



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**

**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Especialização em Energia Térmica

**Análise de viabilidade de um sistema de trigeriação  
com energia proveniente de biogás**

*Gil Alves de Castro*

Orientador: Professor Doutor Szabolcs Varga

Julho de 2018

[Página em branco]

*“Though it was over, his own legacy had just begun.”*

*Ghastly Town*

[página em branco]

## **Resumo**

O setor do leite e dos produtos láteos constitui uma parte importante da economia portuguesa, cuja produtividade média por vaca é ligeiramente superior à média dos países da EU-10. O mercado português pode ser caracterizado por um aumento da produção de leite mas, ao mesmo tempo, pelo abandono da exploração leiteira, especialmente pelos pequenos produtores ( $\leq 30$  cabeças), devido aos baixos preços de venda dos laticínios.

Uma forma de melhorar a competitividade das explorações é reduzir as despesas em energia associadas à sua atividade, aumentando assim os seus resultados financeiros. Na presente dissertação, o aproveitamento dos resíduos orgânicos inerentes à bovinicultura para produzir biogás num sistema de digestão anaeróbia é estudado como uma alternativa viável para os produtores de leite do país, servindo o biogás para gerar calor, eletricidade e frio num sistema de trigeriação.

Para o efeito, realizou-se um trabalho numérico em que se desenvolveu um modelo matemático para uma instalação constituída por um digestor, um motor de ciclo Otto (sistema de cogeração), uma caldeira, um ciclo frigorífico e um permutador de calor onde os resíduos são pré-aquecidos aproveitando-se o calor de condensação do ciclo frigorífico. Foram consideradas duas configurações com dois tipos de ciclo frigorífico diferentes – ciclo de compressão de vapor (configuração A) ou ciclo de absorção (configuração B) – para avaliar as condições em que uma tecnologia é preferível à outra. O modelo foi implementado no programa *EES (Engineering Equation Solver, F-Chart, EUA)* e assume um funcionamento em regime permanente.

O comportamento do sistema é analisado em função de diversas variáveis ambientais, operacionais e de desenho, entre as quais a temperatura ambiente e o grau de pré-aquecimento dos resíduos. Os resultados das simulações indicam que a viabilidade da solução estudada é significativamente influenciada pela temperatura ambiente. O seu aumento contribui para a redução da quantidade de eletricidade produzida, mas favorece de forma mais significativa a produção de calor. Sem apoio da caldeira, a temperatura ambiente mínima necessária para a instalação ser viável é de 7°C no caso da configuração A e de 10°C no caso da configuração B. Apesar de a configuração A permanecer viável a menores temperaturas ambiente do que a configuração B, estima-se que a configuração B requer menos biogás do que a configuração A para temperaturas ambiente superiores a 20°C. O aproveitamento do calor de condensação para pré-aquecer os resíduos antes da sua entrada no digestor também tem uma influência significativa no desempenho da instalação. Aumentar o calor utilizado no pré-aquecimento favorece a produção de calor útil. Verifica-se que a configuração B necessita de recuperar maiores frações do calor de condensação para disponibilizar uma quantidade de calor útil igual à configuração A.

[página em branco]

## **Feasibility analysis of a trigeneration system with energy from biogas**

### **Abstract**

The milk and dairy sector is an important part of the Portuguese economy, whose average productivity per cow is slightly superior to the average of the EU-10 countries. The Portuguese market can be characterized by an increase in milk production but, at the same time, by the abandonment of dairy farming, especially by the smaller producers ( $\leq 30$  heads), due to the low sale prices of dairy products.

One way to improve the farms' competitiveness is to reduce the energy expenditures associated to their activity, thus increasing their financial results. In the present dissertation, the usage of the organic waste inherent to bovine farming to produce biogas in an anaerobic digestion system is studied as a viable alternative for the country's dairy farmers, with the biogas serving to generate heat, electricity and cold in a trigeneration system.

For this purpose, a numerical work was carried out in which a mathematical model for a facility was developed. The facility conceived is comprised of a digester, an Otto cycle engine (cogeneration system), a boiler, a refrigeration cycle and a heat exchanger where the waste is preheated using the refrigeration cycle's condensation heat. Two configurations with two different types of refrigeration cycle – vapor compression cycle (configuration A) or absorption cycle (configuration B) – were considered in order to evaluate the conditions in which one technology is preferable to the other. The model was implemented in the program *EES (Engineering Equation Solver, F-Chart, USA)* and assumes a steady-state operation.

The system's behavior is analyzed with respect to several environmental, operational and design variables, including the ambient temperature and the degree of the waste's preheating. The results of the simulations indicate that the studied solution's viability is significantly influenced by the ambient temperature. Its increase contributes to the reduction of the amount of electricity produced, but it favors heat production in a more significant way. Without support from the boiler, the minimum ambient temperature needed for the facility to be viable is of 7°C in the case of configuration A and of 10°C in the case of configuration B. Although configuration A remains viable at lower ambient temperatures than configuration B, it is estimated that configuration B requires less biogas than configuration A for ambient temperatures greater than 20°C. The usage of the condensation heat to preheat the waste before its entry in the digester also has a significant influence on the facility's performance. Increasing the heat used in the preheating favors the production of useful heat. It is verified that configuration B needs to recover higher fractions of the condensation heat to provide an amount of useful heat equal to configuration A.

[página em branco]

## **Agradecimentos**

Ao meu orientador, pela sua supervisão na execução deste trabalho, pela paciência com que resolveu as minhas dúvidas e pelo que aprendi acerca da redação de textos científicos.

Aos meus pais, por me terem melhorado como pessoa, por me darem uma vida boa e por me terem possibilitado que me focasse nesta dissertação.

À minha mãe, pela grande ajuda que me deu na revisão da tese.

Ao meu irmão, cujo sentido de humor foi valioso nos meus momentos mais frustrantes.

À minha família e aos meus amigos, pois cada um, com o seu contributo, melhorou a minha vida, a minha pessoa e ainda esta tese. Alguns até me providenciaram parte das referências bibliográficas.

Aos meus colegas, que me ajudaram ao longo do curso, me deram bons momentos e atenuaram os maus.

Aos docentes que fizeram deste curso uma experiência enriquecedora e gratificante.

Ao pessoal da secretaria do MIEM, pelo seu apoio em diversas questões burocráticas e pela sua simpatia.

Aos encarregados da limpeza, da manutenção e da administração da FEUP, por terem assegurado o bom funcionamento da faculdade, e ao pessoal dos serviços alimentares, pelo seu contributo para a minha nutrição.

Aos criadores das minhas obras literárias preferidas e aos que mas apresentaram, porque, para além de lazer, me trouxeram inspiração e ensinamentos.

Por fim, aos que são ou tentam ser boas pessoas, ou simplesmente não más.

[página em branco]

## Índice de conteúdos

Resumo.....	iii
Abstract .....	v
Agradecimentos.....	vii
Índice de conteúdos .....	ix
Índice de figuras .....	xiii
Índice de tabelas .....	xvii
Nomenclatura .....	xix
Acrónimos e siglas.....	xix
Fórmulas químicas .....	xx
Símbolos .....	xx
Subscritos.....	xxii
1. Introdução .....	1
1.1. Caracterização da produção de leite em Portugal .....	1
1.2. Impacto ambiental da produção de leite .....	3
1.3. Aproveitamento dos resíduos.....	4
1.4. Digestão anaeróbia.....	6
1.4.1. Biogás .....	8
1.4.2. Outras vantagens da digestão anaeróbia .....	9
1.5. Desenvolvimento e potencial da produção de biogás .....	10
1.6. Utilização de energia nas explorações leiteiras.....	12
1.7. Objetivos da dissertação .....	13
1.8. Estrutura da dissertação .....	13
2. Revisão da literatura.....	15
2.1. Características e consumos energéticos das explorações leiteiras .....	15
2.2. Digestão anaeróbia.....	17
2.2.1. Métodos de modelação da digestão anaeróbia.....	18
2.2.2. Produção de resíduos e produção máxima de biogás .....	20
2.2.3. Classificação dos digestores anaeróbios.....	21
2.3. Cogeração .....	26
2.3.1. Motor de combustão interna.....	28
2.3.2. Turbina a gás e microturbina .....	30
2.3.3. Turbina a vapor.....	33
2.4. Refrigeração.....	34
2.4.1. Ciclo de compressão de vapor .....	36
2.4.2. Ciclo de absorção .....	37

