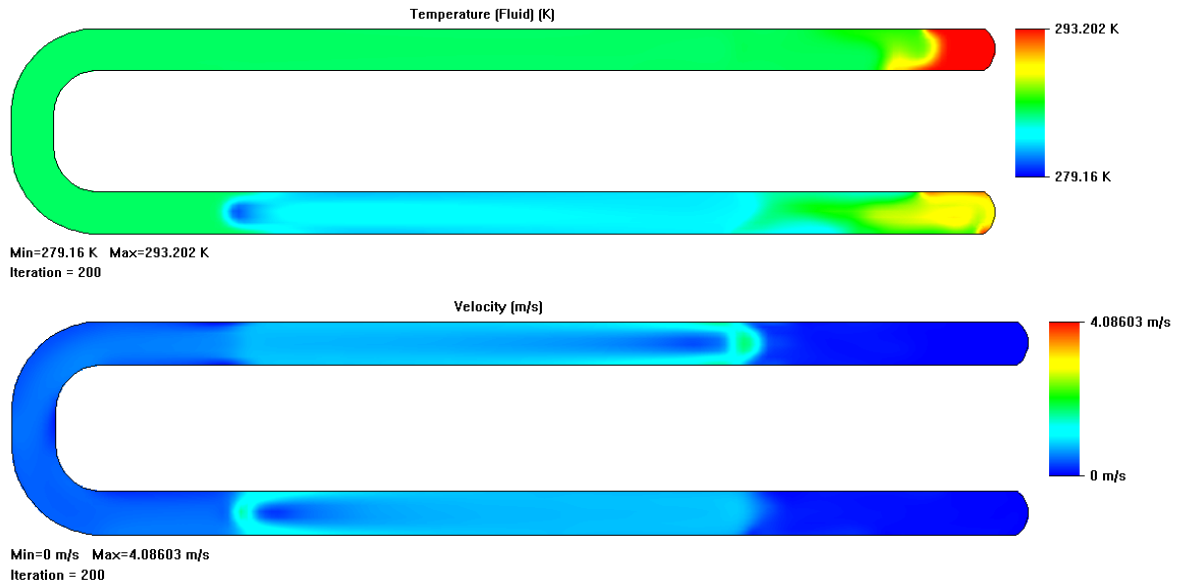
4.5.1 Produção exclusiva dedicada do CH₄ – Unidade Arrefecedora TRANE, com 3500 kW

4.5.1.1 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	602675.49	612198.81
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	4.084
Velocidade (X) [m/s]	-2.037	1.953
Velocidade (Y) [m/s]	-2.336	3.968
Velocidade (Z) [m/s]	-1.855	1.850
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	6.762e-006	77.261
Pressão de Corte [Pa]	0	33.13
Pressão Relativa [Pa]	0	0
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	6.0605e-012	90.0392
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	0.044	477442.151
Tempo de turbulência [s]	4.743e-005	0.164

Comprimento turbulência [m]	3.20	1000.00
Intensidade de turbulência [%]	4.161e-014	1.314
Energia de turbulência [J/kg]	1.16e-019	20.09

Tabela 9- Resultados do CFD para o cenário de CH4 em funcionamento – “U”



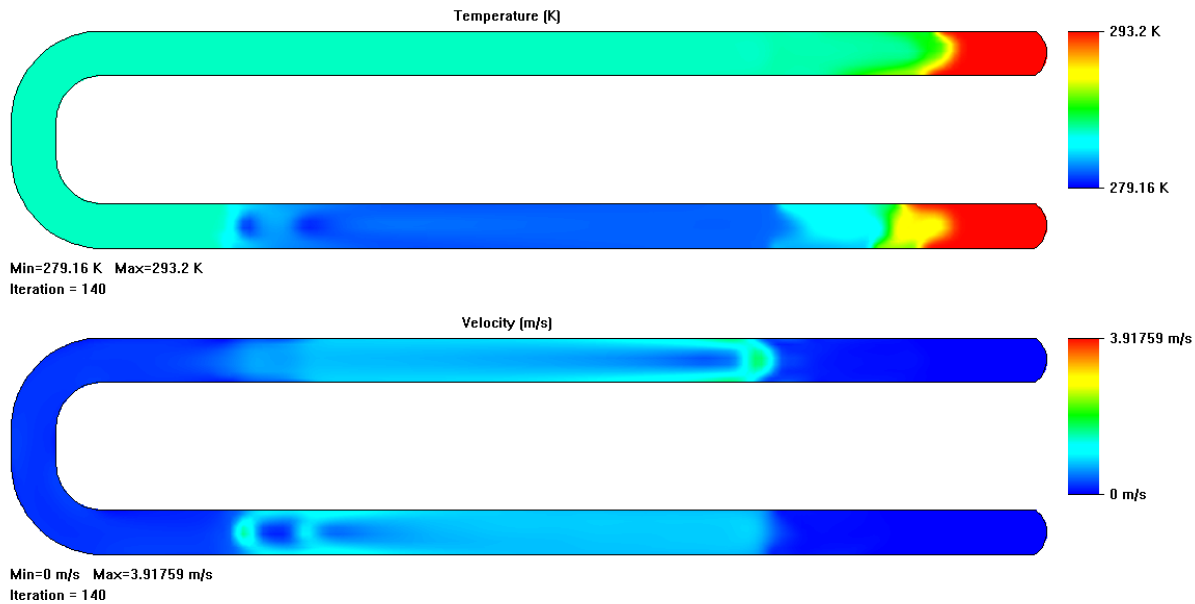
4.5.2 Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW

4.5.2.1 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	603164.15	611938.66
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	3.915
Velocidade (X) [m/s]	-1.973	1.593
Velocidade (Y) [m/s]	-2.286	3.816
Velocidade (Z) [m/s]	-1.200	1.278
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	3.339e-007	31.435
Pressão de Corte [Pa]	0	29.26
Pressão Relativa [Pa]	0	0
Coefficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	2.2387e-015	90.0392
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	0.075	4.073e+007
Tempo de turbulência [s]	8.166e-005	0.164
Comprimento turbulência [m]	0.31	1000.00

Intensidade de turbulência [%]	7.306e-018	1.314
Energia de turbulência [J/kg]	1.79e-025	12.60

Tabela 10- Resultados do CFD para o cenário de CH4 + CH3 em funcionamento – “U”



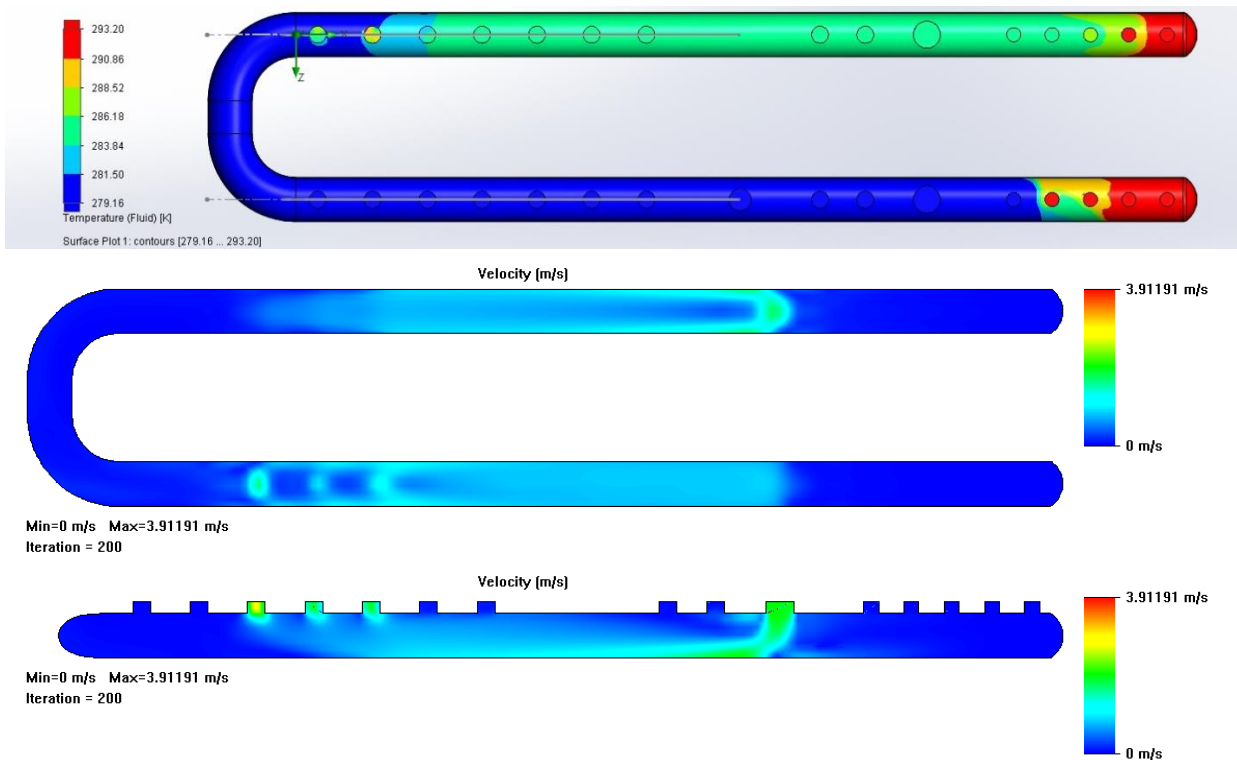
4.5.3 Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2– Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW e MCQUAY com 2200 kW

4.5.3.1 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	603167.39	611940.84
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	3.916
Velocidade (X) [m/s]	-1.975	1.596
Velocidade (Y) [m/s]	-2.272	3.825
Velocidade (Z) [m/s]	-1.175	1.301
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	7.889e-007	31.382
Pressão de Corte [Pa]	0	29.55
Pressão Relativa [Pa]	0	0
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	1.4081e-022	90.0392
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	0.075	3.760e+020
Tempo de turbulência [s]	5.620e-005	0.164
Comprimento turbulência [m]	2.37e-013	1000.00
Intensidade de turbulência [%]	1.002e-043	1.312

Energia de turbulência [J/kg]	2.67e-064	12.61
-------------------------------	-----------	-------

Tabela 11- Resultados do CFD para o cenário de CH₄+CH₃+CH₂ em funcionamento – “U”



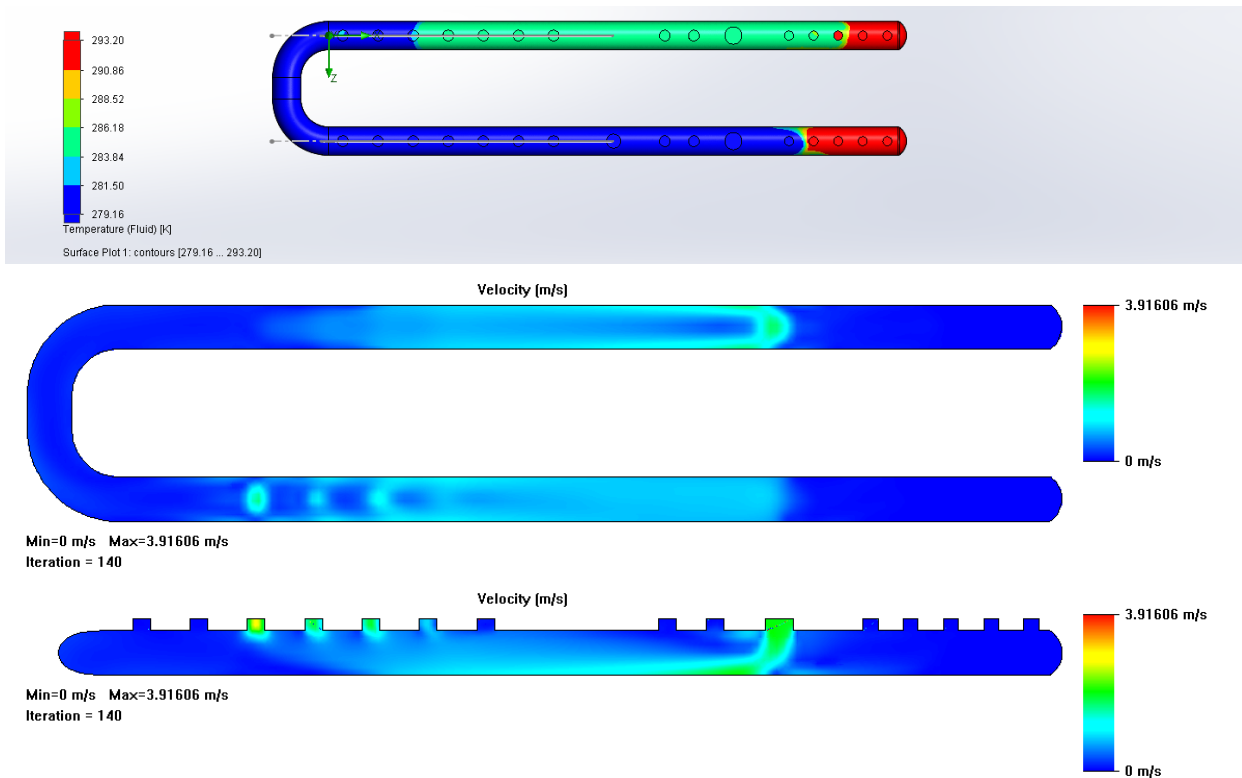
4.5.4 Produção exclusiva dedicada dos CH₄ + CH₃ + CH₂ + PC 01 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW e Banco de Gelo com 1100 kW