2.4.3. Ciclo de adsorção.....	39
2.5. Características do biogás.....	42
2.5.1. Substâncias indesejáveis no biogás.....	43
2.6. Custos da implementação da digestão anaeróbia.....	44
2.7. Trigeriação utilizando biogás.....	45
2.8. Viabilidade da digestão anaeróbia.....	46
3. Apresentação da instalação modelada.....	49
3.1. Digestor de mistura completa (CSTR).....	51
3.2. Motor de ciclo Otto.....	52
3.3. Ciclo de compressão de vapor e ciclo de absorção.....	52
4. Desenvolvimento do modelo matemático.....	55
4.1. Pressupostos do modelo matemático.....	55
4.2. Balanço mássico e energético e dimensionamento do permutador de pré-aquecimento dos resíduos.....	58
4.3. Balanço mássico e energético do digestor.....	60
4.3.1. Cálculo das potências caloríficas perdidas através da envolvente do digestor.....	63
4.3.2. Dimensionamento do digestor.....	66
4.3.3. Dimensionamento do permutador de aquecimento do digestor.....	67
4.4. Balanço mássico e energético do ciclo frigorífico.....	69
4.5. Balanço mássico e energético do motor de ciclo Otto e da caldeira.....	71
4.6. Indicadores de desempenho.....	74
4.7. Implementação do modelo em <i>EES</i> .....	77
5. Apresentação e discussão dos resultados das simulações.....	81
5.1. Influência da fração do biogás utilizada pela instalação e da fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto no desempenho da instalação.....	81
5.2. Influência do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento e da fração do calor de condensação do ciclo frigorífico utilizada para pré-aquecer os resíduos no desempenho da instalação.....	84
5.3. Influência do número de vacas no desempenho da instalação.....	87
5.4. Influência da temperatura ambiente no desempenho da instalação.....	90
5.5. Influência do tempo de retenção hidráulico no desempenho da instalação.....	96
6. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.....	99
6.1. Conclusões.....	99
6.2. Sugestões para trabalhos futuros.....	101
Referências.....	105
Anexos.....	111
Anexo A – Cálculo do coeficiente de convecção.....	113

*Análise de viabilidade de um sistema de trigeração com energia proveniente de biogás*

A.1. Correlações para convecção natural .....	115
A.2. Correlações para convecção forçada com escoamento exterior .....	116
A.3. Correlações para convecção forçada com escoamento interior .....	118
Anexo B – Diâmetros de tubagem previstos pela norma EN 10220.....	121
Anexo C – Dimensionamento de permutadores de calor .....	123
Anexo D – Valores utilizados por omissão nas simulações .....	127

[página em branco]

## Índice de figuras

Figura 1.1 – Variação percentual do número de explorações de bovinicultura, de 1999 a 2013 e para três classes de dimensão (número de animais) [4]. .....	2
Figura 1.2 – Proveniência das emissões de GEE – metano, óxido nitroso e dióxido de carbono – em termos de dióxido de carbono equivalente por setores de atividade em Portugal, em 2007. O setor “energia” inclui os transportes [12]. .....	5
Figura 1.3 – Produtos obtidos com a digestão anaeróbia de resíduos [2]. .....	8
Figura 1.4 – Produção mundial de biogás em toneladas equivalentes de petróleo ao longo do tempo. Adaptado de Chasnyk <i>et al.</i> [19]. .....	10
Figura 1.5 – Comparação dos principais gastos energéticos das explorações de leite. Adaptado de Upton [26]. .....	12
Figura 2.1 – Variação dos consumos energéticos médios de 22 quintas irlandesas ao longo de um ano. Adaptado de Upton <i>et al.</i> [25]. .....	17
Figura 2.2 – Etapas da digestão anaeróbia. Adaptado de Monteiro [29]. .....	17
Figura 2.3 – Digestor de baixa carga. Adaptado de Moço [35]. .....	23
Figura 2.4 – Digestor de alta carga. Adaptado de Moço [35]. .....	23
Figura 2.5 – Digestor de lagoa coberta. Adaptado de Gonçalves [2]. .....	24
Figura 2.6 – Filtro anaeróbio de fluxo ascendente. Adaptado de Gonçalves [2]. .....	24
Figura 2.7 – Digestor de mistura completa (CSTR). Adaptado de Gonçalves [2]. .....	25
Figura 2.8 – Digestor de escoamento pistão. Adaptado de Gonçalves [2]. .....	25
Figura 2.9 – Diagramas $p$ - $V$ dos ciclos motores padrão a ar Otto (a) e Diesel (b). Adaptado de Pinho [44]. .....	29
Figura 2.10 – Sistema de cogeração com motor de combustão interna. Adaptado de Moutinho [40]. ..	29
Figura 2.11 – Ciclo Joule-Brayton. Adaptado de Ascensão [45]. .....	30
Figura 2.12 – Diagrama $T$ - $s$ do ciclo Joule-Brayton simples. Adaptado de Afonso [41]. .....	31
Figura 2.13 – Sistema de cogeração com turbina a gás. Adaptado de Moutinho [40]. .....	31
Figura 2.14 – Ciclo de Rankine com sobreaquecimento: diagrama $T$ - $s$ (a) e esquema do ciclo termodinâmico (b). Adaptado de Moutinho [40]. .....	33
Figura 2.15 – COP de máquinas térmicas frigoríficas em função da temperatura ambiente. Adaptado de Motta e Domanski [49]. .....	36
Figura 2.16 – Ciclo ideal de compressão de vapor: esquema do ciclo termodinâmico (a) e diagrama $T$ - $s$ (b). Adaptado de Ferreira [46]. .....	37
Figura 2.17 – Ciclo de absorção de efeito simples. Adaptado de Jorge [50]. .....	38
Figura 2.18 – Esquema de um <i>chiller</i> de adsorção. Adaptado de Ascensão [45]. .....	40
Figura 2.19 – Ciclo de adsorção do ponto de vista do adsorvato. Adaptado de Demir <i>et al.</i> [58]. .....	41

Figura 2.20 – Ciclo de adsorção do ponto de vista do fluido frigorígeno no absorvente (diagrama de Clapeyron). Adaptado de Gwadera e Kupiec [57].	41
Figura 2.21 – Instalação de trigeriação concebida por Gazda <i>et al.</i> Adaptado de Gazda <i>et al.</i> [63].	46
Figura 3.1 – Esquema da instalação com ciclo frigorífico acionado eletricamente (configuração A).	50
Figura 3.2 – Esquema da instalação com ciclo frigorífico acionado termicamente (configuração B).	50
Figura 4.1 – Esquema do permutador de pré-aquecimento dos resíduos.	59
Figura 4.2 – Esquema do digestor.	60
Figura 4.3 – Potências caloríficas perdidas através da envolvente do digestor.	63
Figura 4.4 – Esquema das dimensões do digestor.	66
Figura 4.5 – Esquema simplificado do permutador de aquecimento do digestor (a) e da sua secção (b).	67
Figura 4.6 – Esquema do ciclo de compressão de vapor (a) e do ciclo de absorção (b).	70
Figura 4.7 – Esquema do motor de ciclo Otto.	72
Figura 4.8 – Esquema da caldeira.	73
Figura 5.1 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes das frações dos consumos de calor e de eletricidade para a configuração A.	82
Figura 5.2 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes das frações dos consumos de calor e de eletricidade para a configuração B.	82
Figura 5.3 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes da fração do consumo total (igual para ambas as configurações).	84
Figura 5.4 – Aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento em função da fração do calor de condensação do ciclo frigorífico utilizada para pré-aquecer os resíduos para ambas as configurações.	85
Figura 5.5 – Fração do consumo de calor em função do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento para ambas as configurações.	86
Figura 5.6 – Fração do consumo de eletricidade em função do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento para ambas as configurações.	87
Figura 5.7 – Fração do consumo total em função do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento para ambas as configurações.	87
Figura 5.8 – Fração do consumo de calor em função do número de vacas para ambas as configurações.	88
Figura 5.9 – Fração do consumo de eletricidade em função do número de vacas para ambas as configurações.	88

Figura 5.10 – Fração do consumo total em função do número de vacas (igual para ambas as configurações).....	89
Figura 5.11 – Aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento em função do número de vacas para ambas as configurações. ....	90
Figura 5.12 – Aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento em função da temperatura ambiente para ambas as configurações. ....	91
Figura 5.13 – Fração do consumo de calor em função da temperatura ambiente para ambas as configurações. ....	92
Figura 5.14 – Fração do consumo de eletricidade em função da temperatura ambiente para ambas as configurações. ....	93
Figura 5.15 – Fração do consumo total em função da temperatura ambiente para ambas as configurações. ....	93
Figura 5.16 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes das frações dos consumos de calor e de eletricidade a uma temperatura ambiente de 20°C para a configuração A.....	94
Figura 5.17 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes das frações dos consumos de calor e de eletricidade a uma temperatura ambiente de 20°C para a configuração B.....	94
Figura 5.18 – Fração do consumo de calor em função do tempo de retenção hidráulico para ambas as configurações. ....	97
Figura 5.19 – Fração do consumo de eletricidade em função do tempo de retenção hidráulico para ambas as configurações. ....	97
Figura 5.20 – Fração do consumo total em função do tempo de retenção hidráulico (igual para ambas as configurações).....	97
Figura C.1 – Permutadores de calor em equicorrente (a) e contracorrente (b). ....	123
Figura C.2 – Troca de calor com meio a temperatura constante. ....	125

[página em branco]

## Índice de tabelas

Tabela 1.1 – Comparação da evolução da produção leiteira de Portugal e da EU-10, de 1989 a 2013 [3]	3
Tabela 1.2 – Principais impactos da pecuária em termos de poluição ambiental	5
Tabela 1.3 – Algumas opções para o tratamento dos resíduos	7
Tabela 1.4 – Potencial de produção de biogás em Portugal, a partir da pecuária [20]	11
Tabela 1.5 – Principais gastos das explorações de leite [23-25]	12
Tabela 2.1 – Quatro casos característicos de explorações leiteiras encontrados na literatura	16
Tabela 2.2 – Consumos energéticos das explorações leiteiras e respetiva destinação	16
Tabela 2.3 – Etapas da digestão anaeróbia [29]	17
Tabela 2.4 – Valores indicados por vários autores para estimar a produção anual de biogás por vaca	21
Tabela 2.5 – Tipos de digestores quanto à forma de apresentação da biomassa [35]	22
Tabela 2.6 – Resumo das principais condições de funcionamento dos digestores apresentados [2]	26
Tabela 2.7 – Comparação dos sistemas de cogeração abordados [40]	27
Tabela 2.8 – Vantagens e desvantagens da cogeração com motor de combustão interna	30
Tabela 2.9 – Vantagens e desvantagens da cogeração com turbina a gás	32
Tabela 2.10 – Vantagens e desvantagens da cogeração com microturbina	32
Tabela 2.11 – Vantagens e desvantagens da cogeração com turbina a vapor [40]	34
Tabela 2.12 – Tecnologias de refrigeração e respetivos campos de aplicação [47, 48]	35
Tabela 2.13 – Especificações de <i>chillers</i> de absorção acionados a água quente. Dados publicados pela <i>Thermax</i> [53]	39
Tabela 2.14 – Especificações de <i>chillers</i> de absorção acionados a combustível. Dados publicados pela <i>Thermax</i> [54] e pela <i>Yazaki Energy Systems, Inc.</i> [55]	39
Tabela 2.15 – Vantagens e desvantagens dos <i>chillers</i> de adsorção [57]	42
Tabela 2.16 – Especificações do <i>chiller</i> de adsorção <i>LTC 30 e plus</i> . Dados publicados pela <i>InvenSor</i> [59]	42
Tabela 2.17 – Composição do biogás segundo vários autores	43
Tabela 2.18 – PCI volúmico do biogás segundo vários autores	43
Tabela 2.19 – Procedimentos possíveis para a remoção de substâncias indesejáveis do biogás [2]	44
Tabela 2.20 – Custos de investimento e custos anuais da instalação de digestão anaeróbia e cogeração concebida por Moço [35]	45
Tabela 2.21 – Desempenho da instalação de trigeriação concebida por Gazda <i>et al.</i> se o motor de combustão interna funcionar a plena carga [63]	46
Tabela 2.22 – Consumo anual suprido pela instalação de trigeriação concebida por Gazda <i>et al.</i> [63]	46
Tabela 2.23 – Freguesias mais promissoras para a produção de biogás na AMP [2]	47
Tabela 3.1 – Soluções construtivas consideradas para o sistema modelado	51

Tabela 4.1 – Sub-rotinas utilizadas no cálculo dos números de Nusselt .....	78
Tabela 4.2 – Variáveis de entrada do modelo e secções onde são introduzidas .....	79
Tabela 5.1 – Regimes de funcionamento da instalação .....	83
Tabela 5.2 – Regimes de funcionamento da instalação a uma temperatura ambiente de 20°C.....	95
Tabela A.1 – Propriedades termodinâmicas do fluido que podem ser relevantes .....	113
Tabela A.2 – Coeficientes a aplicar na Equação A.18 .....	116
Tabela A.3 – Coeficientes a aplicar na Equação A.26 .....	117
Tabela B.1 – Diâmetros de tubagem previstos pela norma EN 10220 que são normalmente encontrados no mercado [44] .....	121
Tabela D.1 – Valores utilizados por omissão para as variáveis de entrada introduzidas na secção 4.2 (pré-aquecimento).....	127
Tabela D.2 – Valores utilizados por omissão para as variáveis de entrada introduzidas na secção 4.3 (digestor).....	127
Tabela D.3 – Valores utilizados por omissão para as variáveis de entrada introduzidas na secção 4.4 (ciclo frigorífico) .....	128
Tabela D.4 – Valores utilizados por omissão para as variáveis de entrada introduzidas na secção 4.5 (motor de ciclo Otto e caldeira).....	128

## Nomenclatura

### Acrónimos e siglas

ADM1	<i>Anaerobic Digestion Model Number 1</i>
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
AMP	Área Metropolitana do Porto
BLPEDM	Bacia Leiteira Primária de Entre Douro e Minho
CFD	Dinâmica dos fluidos computacional ( <i>computational fluid dynamics</i> )
CN	Cabeça normal
COP	<i>Coefficient of performance</i>
CSTR	Digestor de mistura completa ( <i>constant stirring tank reactor</i> )
EES	<i>Engineering Equation Solver, F-Chart, EUA</i>
EN	<i>European Standard</i>
EU	União Europeia ( <i>European Union</i> )
EUA	Estados Unidos da América
ETAR	Estação de tratamento de águas residuais
GEE	Gás de efeito de estufa
GPL	Gás de petróleo liquefeito
GWP	Potencial de aquecimento global ( <i>global warming potential</i> )
ISO	Organização Internacional de Normalização ( <i>International Organization for Standardization</i> )
LCFA	Ácidos gordos de cadeia longa ( <i>long chain fatty acids</i> )
MLBP	<i>Medium-to-large biogas projects</i>
NBMMP	<i>National Biogas and Manure Management Programme</i> (da Índia)
NTU	Número de unidades de transferência ( <i>number of transfer units</i> )
PCI	Poder calorífico inferior
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
PTN	Condições normais de temperatura e pressão
RCE	Relação calor–eletricidade
REC	Relação eletricidade–calor
SAFIAGRI	Sistema de Apoio Financeiro à Agricultura
TRH	Tempo de retenção hidráulico
TRS	Tempo de retenção de sólidos
UASB	Digestor de leito de lamas de fluxo ascendente ( <i>upflow anaerobic sludge blanket</i> )
VFA	Ácidos gordos voláteis ( <i>volatile fatty acids</i> )

## Fórmulas químicas

CH <sub>4</sub>	Metano
CH <sub>3</sub> OH	Metanol
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
CaCl <sub>2</sub>	Cloreto de cálcio
H <sub>2</sub>	Hidrogénio
H <sub>2</sub> O	Água
H <sub>2</sub> S	Sulfureto de hidrogénio
LiBr	Brometo de lítio
LiNO <sub>3</sub>	Nitrato de lítio
N <sub>2</sub>	Azoto
NH <sub>3</sub>	Amoníaco
ZnBr <sub>2</sub>	Brometo de zinco

## Símbolos

$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$a$	Constante empírica (modelo de Gordon e Ng) (Equação 4.69); constante empírica (motor de ciclo Otto ou caldeira) (Equações 4.81, 4.82 e 4.90)	[W]; [1/°C]
$B_0$	Produção máxima por massa de sólidos voláteis	[m <sup>3</sup> /kg]
$\dot{C}$	Taxa de capacidade térmica	[W/°C]
$C_r$	Razão de capacidade térmica	[-]
$COP$	<i>Coefficient of performance</i>	[-]
$COP'$	<i>Coefficient of performance</i> de aquecimento	[-]
$c$	Calor específico	[J/kg·°C]
$c_p$	Calor específico a pressão constante	[J/kg·°C]
$D$	Diâmetro	[m]
$\dot{E}$	Potência total; potência de acionamento de um ciclo frigorífico (Equações 2.12 e 2.13)	[W]; [W]
$e$	Número de Neper	[-]
$f$	Fator de atrito de Darcy	[-]
$f_{bio,OC}$	Fração do biogás utilizada pela instalação	[-]
$f_{F,P}$	Fração do calor de condensação do ciclo frigorífico utilizada para pré-aquecer os resíduos	[-]
$f_{OC,O}$	Fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto	[-]

$f_{R,env}$	Fração do calor necessário para os resíduos perdida através da envolvente do digestor	[-]
$fc$	Fração do consumo	[-]
$g$	Aceleração gravítica	[m/s <sup>2</sup> ]
$H$	Altura	[m]
$h$	Coefficiente de convecção	[W/m <sup>2</sup> ·°C]
$h_c$	Coefficiente de transferência de calor por condução	[W/m <sup>2</sup> ·°C]
$K_{CH}$	Constante de Chen e Hashimoto	[-]
$K_{s,máx}$	Taxa específica máxima de absorção do substrato	[1/s]
$k$	Condutividade térmica; constante de primeira ordem (Equações 2.2 e 4.16)	[W/m·°C]; [1/s]
$L$	Comprimento	[m]
$M$	Massa molar	[kg/kmol]
$MS$	Fração mássica de matéria seca dos resíduos	[-]
$\dot{m}$	Caudal mássico	[kg/s]
$N_D$	Posição do diâmetro do tubo na norma EN 10220	[-]
$N_{h,D}$	Número de voltas da hélice do tubo (permutador de aquecimento do digestor)	[-]
$N_v$	Número de vacas	[-]
$NTU$	Número de unidades de transferência	[-]
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$P$	Perímetro	[m]
$PCI$	Poder calorífico inferior	[J/m <sup>3</sup> ]
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$p$	Pressão	[Pa]
$Q$	Calor	[J]
$\dot{Q}$	Potência calorífica	[W]
$\dot{q}$	Potência calorífica por vaca	[W]
$R$	Constante particular de um gás perfeito; raio (Equação 4.62)	[J/kg·K]; [m]
$\bar{R}$	Constante universal dos gases perfeitos	[J/kmol·K]
$R_{máx}$	Taxa máxima de produção por massa de sólidos voláteis	[m <sup>3</sup> /kg·s]
$R_t$	Resistência térmica total	[°C/W]
$Ra$	Número de Rayleigh	[-]
$Re$	Número de Reynolds	[-]
$RCE$	Relação calor–eletricidade	[-]
$REC$	Relação eletricidade–calor	[-]