4.5.4.1 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	603168.78	611921.21
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	3.912
Velocidade (X) [m/s]	-1.973	1.601
Velocidade (Y) [m/s]	-2.278	3.818
Velocidade (Z) [m/s]	-1.227	1.287
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	6.887e-008	31.351
Pressão de Corte [Pa]	0	29.41
Pressão Relativa [Pa]	0	0
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	6.9968e-023	90.0392

Viscosidade turbulenta [Pa*s]	0.075	3.351e+020
Tempo de turbulência [s]	1.387e-004	0.164
Comprimento turbulência [m]	3.16e-015	1000.00
Intensidade de turbulência [%]	1.002e-043	1.310
Energia de turbulência [J/kg]	2.99e-064	12.61

Tabela 12– Resultados do CFD para o cenário de CH4+CH3+CH2+PC01 em funcionamento – “U”



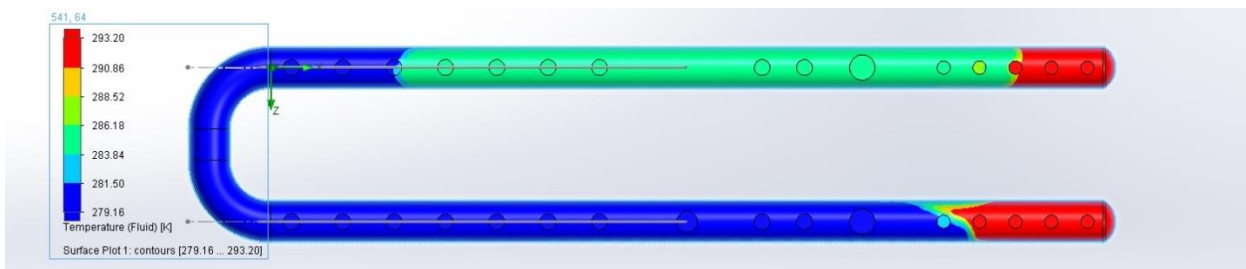
4.5.5 Produção exclusiva dedicada dos CH4 + CH 3 + CH 2 + PC 01 + BC1– Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW, Banco de Gelo com 1100 kW e Bomba de calor CARRIER com 864 kW

4.5.5.1 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	603159.35	611971.13
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m^3]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	3.920
Velocidade (X) [m/s]	-1.972	1.599
Velocidade (Y) [m/s]	-2.272	3.819
Velocidade (Z) [m/s]	-1.380	1.278
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	1.954e-007	31.493

Pressão de Corte [Pa]	0	29.46
Pressão Relativa [Pa]	0	0
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	0	90.0392
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	0.075	3.479e+020
Tempo de turbulência [s]	6.693e-005	0.164
Comprimento turbulência [m]	9.57e-014	1000.00
Intensidade de turbulência [%]	1.002e-043	1.310
Energia de turbulência [J/kg]	2.88e-064	12.61

Tabela 13– Resultados CFD para cenário de CH₄+CH₃+CH₂+PC01+BC1 em funcionamento – “U”



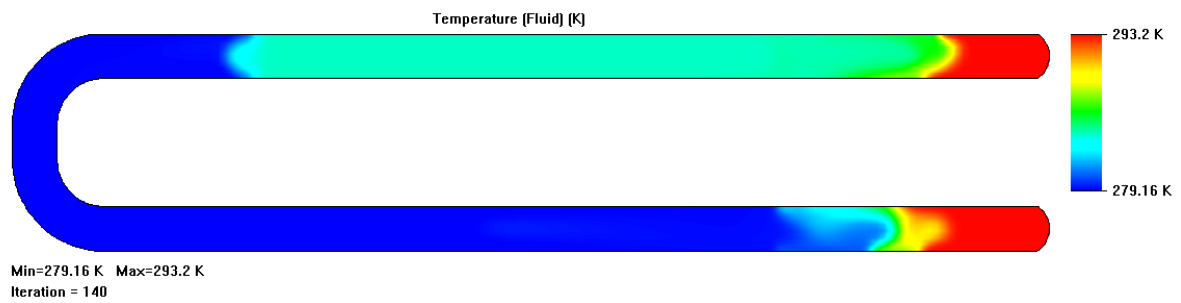
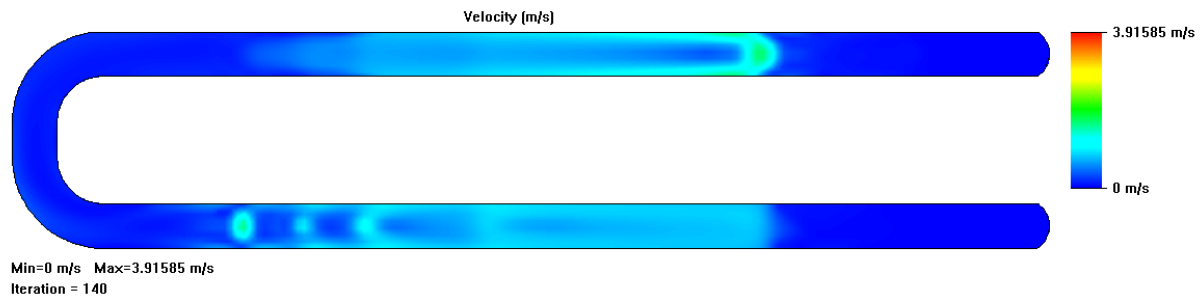
4.5.6 Produção exclusiva dedicada dos CH₄ + CH₃ + CH₂ + BC1 – Unidades Arrefecedoras TRANE, com 3500 kW e 2200 kW, MCQUAY com 2200 kW e Bomba de calor CARRIER com 864 kW

4.5.6.1 Resultados de simulação

Nome	Minimum	Maximum
Pressão [Pa]	603166.31	611941.90
Temperatura [K]	279.16	293.20
Densidade (Fluido) [kg/m ³]	997.56	1000.44
Velocidade [m/s]	0	3.914
Velocidade (X) [m/s]	-1.974	1.579
Velocidade (Y) [m/s]	-2.273	3.822
Velocidade (Z) [m/s]	-1.220	1.280
Temperatura (Fluido) [K]	279.16	293.20
Vorticidade [1/s]	1.834e-007	31.597
Pressão de Corte [Pa]	0	29.57
Pressão Relativa [Pa]	0	0
Coeficiente Transmissão térmica [W/m ² /K]	0	0
Fluxo de calor superficial [W/m ²]	0	90.0392
Viscosidade turbulenta [Pa*s]	0.075	5.829e+007
Tempo de turbulência [s]	7.891e-005	0.164

Comprimento turbulência [m]	1.80	1000.00
Intensidade de turbulência [%]	3.601e-018	1.315
Energia de turbulência [J/kg]	6.18e-026	12.61

Tabela 14– Resultados do CFD para o cenário de CH₄+CH₃+CH₂+BC1 em funcionamento – “U”



5. Análise técnica e económica das diversas soluções possíveis para a expansão da Central de arrefecimento

Dada a configuração das unidades arrefecedoras existentes, os circuitos hidráulicos instalados, e a impossibilidade em parar a atual central térmica, não foi possível implementar um esquema baseado no CVP – Caudal Variável no Primário. A solução possível passou por reconfigurar o *layout* e implementar um circuito baseado no CCP – Caudal Constante no Primário e variável no secundário. As soluções a seguir explicitadas baseiam-se nesta configuração.

5.1 Solução para o CH3 (2200 kW)

Partiu-se para o estudo da solução a implantar para o CH3, estudando diversas soluções técnicas e aferindo os custos previsíveis. Para que tal fosse possível, efetuou-se o cálculo estimado do perfil de cargas para 8760 horas, variando as cargas térmicas em função do regime térmico ambiente. Este perfil de cargas, bem como o desempenho da instalação de arrefecimento existente, condicionaram o estudo energético. As tabelas e gráficos seguintes ilustram a base de cálculo para a opção económica:

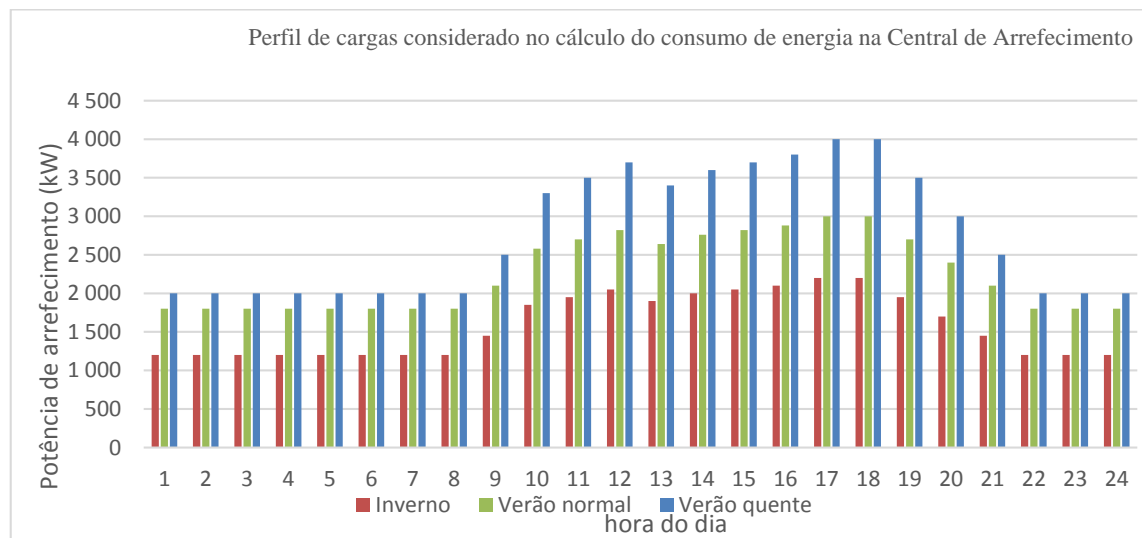


Gráfico 1 – Perfil de cargas térmicas de arrefecimento para estudo do CH3

Definido que estava o perfil e face às unidades de produção de água arrefecida existentes, seria necessário reforçar a capacidade da Central com base na tecnologia á data (2005). Pela potência necessária e pelo conhecimento do mercado deste tipo de máquinas, optou-se por elaborar um estudo técnico e económico, partindo com a unidade base da marca TRANE. Foram solicitadas a outros representantes e fornecedores, estudos de *performance* com os mesmos princípios. Após uma primeira análise ficou evidenciado que as alternativas estudadas apresentavam consumos de

energia significativamente inferiores à solução base (Unidade TRANE CVGF 800-700), tendo sido efetuada uma estimativa dos custos para um ciclo de vida de 15 (quinze) anos por forma a fundamentar a decisão pela opção a tomar. A seguinte tabela sintetiza o resultado da análise do custo de um ciclo de vida das várias alternativas estudadas. As folhas de cálculo que deram origem aos mapas resumo, estão definidas em anexo próprio.

Alternativas de Unidades CH. Estimativa do Custo de um Ciclo de Vida.

Marca	-	Trane (CVGF 800)			
Base ou alternativa		base	alter.		
Modelo	-	700C700C	1000D1000C		
Custo do CH3	k€	135	140		
Diferencial de Investimento	k€	-	5		
Custo anual energia + manutenção	k€	218	181		
Redução de custos de exploração	k€	-	37		
Período de retorno simples	anos	-	0,13		
Custo de um ciclo de vida de 15 anos	k€	3 404	2 850		
Economia num ciclo de vida	k€	0	553		
	%	0%	16%		
Marca	-	McQuay			
Base ou alternativa		alter.	alter.	alter.	alter.
Modelo	-	WSC	WSC+VFD	WDC	WDC+VFD
Custo do CH3	k€	161	195	201	271
Diferencial de Investimento	k€	26	60	66	136
Custo anual energia + manutenção	k€	202	171	198	159
Redução de custos de exploração	k€	15	47	20	59
Período de retorno simples	anos	1,69	1,29	3,32	2,31
Custo de um ciclo de vida de 15 anos	k€	3 198	2 761	3 170	2 656
Economia num ciclo de vida	k€	206	642	233	748
	%	6%	19%	7%	22%
Marca	-	Carrier			
Base ou alternativa		alter.	alter.	alter.	alter.
Modelo	-	19XR5657	19XR6667	19XR6767	19XR7072
Custo do CH3	k€	159	169	170	208
Diferencial de Investimento	k€	25	34	35	73
Custo anual energia + manutenção	k€	226	215	214	217
Redução de custos de exploração	k€	-8	3	4	1
Período de retorno simples	anos	-2,98	10,78	9,95	88,48
Custo de um ciclo de vida de 15 anos	k€	3 553	3 390	3 386	3 465
Economia num ciclo de vida	k€	-149	13	18	-61

Tabela 15– Tabela de Custos associados às diversas possibilidades para o CH3

Nesta tabela considera-se a solução Trane CVGF 800 – 700C700C como base, sendo o investimento associado a cada alternativa, calculado como a diferença entre o custo da alternativa em causa e o custo da solução base. O mesmo critério foi adotado para o cálculo da redução dos custos de exploração.