$S$	Fator de forma de condução (Equações 4.29 e 4.30); concentração de substrato no digestor (Equação 2.1)	[m]; [kg/m <sup>3</sup> ]
$S_0$	Concentração de substrato no afluente	[kg/m <sup>3</sup> ]
$SV$	Fração mássica de sólidos voláteis da matéria seca	[-]
$s$	Entropia específica	[J/kg·K]
$T$	Temperatura	[°C]
$TRB$	Tempo de retenção de biogás	[s]
$TRH$	Tempo de retenção hidráulico	[s]
$t$	Tempo	[s]
$UA$	Produto entre o coeficiente de transferência de calor global e a área de permuta	[W/°C]
$u$	Velocidade	[m/s]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$	Caudal volúmico	[m <sup>3</sup> /s]
$\dot{v}$	Caudal volúmico por vaca	[m <sup>3</sup> /s]
$W$	Trabalho	[J]
$\dot{W}$	Potência elétrica	[W]
$\dot{w}$	Potência elétrica por vaca; potência elétrica por volume de substrato (Equação 4.24)	[W]; [W/m <sup>3</sup> ]
$x$	Fração molar	[-]
$z$	Fração mássica	[-]
$\beta$	Coefficiente de expansão volumétrico	[1/K]
$\delta$	Espessura	[m]
$\varepsilon$	Rugosidade; eficiência de um permutador de calor (Equações 4.9, 4.10, 4.59 e 4.60)	[m]; [-]
$\eta$	Rendimento	[-]
$\theta$	Razão entre a altura e o diâmetro do digestor	[-]
$\lambda$	Atraso de fase	[s]
$\mu_m$	Taxa específica máxima de crescimento	[1/s]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Massa volúmica	[kg/m <sup>3</sup> ]

### Subscritos

A	Ciclo de absorção
AQ	Água quente; reservatório de água quente
água	Água

amb	Ambiente
ar	Ar
arm	Armazenado
bio	Biogás
bot	Base do digestor
C	Caldeira
CH <sub>4</sub>	Metano
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
CV	Ciclo de compressão de vapor
c	Consumo da vacaria modelo
cal	Calorífico; água que aquece o reservatório de água quente
con	Condensador do ciclo frigorífico
D	Água que aquece o digestor; permutador de aquecimento do digestor
DA	Digestão anaeróbia
dig	Digestor; digerido (Equação 4.11)
dis	Dissipação
e	Entrada; exterior
ele	Elétrico
env	Envolvente do digestor
eva	Evaporador do ciclo frigorífico
F	Ciclo frigorífico
frio	Frigorífico
G	Água que aciona o ciclo de absorção
ger	Gerador do ciclo de absorção
H	Acionamento do motor de ciclo Otto (O,H) ou da caldeira (C,H); água aquecida no condensador do ciclo frigorífico (F,H)
h	Hélice do tubo (permutador de aquecimento do digestor)
i	Interior; identificador da superfície (Equação 4.25)
L	Água aquecida pelo motor de ciclo Otto (O,L) ou pela caldeira (C,L)
latb	Superfície lateral do digestor em contacto com o biogás
lats	Superfície lateral do digestor em contacto com o substrato
lei	Leite; reservatório de leite
m	Médio
máx	Máximo
n	Nominal
O	Motor de ciclo Otto

*Análise de viabilidade de um sistema de trigeriação com energia proveniente de biogás*

OC	Água aquecida pelo motor de ciclo Otto e pela caldeira; biogás consumido pelo motor de ciclo Otto e pela caldeira (bio,OC)
P	Água que pré-aquece os resíduos; permutador de pré-aquecimento dos resíduos (P,R)
p	Produção da instalação modelada; pretendido (dimensionamento do permutador de aquecimento do digestor)
pré	Pré-aquecimento
R	Resíduos diluídos
r	Condições de referência
res	Resíduos
s	Saída
solo	Solo
sub	Substrato
ter	Térmico
top	Topo do digestor
tot	Total
v	Vaca
ven	Vento
vol	Volúmico

## **1. Introdução**

Neste capítulo, faz-se uma contextualização do estado da produção leiteira em Portugal. A seguir, resumem-se os principais impactos que as explorações pecuárias em geral têm no ambiente. São referidos alguns processos de aproveitamento dos resíduos das vacarias, dos quais se destaca a digestão anaeróbia, que é o processo abordado no presente estudo. No âmbito desta dissertação, a principal utilidade da digestão anaeróbia é a produção de biogás, cujas aplicações, vantagens e limitações são apresentadas resumidamente. Também se faz uma contextualização da disseminação da produção de biogás pelo mundo. A seguir, são listadas as principais necessidades energéticas das explorações leiteiras. Finaliza-se a secção enunciando os objetivos deste trabalho e a estrutura desta dissertação.

### **1.1. Caracterização da produção de leite em Portugal**

O setor do leite e dos produtos láteos é uma parte importante da economia portuguesa, especialmente na região denominada BLPEDM<sup>1</sup>, que é responsável por 50% da produção de leite em Portugal. Juntamente com a Beira Litoral, concentra 71% das explorações e 66% das vacas do Continente. Devido ao crescimento da população e à existência de grandes centros urbanos, houve um grande desenvolvimento da pecuária (incluindo a produção de leite) nestas regiões, onde também se localizam os concelhos com maior concentração de explorações em regime intensivo (maior número de animais por área) do país [1]. Em geral, o aumento da população e da urbanização tem levado a pecuária a intensificar-se em todo o país, confinando-se maior número de animais em espaços de igual área [2]. As unidades produtivas têm assumido um carácter principalmente familiar e minifundiário (para sustento próprio), apesar de existirem algumas explorações com orientação empresarial ou na forma de sociedades agrícolas [1].

Apesar de Portugal importar produtos láteos, a sua produção permitir-lhe-ia ser autossuficiente em alguns desses produtos. Ainda que tenha perdido a autossuficiência em iogurtes em 1990 e que seja deficitário em queijo, o país é autossuficiente em leite desde 1980. Quanto à manteiga, alcançou a autossuficiência em 1985 e tornou-se excedentário em 1991 [3].

Mesmo assim, uma das preocupações atuais mais importantes em Portugal é o desaparecimento dos produtores de leite. Em resumo, durante os anos de 1999 a 2013, o número de explorações diminuiu 76% (83% no Continente e 43% nos Açores) e o número de animais diminuiu 26% (32% no Continente e 10% nos Açores) [4]. Já entre 2003 e 2015, Portugal perdeu mais de 8 mil produtores. Em termos regionais, o Centro foi a região que perdeu a percentagem maior dos seus produtores enquanto os Açores perderam a menor [3].

---

<sup>1</sup> Bacia Leiteira Primária de Entre Douro e Minho – engloba os concelhos de Barcelos, Esposende, Maia, Matosinhos, Oliveira de Azeméis, Póvoa de Varzim, Santo Tirso, Viana do Castelo, Vila do Conde e Vila Nova de Famalicão. Em termos latos, abrange o noroeste de Portugal [1].

Contudo, a diminuição dos efetivos não impediu que, desde 1980 até 2015, Portugal tivesse mais que duplicado a produção de leite, que aumentou de 970 mil a 2 milhões de toneladas por ano [3]. Isto pode ser explicado pelo facto de, como mostra a Figura 1.1, a diminuição do número de explorações ter incidido principalmente nos pequenos produtores, enquanto as grandes explorações aumentaram em número. Com maior detalhe, desde 1999 até 2013, a classe das menores explorações ( $\leq 30$  cabeças) sofreu uma redução devastadora de 84% (89% no Norte, 88% no Continente como um todo e 58% nos Açores), enquanto a classe das maiores explorações ( $\geq 100$  cabeças) viu um aumento de 49% (171% no Norte, 43% no Continente como um todo e 70% nos Açores) [4].

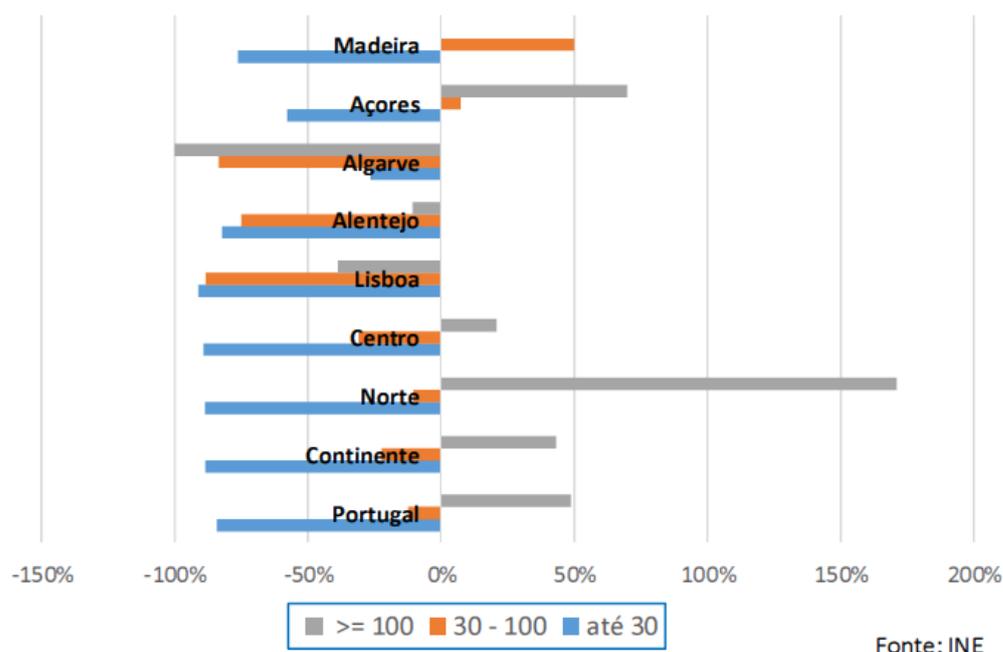


Figura 1.1 – Variação percentual do número de explorações de bovinicultura, de 1999 a 2013 e para três classes de dimensão (número de animais) [4].

Por consequência, assistiu-se a um aumento significativo do número médio de vacas por exploração. Como mostra a Tabela 1.1, de 1989 a 2013, este aumento foi de mais de 8 vezes – de cerca de 4,1 a cerca de 34,1 vacas. Também se verificou um aumento da produtividade média por vaca, que quase duplicou de 1989 a 2013 – aumentou de 3,918 a 6,989 toneladas de leite por ano. Por exploração, e no mesmo período, a produtividade média aumentou de 16,0 para 238,1 toneladas de leite por ano. Então, apesar de se terem perdido explorações e efetivos bovinos, a produção de leite tem aumentado. Comparando Portugal com outros países da União Europeia, em 2013, a sua produtividade por vaca foi ligeiramente superior à média dos países da EU-10<sup>2</sup> (6,714 t/ano). Ainda assim, a sua produtividade por exploração foi inferior, o que se deve ao seu menor número de vacas por exploração.

<sup>2</sup> A EU-10 tem como estados-membro: Alemanha, Bélgica, Dinamarca, França, Grécia, Países Baixos, Luxemburgo, Irlanda, Itália e Reino Unido. O último país a juntar-se foi a Grécia, em 1 de janeiro de 1981. Portugal apenas se juntou à EU em 1 de janeiro de 1986 [5].

**Tabela 1.1 – Comparação da evolução da produção leiteira de Portugal e da EU-10, de 1989 a 2013**  
[3]

	1989		2013	
	Portugal	EU-10	Portugal	EU-10
<b>Número médio de vacas por exploração [-]</b>	4,1	21,7	34,1	53,1
<b>Produtividade média por vaca [t/ano]</b>	3,918	4,185	6,989	6,714
<b>Produtividade média por exploração [t/ano]</b>	16,0	90,9	238,1	356,3

É de notar que, na região de Entre Douro e Minho, as explorações possuem em média um efetivo de 50 cabeças normais (CN<sup>3</sup>). Este valor, apesar de ser inferior ao do norte da Alemanha e ao de países como o Reino Unido, a Dinamarca e a Irlanda do Norte, foi conseguido com um encabeçamento (número de animais por unidade de superfície agrícola ou área efetiva de forragens) muito superior [1].

Infelizmente, apesar do bom potencial de produção do país, os produtores têm recentemente sofrido dificuldades por causa dos baixos preços de venda dos laticínios. Estes preços baixos estão ajustados à superior capacidade de produção de outros países da EU e foram agravados pelo fim, em 1 de abril de 2015 [3], das quotas leiteiras, criadas em 1984 para serem aplicadas pelos estados-membro da então Comunidade Económica Europeia. Estas quotas, que foram implementadas para combater a acumulação excessiva de laticínios, tiveram como objetivos principais evitar a queda de preços (que ocorreria devido à maior oferta em relação à procura) e fomentar a competitividade do setor, reduzindo assim as despesas com apoios ao consumo interno e à exportação [6]. Com o fim do regime de quotas, a competitividade dos países da EU com menor produção de leite (incluindo Portugal) ficou dificultada, sujeitando os produtores a abandonar a atividade. Em Portugal, a dificuldade e o abandono da produção foram já o motivo da criação de vários subsídios, como por exemplo o SAFIAGRI III (Sistema de Apoio Financeiro à Agricultura da Região Autónoma dos Açores) [7].

Em termos mais concretos, o preço de venda ao público do leite foi 0,35 €/l antes do fim do regime de quotas, tendo diminuído para cerca de 0,2728 €/l em março de 2016 [7]. Para além disso, em março de 2016, o custo de produção rondou os 0,34 €/l e foi superior ao preço oferecido aos produtores pelas cadeias de distribuição, que rondou os 0,24 €/l e, em alguns casos, foi 0,20 €/l [8].

## 1.2. Impacto ambiental da produção de leite

A produção de leite e derivados é uma atividade importante na economia portuguesa. Porém, esta atividade passou a ser levada a cabo de forma menos ecológica. As práticas agrícolas tradicionais baseavam-se na aplicação direta dos resíduos pecuários no solo. No entanto, devido ao aumento da população e da urbanização, a pecuária (incluindo a produção de leite) tem sido intensificada, o que

<sup>3</sup> Uma CN é uma forma de contar gado e equivale a diferentes números de animais dependendo da espécie em questão. A título de exemplo, uma vaca leiteira conta como 1,2 CN, uma vaca mãe sem vitelo como 1 CN e vacas aleitantes contam como 1 ou 0,8 CN, respetivamente se forem de raças pesadas (> 500 kg) ou de raças ligeiras (< 500 kg) [1].

resultou no confinamento de um maior número de animais nas explorações [2]. Aumentando o número de animais por área agrícola, as produções passaram a ter excesso de efluentes, já que os solos deixaram de conseguir assimilar a totalidade dos resíduos [1].

Os dejetos dos animais (que formam resíduos da produção) e os fertilizantes inorgânicos são o principal impacto associado à pecuária. Os dejetos são provenientes de dietas com altos valores energéticos e proteicos e são ainda ricos em nutrientes que, não sendo tratados adequadamente ou sendo descartados sem precauções no ambiente, podem poluir cursos de água, o solo e o ar. Especialmente na criação intensiva, surgem problemas devidos à acumulação de dejetos, à geração de resíduos líquidos com altas cargas orgânicas e à proliferação de moscas, mosquitos e microrganismos patogénicos. Assim, a gestão adequada dos resíduos surge como uma necessidade sanitária (porque os resíduos podem constituir um risco para a saúde dos animais e das pessoas, seja dentro ou fora das explorações), ecológica (porque os resíduos, sendo ricos em matéria orgânica e nutrientes, causam desequilíbrios no meio ambiente) e económica (porque cumprir com as boas práticas de tratamento dos resíduos acarreta gastos ao nível de equipamentos, materiais e mão de obra, gastos esses que podem inviabilizar a exploração) [9]. Para além destes imperativos de ordem sanitária, ecológica e económica, existe ainda a possibilidade de aproveitar os resíduos das explorações pecuárias (incluindo as explorações leiteiras) para obter substâncias com valor energético ou de mercado, nomeadamente biogás ou fertilizantes orgânicos.

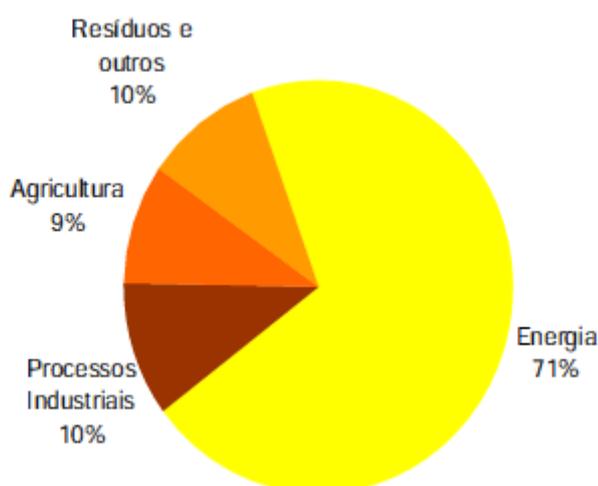
A Tabela 1.2 resume os principais impactos das explorações pecuárias em termos de poluição ambiental. Quanto à emissão de gases de efeito de estufa (GEE), como mostra a Figura 1.2, a agricultura contribuiu com 10% das emissões de Portugal em 2007.

### **1.3. Aproveitamento dos resíduos**

Apesar de a produção intensiva gerar problemas com a acumulação de resíduos, diminuir a intensificação da produção não é solução, já que as necessidades alimentares estão a aumentar enquanto a quantidade de solo disponível está a diminuir [2]. Contudo, os resíduos podem ser aproveitados, sendo a sua utilidade mais habitual a aplicação nos campos como fertilizantes, após sofrerem compostagem. Aliás, armazenar resíduos para posteriormente os aplicar nos pastos já é prática regular nas explorações pecuárias. Os efluentes podem ainda servir para produzir biogás – processo que foi estudado nesta dissertação – sendo usados como substrato numa instalação de digestão anaeróbia.