Na tabela salientam-se a *bold* os valores mais vantajosos de cada parâmetro comparado. Salientam-se ainda, com fundo amarelo as alternativas que melhor relação apresentam entre custo e benefício. Com base nestes valores excluíram-se as soluções Carrier dadas as negativas ou muito reduzidas economias num ciclo de vida. Excluem-se também as soluções McQuay WSC e WDC dadas as relativamente baixas economias calculadas.

O seguinte gráfico permite visualizar, mais facilmente, a evolução dos custos num ciclo de vida de 15 anos, das cinco alternativas mais viáveis:

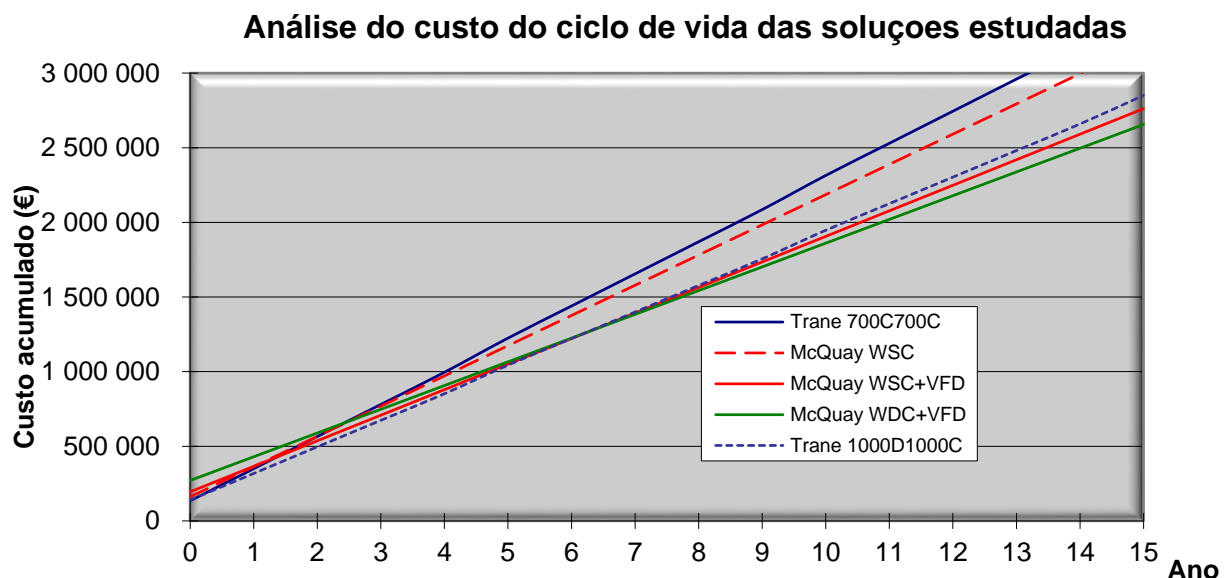


Gráfico 2 - Análise do Custo de Vida para Soluções do CH3

A visualização do gráfico permite facilmente verificar o mais rápido retorno do investimento da solução **Trane CVGF 800-1000C**, e ainda que a partir do sétimo ano, as soluções da McQuay equipadas com variador de frequência nos compressores, sejam mais económicas. Segue-se a solução com unidade **McQuay WSC+VFD**, e ao fim de oito anos, a solução **WDC+VFD** começa a apresentar economias acumuladas relativamente a esta última.

Conclui-se portanto que do ponto de vista económico, a solução passaria por recomendar a instalação da opção **McQuay WDC+VFD** dado o seu reduzido período de retorno do investimento (2,31 anos) e significativas economias de custos de exploração (22% face ao modelo tomado como base).

A opção final teria que ter em consideração as garantias dadas pelos fabricantes das duas marcas, análise da experiência das equipas de manutenção em unidades análogas e a prontidão na reposição de *Spare*s ou peças de substituição. O Edifício em causa, devido á criticidade dos diversos sistemas informáticos ali instalados, implicava que a solução final deveria garantir a questão de fiabilidade,

assistência técnica rápida, e por último o custo económico. Foi decisão da PT, que a decisão final recaísse sobre a Solução da **TRANE, com o Modelo CVGF 800 – 1000**. É este o equipamento que atualmente designamos por CH3, dotado da capacidade de arrefecimento de 2200 kW.

5.2 Solução para o CH4 (3500 kW) e Novo Coletor Hidráulico

5.2.1 Introdução

A central existente foi dimensionada numa altura em que se previa como ampliação máxima futura a instalação de uma quarta unidade CH4 (unidade arrefecedora de água gelada) com 2200 kW de capacidade de refrigeração. A evolução do programa do edifício, especialmente a decisão de instalar um novo *DataCenter* (com necessidades de arrefecimento, na sua fase final de instalação, de perto de 3.000KW) mas também a constante ampliação das zonas afetadas, noutras locais, a equipamentos de telecomunicações e informática necessitando de significativas potências de arrefecimento obrigaram a preparar a central de produção de frio para uma capacidade futura de 9.000KW de potência de arrefecimento, com uma redundância de n+1, devendo esta capacidade deverá estar disponível em caso de paragem de uma das unidades produtoras de água arrefecida.

As bombas secundárias de distribuição de água existentes, 10 bombas com o caudal unitário nominal de 44l/s (max), têm capacidade suficiente para distribuir o caudal de água refrigerada necessário até à fase final de ampliação da central (9.196 kW), não se justificando, nesta fase, qualquer intervenção. Atualmente, a carga térmica do Edifício implica o funcionamento de 10 bombas com o caudal nominal de 36 l/s (aproximadamente 7524 kW de potência de arrefecimento).

É crível que num horizonte temporal dos próximos 5 (cinco) anos, exista a necessidade real de se instalar o CH5, com a capacidade de 3,5 MW. Para esta situação, haverá necessidade de ocupar as reservas previstas no coletor “H” e instalar bombas no secundário, adicionais, para permitir a carga até 12,5 MW (9 MW + 3,5 MW), ou seja o caudal máximo de aprox. 600 l/s.

5.2.2 Instalação de Novo Coletor Hidráulico “H”

Os coletores anteriores existentes, de diâmetro nominal DN500, não tinham diâmetro nem comprimento suficiente para permitirem a sua utilização até à fase final de ampliação da central, pelo que, foi instalado um novo coletor, com desacoplamento hidráulico, com diâmetro nominal DN800, preparado para receber as ligações das atuais e futuras unidades arrefecedoras (CH’s). O coletor dispõe ainda de pontos para ligação a unidades de absorção associados a eventual sistema de cogeração que venha a ser instalado no edifício. O coletor aqui referido foi objeto de estudo detalhado, em CFD, para a correta definição da melhor solução a instalar. Foi optada a solução em

“H”, em detrimento da solução “U” e de outras, face ao constrangimento espacial e desempenho hidráulico.

5.2.3 Instalação do CH4 e Torres 8 a 12

Foi assim necessário proceder à instalação de um CH4 com a capacidade térmica de 3.500KW, de torres de refrigeração necessárias ao arrefecimento do seu condensador e ainda as bombas e redes hidráulicas respetivas. O evaporador do CH4 foi ligado às saídas previstas para o efeito no novo coletor “H”, de água refrigerada, objeto da simulação no capítulo 3.4.

O sistema de arrefecimento do condensador do CH4, esta totalmente separado do sistema das torres existentes, existindo apenas uma ligação, normalmente fechada, às bombas de circulação de água para o sistema *DualFluid* (sistema de arrefecimento dos condensadores a água das unidades de *Close Control*). Esta opção justificou-se pelo facto de as torres de arrefecimento terem um carácter especialmente crítico neste sistema já que são necessárias para o funcionamento do sistema normal de produção de arrefecimento, CH’s na central térmica, como também para o sistema de arrefecimento de emergência (sistema *DualFluid*).

O CH4 é arrefecido por cinco torres, ligadas por sistema hidráulico autoequilibrado (retorno inverso), com uma redundância de n+1, ou seja, uma torre poderá estar parada mesmo com o CH4 a plena carga.

Por uma questão de fiabilidade do serviço e satisfação pelo desempenho global da unidade CH3, da marca TRANE, a PT induziu na sua preferência por uma unidade CH4, também da mesma marca e características construtivas. Nesse sentido haveria que estudar dois cenários:

- Um primeiro onde se avaliaria a possibilidade de se efetuar um *upgrade* da unidade CH3 e passa-la para a potência de 3500 kW; esta solução implicaria um pequeno ajuste na instalação hidráulica e elétrica existente à data; contudo satisfaria a potência total por pouco tempo sendo que seria solicitada à unidade CH2, maior atividade com consumos maiores dado esta ser menos eficiente;
- Um segundo onde se instalaria uma unidade completamente nova, com 3500 kW, implicando a reformulação integral da central a nível hidráulico e elétrico. Neste cenário seria necessário prever o aumento da carga de arrefecimento devido a possíveis contratos para *DataCenters* adicionais bem como, níveis de redundância aceitáveis para a atividade crítica do Edifício.

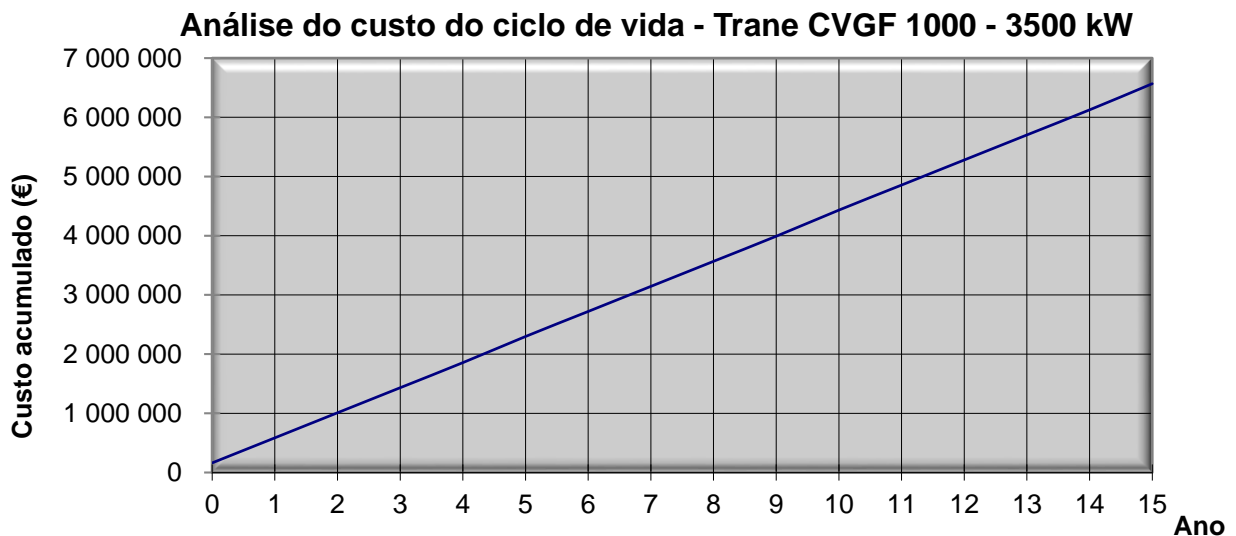


Gráfico 3 – Análise do Custo do ciclo de vida da unidade CH4 – CVGF 1000

Os preços atuais de fornecimento da unidade CH4, foram obtidos da Trane (ver anexo).

A conversão de 2200 kW para 3500 kW, com o custo estimado de 106.545€, afigura-se como um valor elevado face ao custo da instalação da unidade CH4 preparada para 3500 kW.