**Tabela 1.2 – Principais impactos da pecuária em termos de poluição ambiental**

<b>Degradação dos solos</b>	<p>Está associada a produções de lixiviados e estrumes maiores superiores àquelas que o solo consegue incorporar de forma equilibrada.</p> <p>O uso de fertilizantes inorgânicos também contribui para a poluição [1].</p>
<b>Contaminação da água</b>	<p>O azoto e o fósforo (associados aos fertilizantes), quando presentes em excesso nos ecossistemas aquáticos, causam eutrofização, fazendo baixar os níveis de oxigénio dissolvido e causando a morte de organismos aquáticos.</p> <p>Em situações menos habituais, há contaminação por organismos patogénicos que são transmitidos para os animais e para as pessoas durante a lavagem dos pavilhões, o transporte dos efluentes ou a aplicação dos lixiviados nos solos [2].</p>
<b>Emissões atmosféricas</b>	<p>As principais emissões atmosféricas são:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• Amoníaco e azoto, originados por processos de desnitrificação;</li><li>• Dióxido de carbono, metano, óxido nitroso e sulfureto de hidrogénio, originados pela fermentação entérica e pelo manuseamento dos resíduos (são também inerentes ao consumo de energia por parte da exploração).</li></ul> <p>Destas emissões, o dióxido de carbono, o metano e o óxido nitroso contribuem para o efeito de estufa, sendo de notar que o metano e o óxido nitroso possuem um GWP (potencial de aquecimento global) respetivamente 21 e 310 vezes superior ao dióxido de carbono [2].</p> <p>Por outro lado, o amoníaco, o óxido nitroso e o sulfureto de hidrogénio contribuem para a ocorrência de chuvas ácidas [2, 10, 11].</p>
<b>Libertação de maus odores</b>	<p>O impacto dos odores abrange uma área menor que a categoria anterior. No entanto, é mais intenso sobre a população vizinha.</p> <p>Os maus odores provêm sobretudo do manuseamento e do armazenamento dos resíduos pecuários e resultam da degradação da matéria orgânica com a formação de amoníaco, sulfureto de hidrogénio e outros compostos como mercaptanos e aminas [2].</p>



**Figura 1.2 – Proveniência das emissões de GEE – metano, óxido nitroso e dióxido de carbono – em termos de dióxido de carbono equivalente por setores de atividade em Portugal, em 2007. O setor “energia” inclui os transportes [12].**

Os resíduos são geralmente obtidos na forma de lixiviado, constituído por excrementos, urina e águas de lavagem. Os excrementos podem ser recolhidos nas áreas impermeabilizadas do estábulo, através de arraste (manual ou mecânico, com sistemas raspadores), e são acumulados em fossas, juntamente com águas de lavagem dos pavilhões e das salas de ordenha. A quantificação do volume de produção destes efluentes e a sua caracterização química e biológica são difíceis de executar. Ainda que se considere apenas a mesma espécie pecuária, estes parâmetros dependem de fatores como a idade e o regime alimentar dos animais, o material usado para as suas camas e o tipo de instalações [2].

Antes de abordar a digestão anaeróbia, a Tabela 1.3 resume algumas das outras opções existentes para o tratamento dos resíduos com vista ao seu aproveitamento.

#### **1.4. Digestão anaeróbia**

No âmbito desta dissertação, a alternativa de gestão da produção de resíduos que foi estudada com detalhe é a digestão anaeróbia, com especial atenção ao biogás que esta permite obter. A digestão anaeróbia ocorre em locais com elevada concentração de matéria orgânica e ausência de oxigénio, como por exemplo sedimentos no fundo de lagoas, pântanos e aterros sanitários. Nestas condições, os resíduos são decompostos por microrganismos. Como processo tecnológico, pode ser levada a cabo de forma controlada em reatores (digestores anaeróbios), permitindo a sua otimização. Este processo é utilizável no tratamento de vários tipos de resíduos orgânicos, para além dos resíduos agropecuários, incluindo efluentes municipais (por exemplo, resíduos sólidos urbanos, lamas de ETAR e aparas de jardim) e efluentes de indústrias (entre as quais a alimentar, a farmacêutica, a cosmética e a bioquímica) [2]. Ao contrário do que já acontece noutras partes do mundo, em Portugal é um processo ainda muito pouco aplicado na pecuária, sendo a sua principal utilização no âmbito do tratamento de resíduos sólidos urbanos, em aterros sanitários e no tratamento de lamas de ETAR [1].

A principal vantagem da digestão anaeróbia é que permite obter produtos com grande valor energético ou de mercado como o biogás e o digerido. A Figura 1.3 mostra os principais destinos que se podem dar aos produtos da digestão anaeróbia. Salienta-se que o biogás é um combustível que permite a geração de energia elétrica e de energia térmica. Consequentemente (apesar de tal facto não vir indicado na figura), também permite a geração de frio. As explorações poderiam, então, aproveitar o biogás para suprir pelo menos parte dos seus consumos energéticos (calor, eletricidade e frio), reduzindo custos. Quanto ao digerido, após tratamento, obtêm-se compostos utilizáveis como fertilizantes, sendo possível aproveitá-los para a própria exploração (diminuindo os gastos com a compra de fertilizantes) ou para a venda a terceiros [2].

**Tabela 1.3 – Algumas opções para o tratamento dos resíduos**

<b>Aplicação direta no campo</b>	<p>É o uso mais simples e económico.</p> <p>Pode contribuir para a disseminação de ervas daninhas e verminoses.</p> <p>A qualidade dos resíduos brutos enquanto fertilizantes não é tão boa como a de resíduos tratados [9].</p>
<b>Cura a céu aberto</b>	<p>O estrume é depositado num monte e o tratamento ocorre sem qualquer controlo específico.</p> <p>Sendo o estrume acumulado no mesmo sítio, a sua aplicação pode ser racionalizada.</p> <p>Fomenta a proliferação de moscas e a libertação de maus odores [9].</p>
<b>Compostagem</b>	<p>A compostagem dá-se em condições aeróbias (na presença de oxigénio) e envolve o consumo de oxigénio e a libertação de água e dióxido de carbono, bem como a libertação de calor.</p> <p>Os procedimentos de compostagem podem ser divididos em sistemas abertos (compostagem lenta) e sistemas fechados (compostagem acelerada). Os sistemas abertos podem ser de pilhas revolvidas (<i>windrow</i>) ou de pilhas estáticas arejadas, enquanto os sistemas fechados, em que a compostagem se dá sob condições controladas em reatores fechados, podem ser de fluxo horizontal ou vertical.</p> <p>O composto obtido é principalmente utilizado como condicionador de solo<sup>4</sup>, sim devido ao seu teor de matéria orgânica, mas também é utilizável como fertilizante devido ao seu teor de nutrientes.</p> <p>O aquecimento do substrato leva à destruição de microrganismos patogénicos e de sementes de plantas infestantes [14].</p>
<b>Separação das frações sólida e líquida</b>	<p>Pode ser feita por vários processos, por exemplo: dessorção, coagulação-floculação e precipitação, evaporação (natural ou forçada) [1], sedimentação gravítica, filtração, centrifugação ou compressão [14].</p> <p>A fração líquida pode conter até 80% do valor fertilizante do efluente original, oferecendo ainda a vantagem de ser facilmente manipulável.</p> <p>A fração sólida pode ser utilizada como fertilizante, material para as camas dos animais ou meio de valorização energética [14].</p> <p>Esta fração pode ainda ser submetida a compostagem, sendo o composto rico em matéria orgânica e nutrientes (utilizável como fertilizante) e isento de odores e de microrganismos patogénicos. É ainda mais compacto que a fração sólida e tem valor comercial.</p> <p>Requer equipamentos de custo elevado [1].</p>

<sup>4</sup> Os fertilizantes servem para providenciar nutrientes às plantas, enquanto os condicionadores de solo melhoram as propriedades do solo no sentido de facilitar o desenvolvimento das plantas [13].

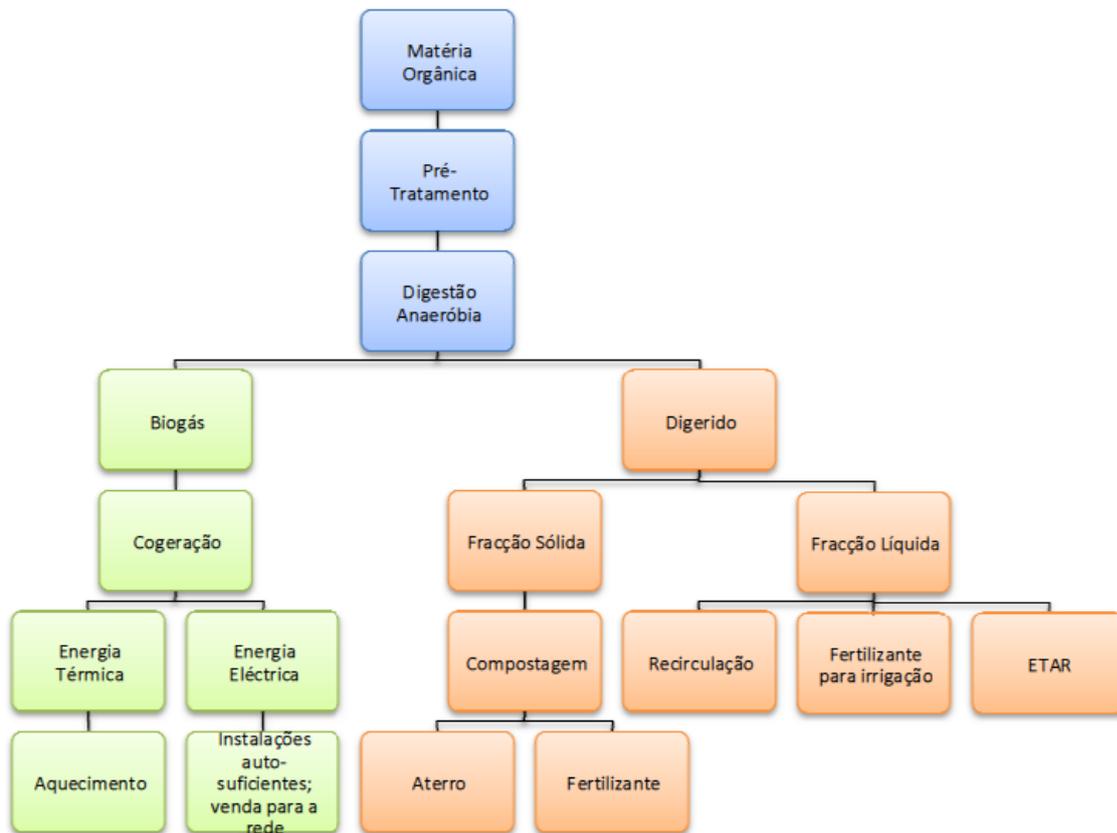


Figura 1.3 – Produtos obtidos com a digestão anaeróbia de resíduos [2].