No que se refere à eficiência energética não há grandes diferenças entre as duas soluções. Em conformidade com a proposta da Trane (ver anexo), calculou-se os seguintes EER nominais:

- **Unidade CH4 de 2 200 kWEER = 6,18**
- **Unidade CH4 de 3 500 kWEER = 6,20**

Os valores acima indicados mostram a racionalidade económica da opção pela capacidade de 3500kW dado ainda que:

- O espaço ocupado por uma unidade CH de 3500 kW é idêntico ao espaço ocupado por uma de 2200 kW,
- A opção por unidades CH de 3,5MW permite que a ampliação da capacidade, até aos 12MW, seja feita dentro dos limites atuais da central,
- A opção por unidades CH de 2,2MW obrigaria a ocupar outros espaços fora dos atuais limites da central,
- A opção por Unidades CH de 2,2MW, conduz a maiores custos de exploração dado o maior número de equipamentos que são necessários para perfazer a potência de arrefecimento necessária.

5.3 Solução para a BC1 (864 kW)

5.3.1 Recuperação de calor na Bomba de Calor e produção de água refrigerada

O edifício era servido por duas caldeiras a gás natural com a potência térmica útil unitária de 250 kW, totalizando 500 kW instalados. A temperatura de distribuição de água quente para os sistemas de climatização é de 55°C.

A produção de calor foi dimensionada apenas para o Bloco B, tendo a utilização do edifício demonstrado a necessidade de aquecimento igualmente em áreas significativas do Bloco A. As necessidades de aquecimento globais do edifício, Bloco A e Bloco B, são de aprox. 900 kW tornando-se necessária a ampliação da capacidade de produção de calor.

Na fase de estudo foram analisadas as seguintes alternativas de reforço da produção de calor;

- Instalação de mais uma caldeira a gás, com 400 kW de capacidade,
- Reforço da produção de calor através de bomba de calor água/água, de 400 kW, aquecida pela água do circuito de arrefecimento dos condensadores dos CH's existentes,
- Reforço da produção de calor através de bomba de calor água/água, de 900 kW, aquecida pela água do circuito de arrefecimento dos condensadores dos CH's existentes (nesta solução as caldeiras existentes ficariam apenas como reserva),
- Reforço da produção de calor através da recuperação de calor do condensador de CH arrefecido a ar, com a capacidade de 400 kW,
- Reforço da produção de calor através de CH/bomba de calor água/água, de 400 kW, de duplo efeito produzindo simultaneamente água quente a 55°C e água arrefecida a 7°C,
- Reforço da produção de calor através de CH/Recuperação de calor água/água, de 900 kW, de duplo efeito produzindo simultaneamente água quente a 55°C e água refrigerada a 7°C (nesta solução as caldeiras existentes ficariam apenas como reserva).

O estudo efetuado apontou para a adoção da última solução acima descrita pelas seguintes razões;

- a) Apresenta um muito baixo custo de exploração que conduz a um período de cerca de um ano para o retorno simples do investimento realizado, quando comparado com o investimento necessário para implementar a solução base (Caldeiras a gás),
- b) Existem equipamentos semelhantes no mercado, com provas dadas em obras de referência em Lisboa, que permitem evitar os riscos associados a soluções tecnológicas ainda não experimentadas no nosso mercado,
- c) As soluções bomba de calor ligadas ao circuito de condensação apresentam resultados muito próximos das soluções de CH/bomba de calor água/água, no entanto estas soluções têm ainda reduzida penetração no mercado europeu,

- d) A solução de CH a ar torna-se desinteressante já que apresenta o maior custo de investimento, não conseguindo, apesar disso, aproximar-se dos custos de exploração das soluções água/água,
- e) A solução CH/Recup calor de duplo efeito apresenta a vantagem adicional de aumentar a fiabilidade da produção de frio (crítica neste edifício) dado que este equipamento poderá, em caso de emergência, socorrer a produção de água arrefecida com a capacidade de aproximadamente 900KW de potência de arrefecimento.

Dada a natureza desta Dissertação e âmbito de estudo, não irei aprofundar os cálculos de viabilidade económica que levaram à decisão tomada; contudo e no âmbito da ampliação da capacidade de arrefecimento, apresento alguns dados do estudo:

Estimativa do Custo de um Ciclo de Vida para o equipamento de Aquecimento - -C1

Descrição	unid	Solução1 Caldeiras a Gas de 400kW	Solução2 CH Recup Ar/Ag de 400kW	Solução3 CH Recup Ag/Ag de 400kW	Solução 4 CH Recup Ag/Ag de 900kW	Solução 5 B.Calor Ag/Ag de 400kW	Solução 6 B.Calor Ag/Ag de 900kW
Estimativa de Custo da Obra	K€	98,3	177,3	124,3	170,3	136,3	166,3
Investimento	K€	-	79,0	26,0	72,0	38,0	68,0
Consumo de gás	K€	75,1	24,0	20,2	0,0	10,0	0,0
Consumo de eletricidade	K€	1,0	34,1	19,9	27,3	23,0	20,1
Eletricidade não consumida na central de frio	K€	0,0	-11,9	-8,2	-11,2	-1,0	-1,2
Água não consumida nas torres	K€	0,0	-4,5	-3,1	-4,2	-2,5	-2,9
Custo de exploração anual	K€	76,1	41,8	28,9	11,9	29,5	16,0
Redução de custos de exploração	K€	0,0	34,3	47,2	64,2	46,6	60,0
Período de retorno simples	anos	-	2,30	0,55	1,12	0,82	1,13
Custo de um ciclo de vida de 15 anos	K€	1 239,7	804,5	557,9	348,4	578,6	407,0

Tabela 16– Estimativa de Custo do Ciclo de Vida para BC1

Sobre as diversas soluções, poderemos constatar que o sistema que trará maior economia será o da solução 4, com uma unidade arrefecedora de água arrefecida, equipada com recuperador total, do tipo água/água.

Neste sentido, a Solução 4-“CH com Recuperação, água/água e com potência de 900KW” foi a selecionada para aportar a capacidade de aquecimento e ao mesmo tempo constituir um reforço de potência de arrefecimento, em caso de emergência na Central térmica.

Em resumo, o gráfico do custo do ciclo de vida a 15 anos ficara assim traçado:

Análise do custo de um ciclo de vida para Sistema de Aquecimento - BC1

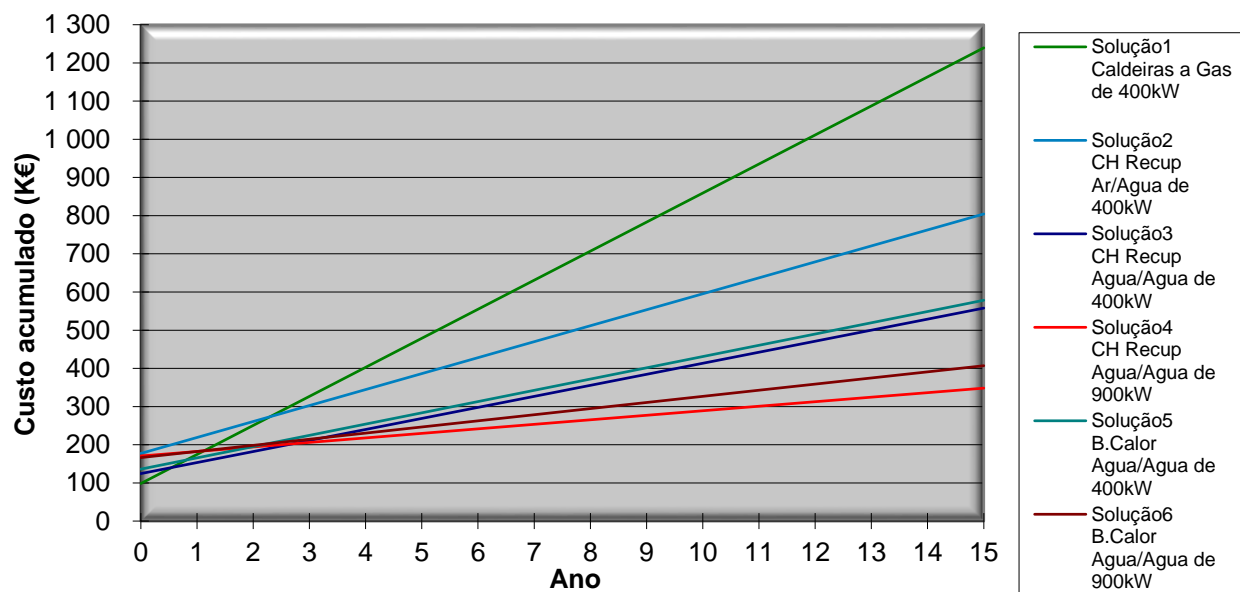


Gráfico 4 – Analise do Ciclo de vida para a unidade de Aquecimento – BC1

6. Instruções de parametrização e programação do sistema de Controlo

6.1 Sinóptico da Central

O sinóptico da figura 32 representa o conjunto de equipamentos produtores de água arrefecida, responsáveis pelo arrefecimento dos sistemas e ambiente do Edifício em estudo.

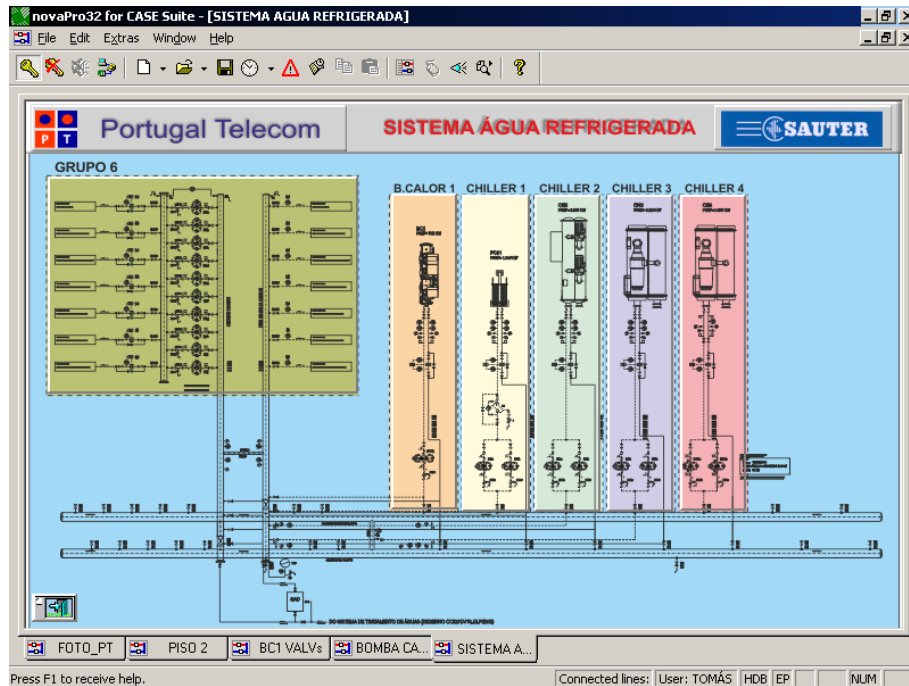


Figura 32– Sinóptico do Sistema de produção de água arrefecida ou refrigerada

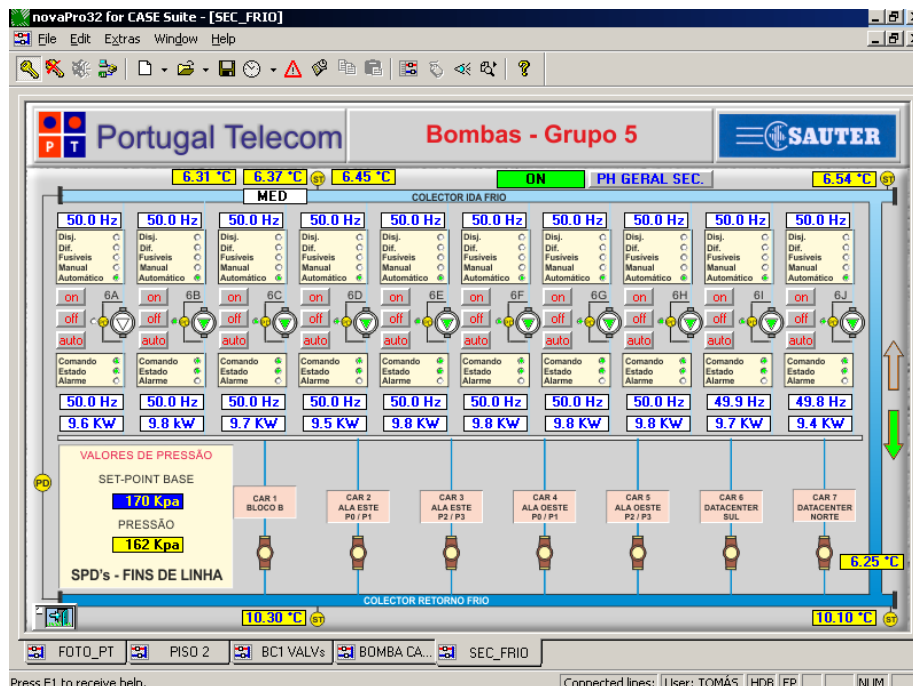


Figura 33– Sinóptico com as Bombas de caudal variável do Secundário

6.2 Descrição da ampliação CH4

O controlo e visualização dos pontos referentes ao sistema de produção de água arrefecida patentes neste módulo descritivo. Este sistema inclui equipamentos novos como CH4, os grupos de bombas associados e também as torres de refrigeração (Torre 8 a 12). Foram também instalados contadores de energia térmica para a produção de água fria.

No sinóptico do menu da central térmica, foram efetuadas algumas modificações que permitem o acesso aos novos equipamentos. Podemos assim aceder ao novo diagrama do circuito de água a refrigerada ou diretamente à unidade de produção CH4.

No sinóptico do Sistema de Água Refrigerada podemos aceder a cada um dos equipamentos de produção (CH1 a CH4 e BC1), bem como aos coletores e bombas do circuito secundário.

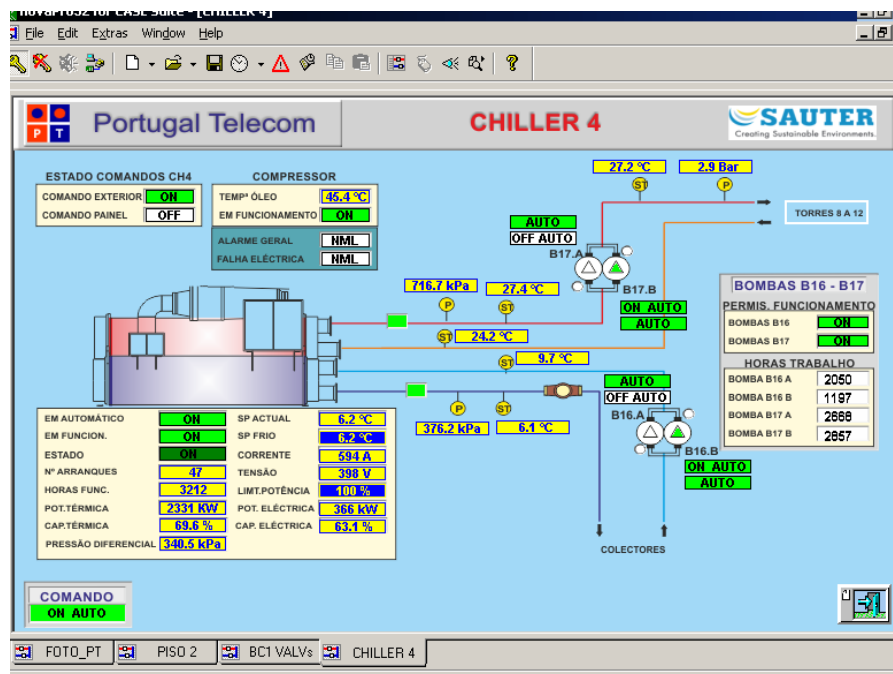


Figura 34 – Sinóptico do CH4

No sinóptico do CH4, podemos visualizar os pontos referentes ao equipamento, obtidos através de comunicação Modbus. Também estão disponíveis alguns dos pontos associados aos grupos de bombas (B16 e B17).

6.3 Modo de Funcionamento do CH4

Unidade arrefecedora – CH4 - dado a sua maior eficiência energética, esta unidade deverá ter um funcionamento prioritário em relação às unidades existentes, ie, deverá ser colocado sempre em primeiro lugar das sequências de funcionamento. Nos restantes aspetos a unidade CH4 funcionará de forma idêntica as unidades CH1, CH2 e CH3 existentes, sendo integrado no

algoritmo existente de comando da Central.

Bombas De Circulação – B16 & B17 – permissão de arranque e paragem das bombas é efetuada pelo CH4, através de sinais obtidos pelo protocolo de comunicação. Os pares de bombas B16a/b, B17a/b funcionarão, cada um, com uma das bombas como reserva. O sistema de gestão igualiza o número de horas de funcionamento das duas bombas, de cada par. A rotação da bomba é feita através de horário. Durante este período o sistema coloca as duas bombas em funcionamento de modo a manter o funcionamento da instalação. No final a bomba em funcionamento será aquela com menor número de horas de funcionamento. Em caso de avaria da bomba, que se encontra em funcionamento, o sistema de gestão dará automaticamente, ordem para arrancar a bomba de reserva. Estas bombas possuem variador de velocidade, o que permite ao operador alterar o ponto de funcionamento das mesmas. Para além disso a comunicação Modbus permite a leitura de vários parâmetros do seu funcionamento.

6.4 Modo de Funcionamento da BC1

Unidade arrefecedora Bomba de calor– BC1 - Dada a necessidade de prever potência de aquecimento para o Edifício, nos meses em que existe necessidade de o efetuar, a unidade BC1 portar-se-á como uma unidade do tipo CH, em que irá produzir água aquecida e ao mesmo tempo absorver energia térmica no evaporador, arrefecendo a água do processo no regime de 7 / 12 °C. Este contributo resulta uma vez que a energia térmica para aquecimento é em grande parte, a energia que retiramos dos sistemas que necessitamos arrefecer.

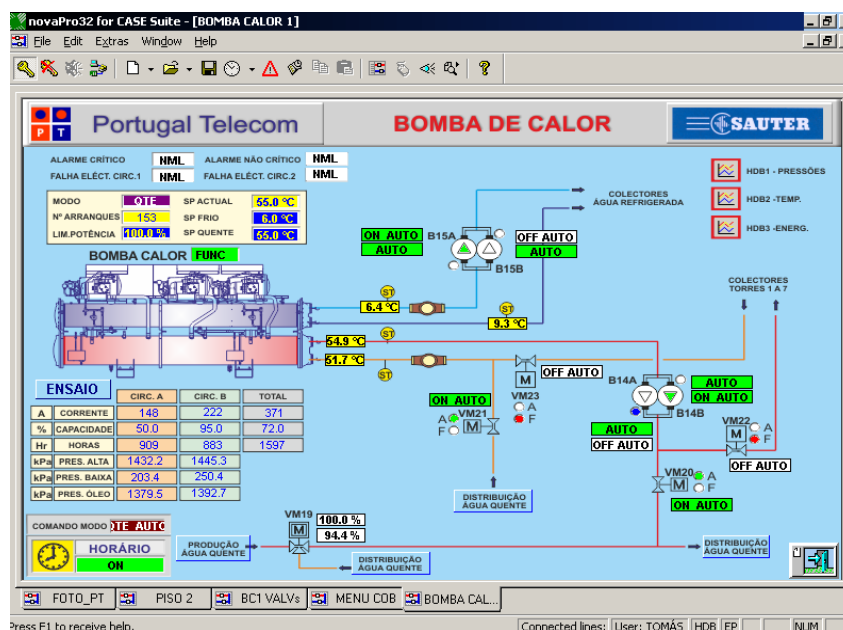


Figura 35 – Sinóptico da unidade BC1

6.5 Funcionamento da Central Térmica de arrefecimento

6.5.1 Descrição Geral

Neste momento existem quatro unidades de arrefecimento de água instalados na central térmica, que podem disponibilizar 9000 kW de potência. A estas acresce a potência, de frio, da BC1 em 864 kW.

As unidades em causa serão colocadas em serviço, de acordo com uma sequência pré definida e que se inicia com o equipamento mais eficiente - CH4. Em seguida teremos o CH3 e o CH2. Por fim o CH1 que é o menos eficiente deste conjunto.

A BC1 participa na produção de água fria apenas quando existir necessidade de aquecimento no complexo Picoas. No entanto o operador poderá à forçar o modo de funcionamento da mesma quando desejar.

6.5.2 Fluxograma da Central

O algoritmo de controlo da central ópera com base na leitura da temperatura da água, no coletor de ida do secundário (Ti). Para maior segurança, existem dois sensores, instalados neste ponto. No sistema GTC, o operador poderá definir se a medida de controlo será a média de ambas as medidas, o valor de um ou outro sensor, ou o valor mais baixo de ambos. Este valor de controlo é então comparado com dois limites, de máximo e de mínimo, que são definidos e ajustados pelo operador.

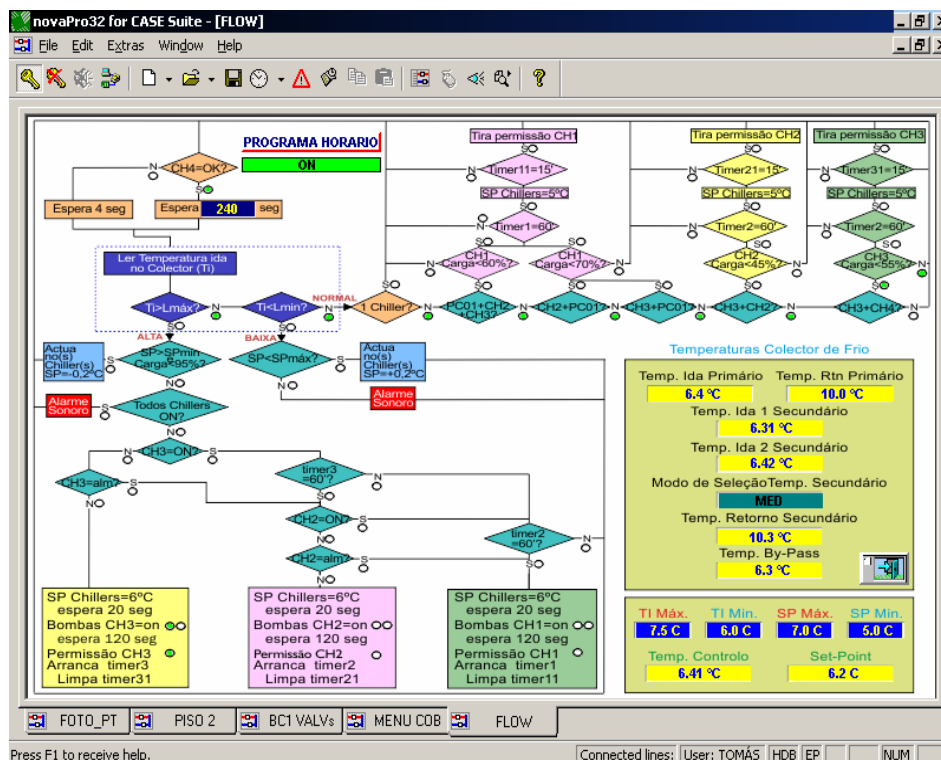


Figura 36– Fluxograma que traduz o algoritmo de controlo real e efetivo

Quando o CH4 está em funcionamento o sistema entra num ciclo onde ao fim de cada 240 segundos é analisado o valor de Ti. No caso de o CH4 estar parado ou com sinal de avaria, este período será reduzido, automaticamente, para 4 segundos.

Da análise da Ti surgem três alternativas: Ti normal (dentro dos parâmetros); Ti maior que o nível máximo; Ti menor que o nível mínimo. Cada uma destas alternativas despoleta ações diferentes:

- Se Ti normal, o algoritmo irá verificar:
 - Quais os CH's em funcionamento;
 - Nos CH's em funcionamento, verificar qual a percentagem de carga;
 - Se uma carga estiver abaixo de um determinado limite, iniciam-se as ações para parar a respetiva unidade CH em causa.
- Se Ti superior ao máximo, o algoritmo irá verificar:
 - Se o set-point do CH4 se encontra já no nível mínimo;
 - Se não estiver, inicia-se uma ação para baixar o *set-point*;
 - Se já à estiver, no mínimo, iniciam-se as ações para o arranque do CH seguinte.
- Se Ti inferior ao mínimo, o algoritmo irá verificar:
 - Se o set-point do CH4 se encontra já no nível máximo;
 - Se não estiver inicia-se uma Ação para aumenta o *setpoint*;
 - Se já estiver, no máximo iniciam-se as ações para a paragem do CH seguinte.

A sequência de arranque de um CH inclui as seguintes ações:

- Set-point dos CH's em funcionamento, colocado em 6 °C;
- Comando para bombas do evaporador e do condensador;
- Comando de arranque para o CH.

A paragem de um CH só acontece depois de ter passado pelo menos uma hora, sobre o seu arranque e se a potência térmica produzida for inferior ao limite escolhido pelo operador. A sequência de paragem será a seguinte:

- *Set-point* dos CH's em funcionamento colocado em 5 °C;
- Temporização de espera de 10-15 minutos para estabilizar a temperatura da água;
- Retira permissão de funcionamento ao CH objeto de paragem;
- Após 5-10 minutos, efetua paragem das bombas do evaporador e do condensador do CH objeto de paragem.

6.5.3 Contadores De Entalpia

Nesta fase foram instalados 5 (cinco) contadores de entalpia. Foram instalados nas tubagens de água refrigerada dos CH's e da bomba de calor BC.