Também é de interesse notar que, perante o aumento do consumo de eletricidade que se tem verificado, a geração de eletricidade por parte das explorações constituiria uma mais-valia ao representar uma fonte adicional de energia (ainda para mais, renovável). Iria ainda ao encontro da tendência que tem surgido de produzir energia de forma descentralizada e para consumo próprio – instalações autónomas de menor dimensão têm adquirido importância comparativamente à ligação de um grande número de consumidores à mesma central de grande dimensão. Assim, explorações individuais ou grupos de explorações poderiam constituir uma fonte energética mais vantajosa que a ligação à rede, especialmente para locais mais isolados.

#### 1.4.1. Biogás

O biogás é classificado como um combustível renovável. Possui propriedades semelhantes ao gás natural, sendo o metano o seu principal constituinte. Assumindo que se tem disponível uma quantidade de resíduos suficiente para a produção de biogás ser viável, consegue-se fazê-lo com os efluentes de várias indústrias ou ofícios, o que apresenta interesse especial em áreas urbanas, onde a concentração de resíduos é maior [2].

O valor energético do biogás vem do seu uso como combustível, podendo a sua queima ser aproveitada, de forma semelhante aos outros combustíveis, em diversos equipamentos já conhecidos, como caldeiras, motores de combustão interna, turbinas a gás ou microturbinas. Pode ser utilizado, por

exemplo, em instalações técnicas como máquinas térmicas motoras ou sistemas de cogeração (ou trigeriação), ou então em equipamentos domésticos como fogões, aquecimento interior ou lâmpadas [9]. Motores de ciclo Diesel (ignição por compressão) que consomem biogás misturado com gásóleo são usados em aplicações de maior dimensão, como estações de tratamento de esgotos, enquanto motores de ciclo Otto (ignição por faísca) que consomem exclusivamente biogás são usados em instalações de menor dimensão, entre aproximadamente 15 e 100 kW de potência elétrica [15]. O biogás pode ainda ser convertido em combustível para veículos, mas a sua aplicação mais usual é em caldeiras ou em sistemas de cogeração [2].

A queima do biogás não gera nem enxofre nem dióxidos de enxofre e produz menos dióxido de carbono quando comparada com os combustíveis fósseis [2]. Adicionalmente, os sistemas energéticos baseados em biogás são mais fiáveis que os sistemas fotovoltaicos ou eólicos [16], já que a disponibilidade de radiação solar ou de vento é mais variável que a produção dos resíduos orgânicos utilizados na digestão anaeróbia. O biogás oferece ainda a vantagem de poder ser diretamente aplicado a uma grande gama de indústrias e de sistemas de aquecimento já existentes para outros combustíveis [17], apesar de Hobson e Wheatley [15] e Bond e Templeton [18] alertarem para a necessidade de se ajustar o caudal de combustível (por causa de diferenças no poder calorífico e na razão ar-combustível). A título de comparação, a razão ar-combustível é cerca de 6/1 em volume para biogás com 60% de CH<sub>4</sub>, o que é inferior ao caso, por exemplo, do butano (24/1) e do propano (31/1) [18].

A principal limitação do biogás está associada à dificuldade em liquefazê-lo, que implica desafios para o seu transporte e armazenamento. Também se aponta que a queima de biogás produz emissões atmosféricas (ainda que, como já foi referido, tenham menor impacto que as originadas pela queima de combustíveis fósseis) [2]. Para além disso, o seu poder calorífico por volume (a energia que se pode extrair com a queima de uma unidade de volume de combustível) é menor que o de outros combustíveis mais convencionais, nomeadamente o gás natural, a gasolina e o gásóleo [15].

#### **1.4.2. Outras vantagens da digestão anaeróbia**

Além de permitir obter biogás, existem outras vantagens associadas à digestão anaeróbia que importa tomar em consideração.

Em primeiro lugar, considerando-se a digestão anaeróbia apenas como um processo de tratamento de resíduos pecuários, verifica-se que os efluentes originados por este processo têm menores efeitos poluidores que os substratos que o alimentam, começando pelo facto de que têm menor densidade [15]. A digestão anaeróbia também reduz os maus odores dos efluentes, as fugas de azoto para cursos de água e a emissão de gases com efeito de estufa [2]. Soluciona ainda problemas como a disseminação de verminoses e a contaminação por bacilos ou outras bactérias [9]. Para além disso, o teor de microrganismos patogénicos dos efluentes é substancialmente reduzido e as sementes de plantas infestantes são destruídas [14].

Em segundo lugar, refere-se que o digerido é rico em nutrientes como azoto, fósforo, potássio e enxofre. Então, desde que cumpra as normas ambientais para a aplicação no solo, pode ser diretamente aplicado como fertilizante nos campos agrícolas. Ainda assim, pode ser interessante separar a fração sólida (designada por fibra) da fração líquida (designada por líquido clarificado):

- A fibra tem normalmente um teor de nutrientes menor que o líquido clarificado, mas pode ser usada como condicionador de solo. Pode ainda servir como substrato para compostagem, sendo o composto obtido utilizável como fertilizante (ver Figura 1.3). Se não cumprir as especificações exigidas, deverá ir para aterro;
- O líquido clarificado pode ser utilizado como fertilizante – pode conter cerca de 80% do valor fertilizante do substrato inicial – e, por ser líquido, pode ser armazenado e manuseado mais facilmente que a fibra, sendo espalhado nos campos por irrigação. Em alternativa, pode ser aproveitado na própria digestão anaeróbia, servindo para diluir os resíduos se a sua fração de matéria seca exceder a gama adequada ao digester [2].

### 1.5. Desenvolvimento e potencial da produção de biogás

A produção de biogás tem tido um sucesso considerável em vários países, como a Alemanha, a China, a França, a Índia, a Itália e o Reino Unido, especialmente em comunidades agrícolas, havendo ainda otimismo quanto à sua implementação e divulgação em Portugal. Porém, como foi dito na secção 1.4, a digestão anaeróbia em Portugal é um processo ainda muito pouco aplicado na pecuária, sendo a sua principal utilização no âmbito do tratamento de resíduos sólidos urbanos, em aterros sanitários e no tratamento de lamas de ETAR [1]. Na Europa, há cerca de 5000 centrais de biogás, sendo que 3500 (70%) se situam na Alemanha, suprimindo 12% do consumo energético deste país. Quanto a outros países da EU, na Áustria existem 121 centrais e na Dinamarca existem 40, suprimindo 34 e 26% dos consumos energéticos dos respetivos países. No continente americano, os EUA contam com cerca de 200 centrais e o Canadá com cerca de 10 [19]. A Figura 1.4 mostra que a produção mundial de biogás mais que triplicou desde 2002 a 2012.

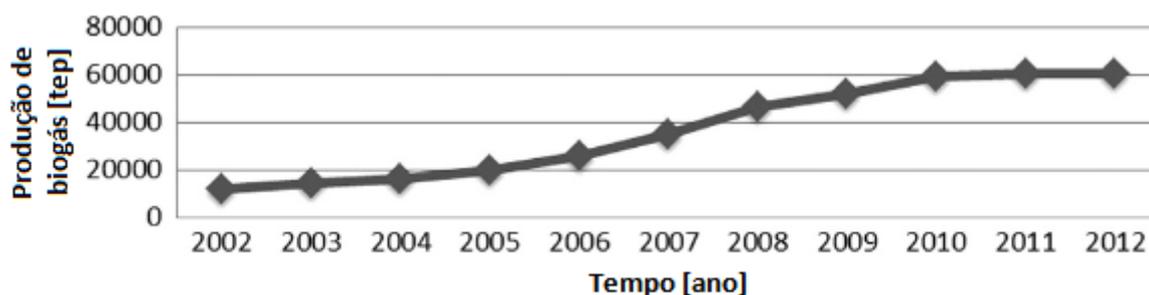


Figura 1.4 – Produção mundial de biogás em toneladas equivalentes de petróleo ao longo do tempo. Adaptado de Chasnyk *et al.* [19].