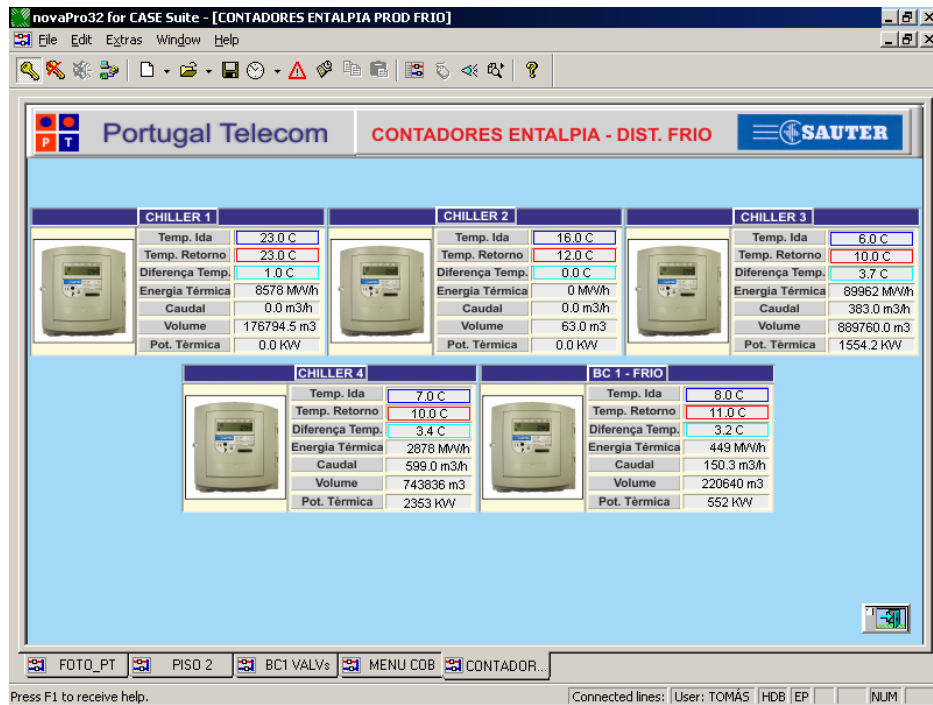


Figura 37 – Contadores de Entalpia das unidades arrefecedoras CH's e BC

7. Síntese e conclusões gerais do presente estudo

7.1 Conclusões relativas ao esquema de funcionamento hidráulico

A herança da instalação existente, foi redutora das opções técnicas e económicas a tomar. Dentro das restrições, poderemos enumerar as seguintes:

- A instalação terminal existente incluía o controlo através de válvulas de 2 vias, de ação tudo ou nada e modulantes;
- A existência de uma unidade arrefecedora centrífuga da marca McQuay, com a capacidade de 2200 kW, preparada para caudal constante;
- A existência de limitações físicas a nível de espaço em planta, para outros equipamentos hidráulicos adicionais;
- A impossibilidade de se desligar a produção de água arrefecida, uma vez que isto conduziria ao colapso das diversas infraestruturas de *DataCenters* existentes no complexo Fórum Picoas;
- Existência de Coletor secundário DN500, limitado ao caudal de 440l/s (10 bombas x 44 l/s).

Como se pode constatar no capítulo relativos aos sistemas de distribuição hidráulico, a opção técnica e economicamente mais racional, apontava para circuitos CVP – caudal variável no primário. Esta opção, iria colidir com as restrições atrás enumeradas.

Foi assim deliberado que se iria manter a filosofia em CCP – caudal constante no primário e variável no secundário, mitigando os problemas de dimensionamento numa primeira fase (CH3), e o de capacidade térmica instalada numa segunda fase (CH4).

7.2 Conclusões relativas à expansão da capacidade de arrefecimento

Tal como já foi descrito atrás, a instalação com a fase CH4 consumada, e alterado o coletor hidráulico DN 800 no formato “H”, poderá ser “carregada” termicamente até à capacidade de 12,5 MW. Esta capacidade já inclui o potencial de desenvolvimento do Edifício em *DataCenters* adicionais. Devido à tipologia do consumo elétrico e ao potencial de ganho, o coletor está preparado para poder receber água arrefecida proveniente de unidades de absorção (ie., Trigeriação). Estas últimas serão sempre consideradas redundantes, caso se exceda os 12,5 MW.

Também ao nível do secundário, houve que acautelar o aumento de caudal distribuído, de forma variável. A picagem hidráulica DN500 (existente), que interliga os 10 (dez) conjuntos de bombagem, atualmente a funcionar com 360 l/s, poderá ser exponenciada até 440 l/s. Facilmente

se conclui que a carga adicional para atingir os 12,5 MW, será de $12500 \text{ kW} / (4,18 \text{ (Kj/kg.}^\circ\text{C)} \times (11-6) ^\circ\text{C} (\Delta T)) = 597 \text{ l/s}$, isto é, haverá necessidade de “carregar” outra picagem hidráulica com o caudal de 157 l/s.

A simulação em CFD não foi a este nível, dado que procuramos simular, unicamente, a carga real possível até à fase CH4 (máximo de 9000 kW de arrefecimento), combinando os diversos cenários na produção.

A seleção das opções de expansão ao nível do tipo de unidade arrefecedora, foi fundamentada no estudo técnico económico. De fato a componente de fiabilidade, serviços de manutenção e grau de satisfação global, acabou por fazer pender a decisão final em prol destes últimos objetivos, não sonhando a componente LCC. Estas unidades arrefecedoras funcionarão 24 h sobre 24 h, ano após ano, razão pela qual as componentes atrás enunciadas se revestiram de especial importância.

Com a devida distância tecnológica e evolução dos sistemas atuais, será muito prudente e racional, avaliar-se o potencial das unidades arrefecedoras com variação de capacidade através de variadores de frequência de alimentação (*Inverters*). O seu estudo foi aqui tido em consideração, contudo devido à pouca ou quase nenhuma experiência na exploração destes tipo de máquinas, em Portugal e na Europa, optou-se por unidades centrífugas de controlo clássico (*com Slide Vanes*). Este repto fica aqui lançado para a eventual expansão da unidade CH5.

7.3 Validação do modelo geométrico e seu desempenho termodinâmico

As diversas configurações possíveis de carga térmica sobre o coletor “H” ou “U”, constituíram os cenários possíveis de simulação.

Para se validar o modelo de simulação do coletor “H”, efetuaram-se medições no campo, com dados reais, recolhidos através do sistema de GTC. Estes dados encontram-se no anexo 1 e a validação do modelo comprova-se no anexo 25.

No momento de recolha dos dados, a instalação produzia 5138 kW de arrefecimento, com as temperaturas nos diversos ramais do Coletor “H” bem definidas.

7.4 Conclusões relativas à simulação em CFD do coletor “H” vide solução em “U”

Relativamente aos resultados das simulações, constatou-se alguns fatos importantes:

- O défice de caudal entre o primário e secundário é mais gravoso quando só possuímos a unidade CH4 a alimentar a instalação. Nesta situação, e apesar das velocidades dentro do

coletor serem as mais baixas, constata-se o fenômeno de influência direta do caudal de mistura proveniente do retorno do Edifício, na temperatura de ida para o processo. Neste caso não conseguiremos atingir o *set-point* de 6 °C na saída para o consumo do secundário.

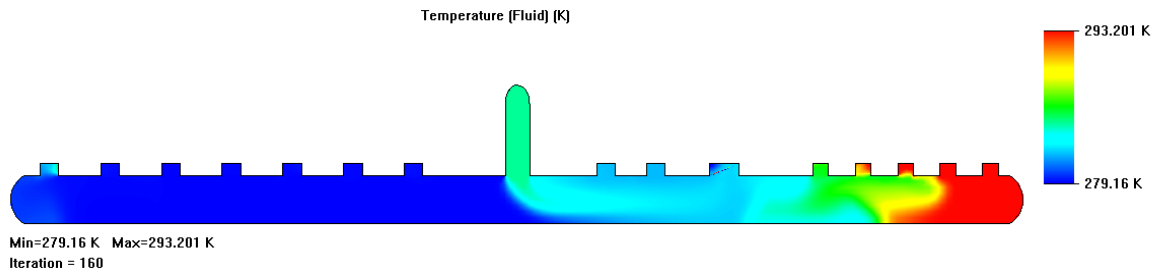


Figura 38 – Mistura no coletor de ida, com CH4 em funcionamento

Esta situação tende a estabilizar quando se colocam mais unidades CH estiverem em funcionamento, equilibrando os caudais de consumo com os da produção. O equilíbrio quase é atingido quando os CH4, CH3 e CH2 estão em funcionamento, totalizando o caudal de produção de 379 l/s (< 360 l/s, o que equivale a um caudal no bypass de 19 l/s).

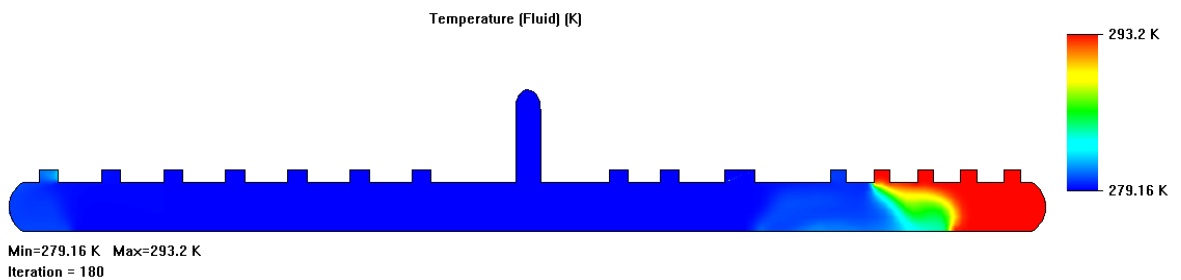


Figura 39 – Constatação da temperatura de ida para o consumo próxima do projetado com CH4+CH3+CH2 em funcionamento

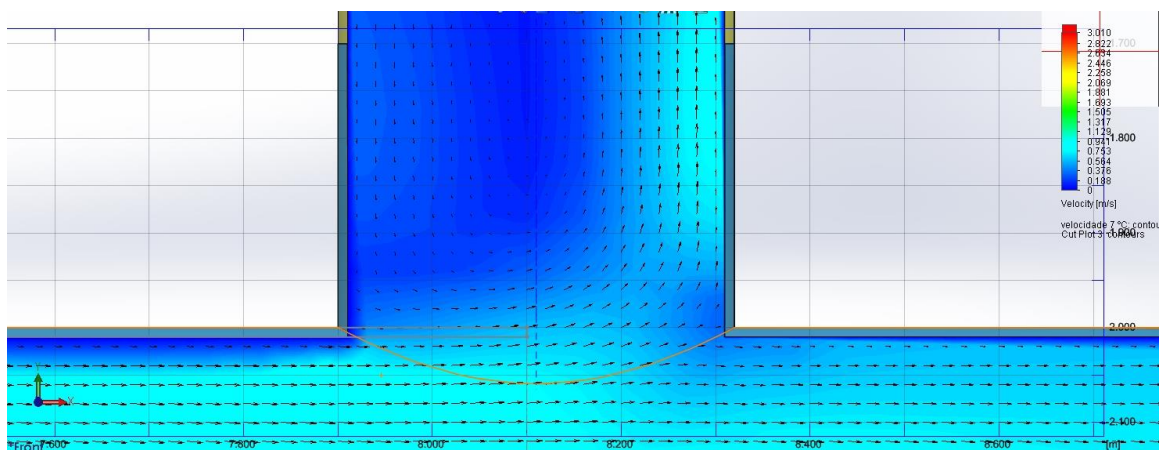


Figura 40 – Vista do *bypass*, onde se constata que o fluxo é ascendente, apesar de haver indução inercial (fluxo descendente apesar de o sentido do caudal ser ascendente em 19 l/s)

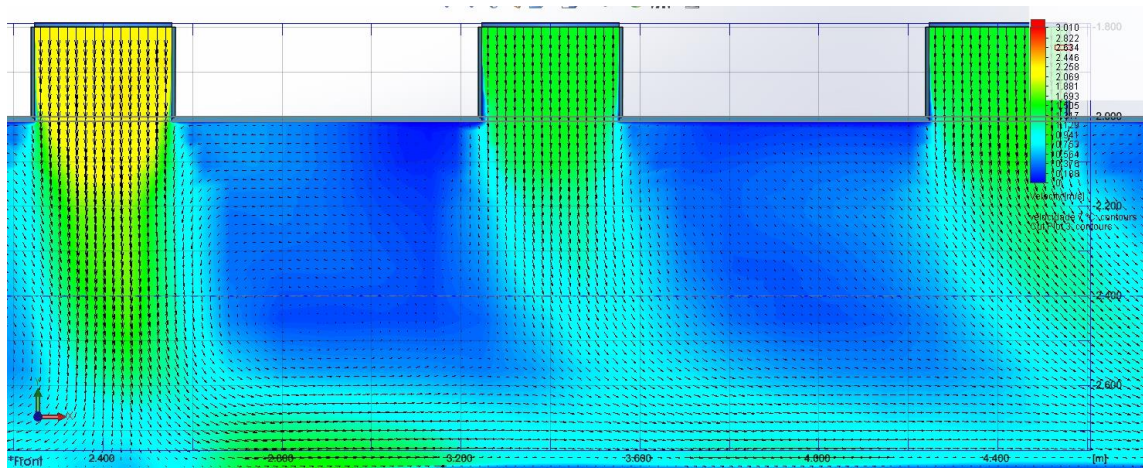


Figura 41 – Pormenor da mistura de água arrefecida proveniente dos CH4, CH3 e CH2 (da esquerda para a direita)

- Com o consumo no secundário estabilizado em 360 l/s, detetamos problemas de vorticidade na saída para o consumo. Este fenómeno torna-se tanto mais gravoso quanto mais oxigénio houver dissolvido na massa de água; o abaixamento súbito de pressão nas zonas de vórtice, cria as condições implícitas à Lei de Henry¹ para que se libertem os gases não condensáveis e os mesmos entrem em contato direto com a superfície metálica da tubagem, oxidando-a. Este fenómeno aumentara de intensidade com o consumo máximo previsto na saída de 440 l/s.

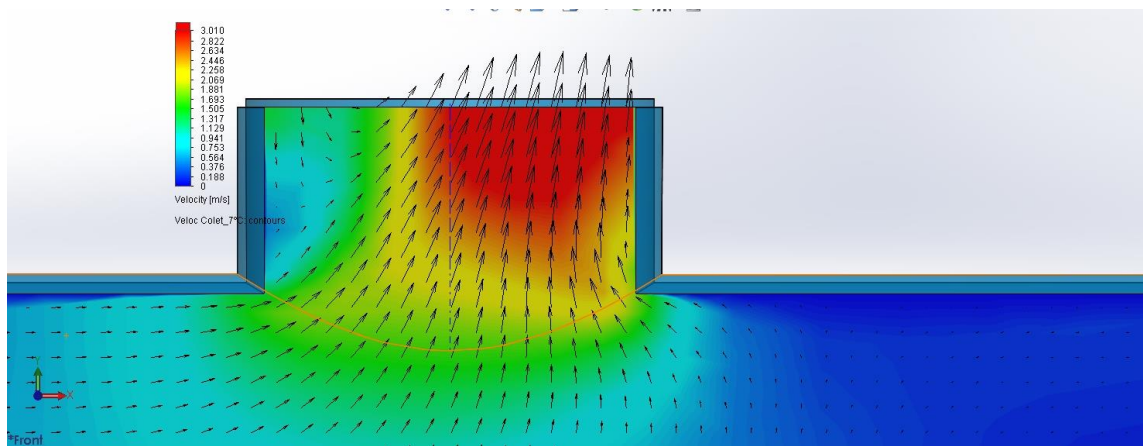


Figura 42 – Vetores de velocidade na saída para o consumo do secundário – Vórtice com possibilidade de cavitação para 360 l/s

¹ Lei de Henry - A dissolução gasosa em líquidos é regida por uma lei conhecida como *Lei de Henry*. Essa lei diz que a solubilidade de um gás em água depende da pressão parcial do gás exercida sobre o líquido. A constante de proporcionalidade utilizada nessa lei varia com o gás e a temperatura, e recebe o nome de *constante de Henry*.

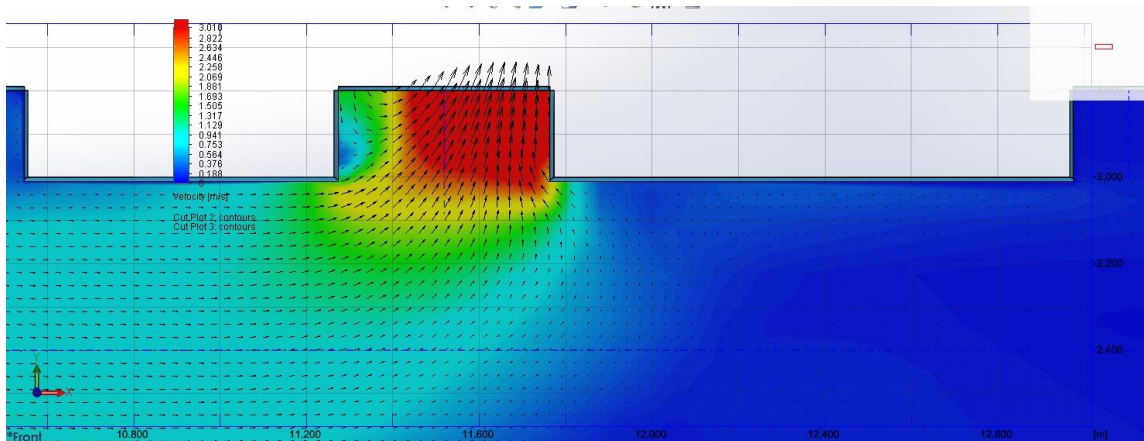


Figura 43 - Vetores de velocidade na saída para o consumo do secundário – Vórtice com possibilidade de cavitação para 440 l/s

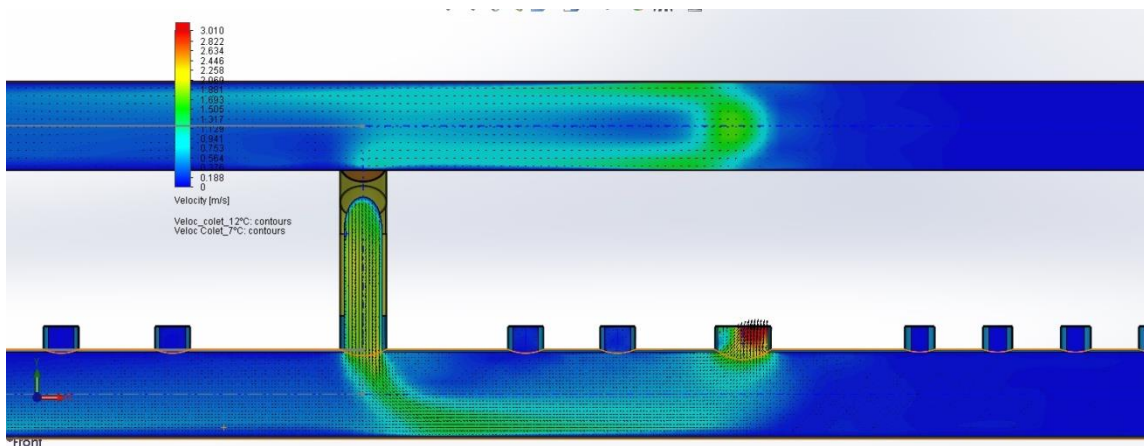


Figura 44 – Vista geral dos dois troços do coletor “H” com vetores de velocidade para 360 l/s e para CH4

- A simulação com o modelo em forma de “U” pretendeu demonstrar que este tipo de coletor, bastante usado no quotidiano pelos projetistas, possui um desempenho menor quando comparado com a solução implantada na forma de “H”. Ao efetuar-se o *bypass* através de uma linha de “ponte” entre o extremo da produção e o extremo do retorno às unidades CH, verificamos que as unidades CH, mais próximas deste *bypass*, irão sofrer com a síndrome de baixo ΔT . Este fenómeno, já retratado atrás, implicará num menor e menos eficiente desempenho termodinâmico do sistema, com consequentes repercussões negativas para a exploração do Edifício.

Temos assistido, em Portugal e ao longo desta última década, fundamentalmente após a entrada em vigor do decreto-lei que implantou o RSECE, a uma crescente aplicação de circuitos hidráulicos do tipo CCP, com caudal variável no secundário. Seria crível, que ao evoluir-se para circuitos hidráulicos mais complexos que o antigo e tradicional esquema de caudal constante ao longo de toda a instalação, os projetistas e instaladores

dimensionassem, com critério e acuidade científica necessária, os coletores hidráulicos de distribuição. Como já constatamos, este elemento da instalação é preponderante no desempenho da mesma e um fator de estabilidade termodinâmica baseado no desempenho hidráulico.

Com a simulação CFD efetuada constatou-se que a solução tomada em instalar um coletor hidráulico na forma de “H”, foi a mais acertada tecnicamente. A evolução do gradiente térmico ao longo do coletor de ida e retorno, demonstra que a solução em “H” possui menos variações térmicas e a mistura de água dentro do coletor permite que o processo seja alimentado com a temperatura mais próxima do projeto, ao mesmo tempo que o retorno às unidades arrefecedoras CH 4 e CH 3, estão menos sujeitas ao fenómeno de síndrome de baixo ΔT . Estes factos ficam demonstrados através dos gráficos adiante expressos.

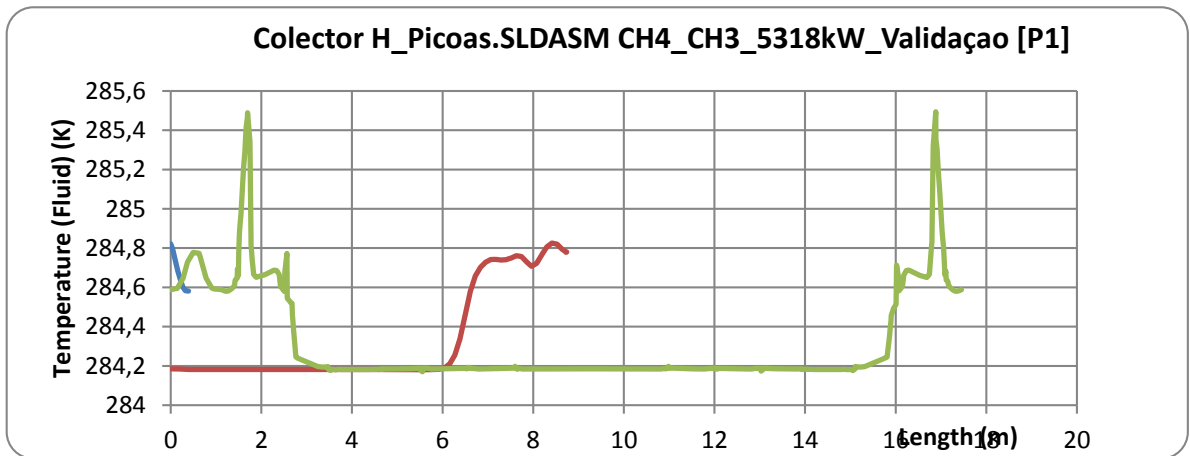


Gráfico 5 – Evolução Térmica no coletor retorno H

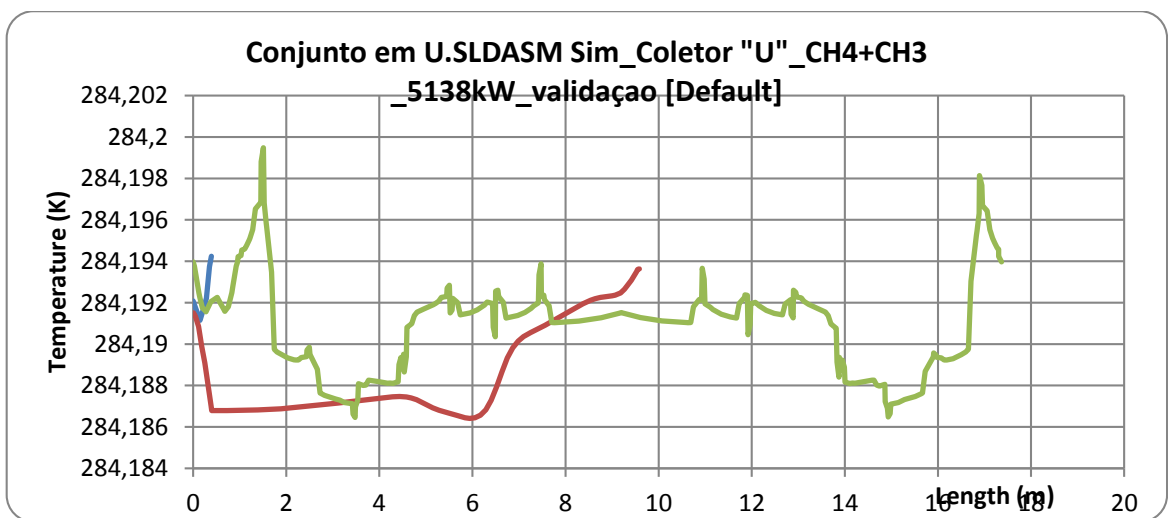


Gráfico 6 – Evolução Térmica no coletor retorno U

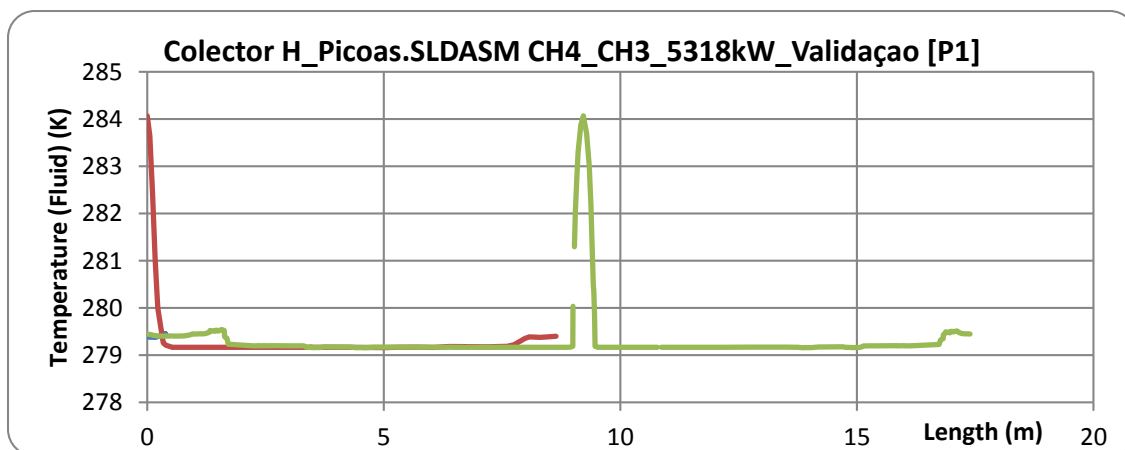


Gráfico 7 – Evolução Térmica no coletor Ida H

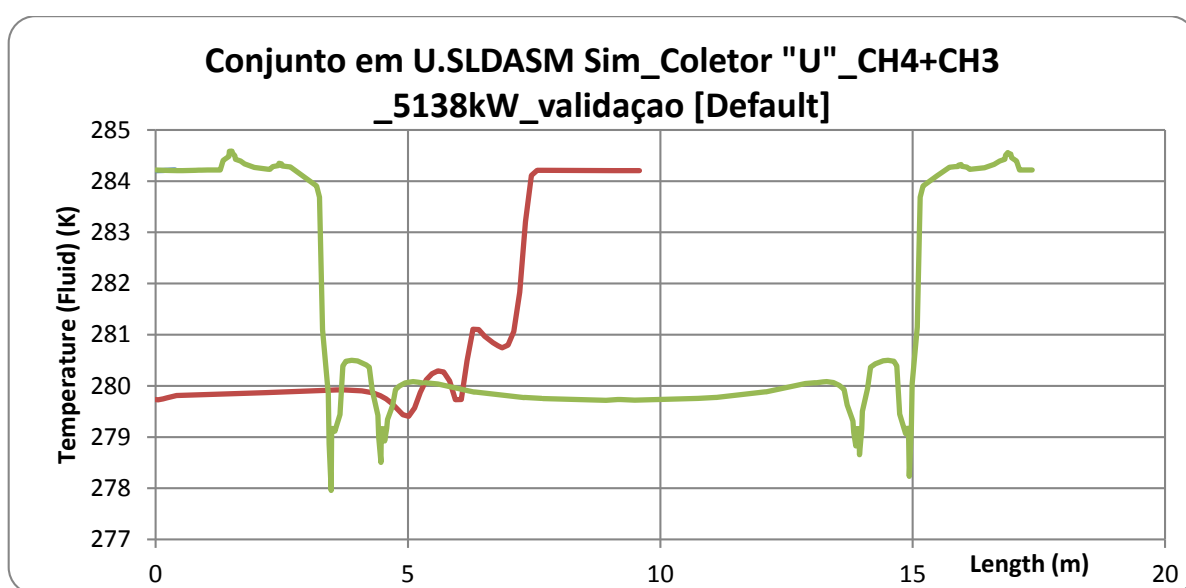


Gráfico 8 - Evolução Térmica no coletor Ida U

7.5 Legado e trabalhos futuros

Decorrente da cada vez mais exigente legislação e certificação energética em sistemas de Climatização associados aos setores terciário e Industrial, e da tendência em possuir-se equipamentos cada vez mais eficientes, não é menos verdade que o desempenho hidráulico dos sistemas adquiriu maior preponderância, como pudemos constatar ao longo deste trabalho.

Pretendo com este legado, que num futuro próximo, os colegas de Engenharia possam trabalhar outros métodos de distribuição hidráulica que alguns fabricantes tem disponibilizado no mercado, e concluir-se da sua eficácia e eficiência quando aplicados a centrais térmicas produtoras de água arrefecida. Muitas vezes os projetistas são confrontados com este tipo de produto, sem conhecerem

a génese do seu fundamento teórico e a aplicabilidade em casos reais (Exemplo das “garrafas” térmicas, dos depósitos de inércia com quadrupla ligação hidráulica, etc).

Para que tal possa acontecer, disponibilizarei aos interessados, todos os resultados e informação específica obtida em *Flowsimulation* e *Solidworks*

O autor,

Carlos Jose Branco Antunes, Aluno nº 13378

8. BIBLIOGRAFIA





























- [1] Çengel, Yunus A.; Boles, Michael A.: Thermodynamics, International Edition. McGraw Hill, 1994
- [2] ASHRAE: 2009 ASHRAE Handbook, Fundamentals – SI Edition
- [3] FOX, R.W.; McDONALD, A.T.; PRITCHARD, P.J. Introdução à mecânica dos fluidos. Rio de Janeiro: LTC, 2006
- [4] BARBOSA, F. 2007. Simulação numérica 3D do enchimento de compartimentos de reservatórios utilizando o método dos elementos finitos. USP -S-o Paulo
- [5] NOVAIS-BARBOSA, J. 1985. Mecânica dos fluidos e hidráulica geral, volumes 1 e 2, Porto Editora
- [6] PRANDTL, L. 1952. Guide à traves de la mécanique des fluides. Dunod, Paris
- [7] STREETER, V.L., WYLIE, E.B. 1982. Mecânica dos fluidos, McGraw-Hill. Do Brasil Ida
- [8] Hoffman J. & Johnson C. (2006). Computational Turbulent Incompressible Flow. Volume 4, Applied Mathematics: Body & Soul.
- [9] Warrendale. Oliveira, L. A. & Lopes, A. G. (2010). Mecânica dos Fluidos. 3ª Edição, ETEP. Lisboa
- [10] SolidWorks Flow Simulation. (2010). Technical Reference. Dassult Systemes SolidWorks. SolidWorks Flow Simulation. (2010). Tutorial. Dassult Systemes SolidWorks. Tu, J. & Yeoh, G. H. & Liu, C. (2008).
- [11] Computational Fluid Dynamics A Practical Approach. First edition, Elsevier. Burlington. White, F. M. (2002).
- [12] Mecânica dos Fluidos. 4ª Edição, McGraw-Hill. Rio de Janeiro.
- [13] Crowther, Hugh. July 2003, “Seminar on Chilled Water Plant Design: Variable Flow Systems and Low Delta T Syndrome.” Sponsored by McQuay International.
- [14] Durkin, Thomas H. November 2005, “Evolving Design of Chiller Plant.” ASHRAE Journal 47: 11: 40-50.
- [15] Hyman, Lucas B. and Little, Don. February 2004, “Overcoming Low Delta T, Negative Delta P at Large University Campus.” *ASHRAE Journal*. 46: 2: 28-34.
- [16] Taylor, Steven T. February 2002, “Primary-Only vs. Primary-Secondary Variable Flow Systems.” *ASHRAE Journal*. 44: 2: 25-29.
- [17] ITT Fluid Technology Corporation, 1996, Large Chilled Water Systems Design Workshop Manual
- [18] Kelly, D.W. and Chan, T., “Optimizing Chilled Water Plants,” *Heating/Piping/Air Conditioning*, January 1999, pp. 145–7
- [19] Schwedler, M., PE and Bradley, B.; “An Idea for Chilled-Water Plants Whose Time Has Come...Variable-Primary-Flow Systems,” *Engineers Newsletter*, Volume 28, No. 3, The Trane Company, 1999.
- [20] Taylor, S. T.; “Degrading Delta-T in New and Existing Chilled Water Plants,” *Cool Sense National Forum on Integrated Chiller Retrofits*, Lawrence Berkeley National Laboratory and Pacific Gas & Electric, September 1997.
- [21] Waltz, J. P., PE, CEM; “Don't Ignore Variable Flow,” *Contracting Business*, July 1997, pp. 133–144.
- [22] Kirsner, W.; “The Demise of the Primary-Secondary Pumping Paradigm for Chilled Water Plant Design,” *Heating/Piping/Air Conditioning*, November 1996.
- [23] ITT Fluid Technology Corporation, 1996, Large Chilled Water Systems Design Workshop Manual
- [24] Durkin, Thomas H. November 2005, “Evolving Design of Chiller Plant.” ASHRAE Journal 47
- [25] Tabelas, Mapas de consumo, perfis e LCC - Carlos Lisboa Lda
- [26] Spirotech, Produtos, 2009

Sites consultados:

- ✚ http://pt.wikipedia.org/wiki/Equa%C3%A7%C3%B5es_de_Navier-Stokes#Turbul.C3.AAncia
- ✚ http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:cvlga_NgvzIJ:www-f1.ijs.si/~rudi/sola/jure.ps+navier+stokes+turbulence&cd=22&hl=pt-PT&ct=clnk&client=firefox-a
- ✚ http://www.esi-cfd.com/esi-users/turb_parameters/
- ✚ http://en.wikipedia.org/wiki/Turbulence_kinetic_energy
- ✚ http://pt.wikipedia.org/wiki/Equa%C3%A7%C3%B5es_de_Navier-Stokes
- ✚ http://pt.wikipedia.org/wiki/Lei_de_Henry
- ✚ [http://www.duvalschools.org/static/aboutdcps/departments/facilities/guidelines/15700%20\(TG-JH\)%20HVAC%20guide.pdf](http://www.duvalschools.org/static/aboutdcps/departments/facilities/guidelines/15700%20(TG-JH)%20HVAC%20guide.pdf)
- ✚ http://pt.wikipedia.org/wiki/Din%C3%A2mica_dos_Fluidos_Computacional
- ✚ <http://www.spirotech.com/en/products/hydraulic-separators/>

9. ANEXOS

Os anexos possuem 669 ficheiros, totalizando 2455 MB de capacidade.

-  Anexo 1 - Resultados das medições na instalação real
-  Anexo 2 - Especificação técnica da Unidade arrefecedora CH3
-  Anexo 3 - Especificação técnica da Unidade arrefecedora CH4
-  Anexo 4 - Especificação técnica da Unidade arrefecedora BC1
-  Anexo 5 - Especificação técnica das alternativas à Trane
-  Anexo 6 - Resultados da Simulação - Coletor H - CH4
-  Anexo 7 - Resultados da Simulação - Coletor H - CH4+CH3
-  Anexo 8 - Resultados da Simulação - Coletor H - CH4+CH3+CH2
-  Anexo 9 - Resultados da Simulação - Coletor H - CH4+CH3+CH2+PC1
-  Anexo 10 - Resultados da Simulação - Coletor H - CH4+CH3+CH2+PC1+BC1
-  Anexo 11 - Resultados da Simulação - Coletor H - CH4+CH3+CH2+BC1
-  Anexo 12 - Resultados da Simulação - Coletor U - CH4
-  Anexo 13 - Resultados da Simulação - Coletor U - CH4+CH3
-  Anexo 14 - Resultados da Simulação - Coletor U - CH4+CH3+CH2
-  Anexo 15 - Resultados da Simulação - Coletor U - CH4+CH3+CH2+PC1
-  Anexo 16 - Resultados da Simulação - Coletor U - CH4+CH3+CH2+PC1+BC1
-  Anexo 17 - Resultados da Simulação - Coletor U - CH4+CH3+CH2+BC1
-  Anexo 18 - Análise Comparativa Coletor H e U
-  Anexo 19 - Análise técnica e económica do BC1
-  Anexo 20 - Análise técnica e económica do CH3
-  Anexo 21 - Análise técnica e económica do CH4
-  Anexo 22 - Diagramas de Loop de controlo sobre os CH's
-  Anexo 23 - Fotos da Instalação
-  Anexo 24 - Desenhos de Preparação e Instalação do CH3, CH4, Torres e Coletor H
-  Anexo 25 - Validação do modelo CFD do coletor H
-  Anexo 26 - Resultados da Simulação - Coletor H - CH4+CH3+CH2+PC1_440
-  Anexo 27 - Validação do modelo CFD do coletor U
-  Anexo 28 - Video Naviworks da Central