Em Portugal, apenas na Área Metropolitana do Porto (AMP)<sup>5</sup>, Gonçalves [2] estima um potencial de produção de biogás de  $27 \times 10^6$  m<sup>3</sup>/ano a partir de resíduos bovinos. Segundo Monteiro *et al.* [20], o país teria potencial para produzir, a partir dos resíduos pecuários de várias espécies, a quantidade de biogás que é indicada na Tabela 1.4. No entanto, produz menos de 1% desta quantidade, sendo um dos motivos principais para tal a pequena dimensão das explorações em geral, visto que as instalações de digestão anaeróbia precisam de uma produção de resíduos suficiente para compensar o investimento inicial [20].

**Tabela 1.4 – Potencial de produção de biogás em Portugal, a partir da pecuária [20]**

Espécie	Produção de resíduos [10 <sup>9</sup> kg/ano]	Produção de biogás [10 <sup>6</sup> m <sup>3</sup> /ano]	Aproveitamento de eletricidade* [10 <sup>6</sup> kWh/ano]	Aproveitamento de calor* [10 <sup>6</sup> kWh/ano]
<b>Bovinos</b>	12,1	181	325,736	651,472
<b>Capoeira</b>	0,18	6	10,711	21,423
<b>Suínos</b>	0,93	15	26,282	52,563
<b>Total</b>	13,21	202	363	725

\*O artigo considerou um PCI do biogás de cerca de 6 kWh/m<sup>3</sup> (corresponde a 60% CH<sub>4</sub>) e que o biogás seria empregue num sistema de cogeração com um rendimento de 30% na geração de eletricidade e um rendimento de 60% na geração de calor.

Na Índia, cerca de 30% da população não possui acesso a eletricidade e depende da queima de biomassa para cozinhar, sendo normal que as famílias disponham de digestores para consumo próprio. Em 2010, o número de digestores domésticos era de cerca de 12 milhões, tendo ainda potencial para atingir os 22 milhões e, assim, possibilitar a produção de uma quantidade total de biogás entre  $3,4$  e  $17,9 \times 10^9$  m<sup>3</sup>/ano. O NBMMP (*National Biogas and Manure Management Programme*), criado em 2005, encoraja a produção de biogás em áreas rurais com vista a que a população satisfaça as suas necessidades de iluminação e de calor para cozinhar [21].

A China, sendo o país com a maior população do mundo, tem uma agricultura de grande dimensão e, como resultado, produz cerca de  $809 \times 10^6$  t/ano de resíduos de colheitas e  $1629 \times 10^6$  t/ano de resíduos pecuários. Isto permitiria uma produção de  $33,5 \times 10^{10}$  m<sup>3</sup>/ano de biogás. No entanto, em 2012, os digestores domésticos e os MLBP (*medium-to-large biogas projects*) estabilizaram numa produção conjunta de  $1,67 \times 10^{10}$  m<sup>3</sup>/ano de biogás, o que é apenas 5% do potencial deste país. O setor da agricultura é caracterizado maioritariamente pela produção a pequena escala, sendo o biogás obtido a partir de digestores domésticos a principal fonte de energia de biomassa em áreas rurais. Quanto aos MLBP, são geralmente construídos em quintas de média ou grande dimensão, afastadas das áreas residenciais, servindo o biogás para cozinhar, aquecer, iluminar e gerar eletricidade. Nas áreas rurais

<sup>5</sup> A AMP situa-se no noroeste de Portugal e está inserida na região agrária do Entre Douro e Minho. É constituída por 16 concelhos: Arouca, Espinho, Gondomar, Maia, Matosinhos, Oliveira de Azeméis, Porto, Póvoa de Varzim, Santa Maria da Feira, Santo Tirso, São João da Madeira, Trofa, Vale de Cambra, Valongo, Vila do Conde e Vila Nova de Gaia [2].

da China, o uso de biogás pode diminuir o consumo de carvão (para aquecer e cozinhar) entre 10,2 e 59,6%, dependendo da região. Para além disso, propriedades agrícolas familiares com digestores podem poupar 11,4 a 50,5% no uso de fertilizantes [22].

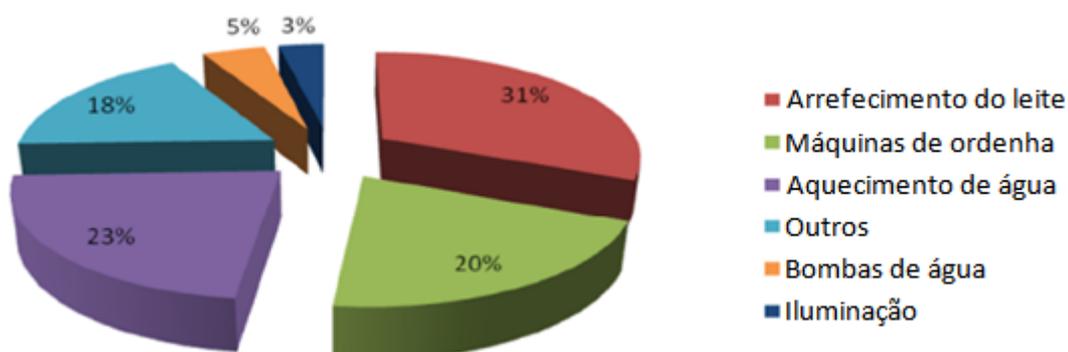
## 1.6. Utilização de energia nas explorações leiteiras

Os consumos energéticos serão quantificados na secção 2.1. Por enquanto, apenas se mostram os destinos que os produtores de leite dão à energia que consomem. Tomando como referência Upton *et al.* [23-25], os principais gastos das explorações de leite são os indicados na Tabela 1.5. De notar que estão incluídos os três grandes tipos de consumo energético – aquecimento, trabalho e arrefecimento. Um sistema de trigeriação poderia, então, atenuar todos estes gastos.

**Tabela 1.5 – Principais gastos das explorações de leite [23-25]**

<b>Calor</b>	Aquecimento de água (para limpeza da vacaria)
<b>Eletricidade</b>	Máquinas de ordenha Bombas de água Bombas de lavagem Raspadores automáticos (para recolha de excrementos) Iluminação Outros (por exemplo, ventiladores)
<b>Frio</b>	Arrefecimento do leite

A Figura 1.5 compara os principais gastos entre si. Foi retirada de uma auditoria realizada na Irlanda em 2011 (resultados apresentados por Upton [26]), mas considerou-se que as relações entre os gastos são generalizáveis a outras regiões. Observa-se que a maioria do consumo se refere ao arrefecimento do leite (31%), seguido do aquecimento de água (23%) e das máquinas de ordenha (20%). Na perspetiva de uma trigeriação, os consumos podem ser divididos em calor (23%), eletricidade (46%) e frio (31%).



**Figura 1.5 – Comparação dos principais gastos energéticos das explorações de leite. Adaptado de Upton [26].**

## 1.7. Objetivos da dissertação

O presente estudo foi realizado com o objetivo de analisar se a conversão local de resíduos em energia poderia ser uma alternativa viável para os produtores de leite do país, ajudando-os a fazer face às dificuldades sentidas por este setor em Portugal. O âmbito desta dissertação foi estudar a possibilidade de se aproveitarem os resíduos orgânicos inerentes à bovinicultura para produzir biogás num sistema de digestão anaeróbia. O biogás serviria para gerar calor, eletricidade e frio num sistema de trigeriação, o que seria uma forma de reduzir as despesas em energia dos produtores de leite, aumentando assim os seus resultados financeiros.

Para o efeito, realizou-se um trabalho numérico em que se desenvolveu um modelo matemático para uma instalação constituída por um digestor, um motor de ciclo Otto (sistema de cogeração), uma caldeira, um ciclo frigorífico e um permutador de calor onde os resíduos são pré-aquecidos aproveitando-se o calor de condensação do ciclo frigorífico. Foram consideradas duas configurações com dois tipos de ciclo frigorífico diferentes – ciclo de compressão de vapor (configuração A) ou ciclo de absorção (configuração B) – para avaliar as condições em que uma tecnologia é preferível à outra. O modelo foi implementado no programa *EES (Engineering Equation Solver, F-Chart, EUA)* e assume um funcionamento em regime permanente.

Com base em simulações, descreveu-se e explicou-se o comportamento do sistema em função de diversas variáveis ambientais, operacionais e de desenho, a saber: a fração do biogás utilizada pela instalação, a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto, o aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento, a fração do calor de condensação utilizada para pré-aquecer os resíduos, o número de vacas, a temperatura ambiente e o tempo de retenção hidráulico. Também se analisou sob que condições é maior a viabilidade da instalação, isto é, a sua adequação aos consumos energéticos (calor, eletricidade e frio) de uma vacaria, e em que circunstâncias é preferível empregar a configuração A ou a configuração B.

## 1.8. Estrutura da dissertação

A seguir a este capítulo, a dissertação está organizada da seguinte maneira:

No Capítulo 2, faz-se uma revisão da literatura que versa sobre: *i)* os consumos energéticos das explorações leiteiras; *ii)* a digestão anaeróbia e como a modelar; *iii)* valores de referência para a produção e para as características dos resíduos em boviniculturas, bem como para o potencial de produção de biogás que pode ser conseguido com os mesmos; *iv)* o funcionamento e as características de várias soluções construtivas para digestores anaeróbios, sistemas de cogeração e ciclos frigoríficos; *v)* a composição e as propriedades do biogás; *vi)* os custos de instalações de digestão anaeróbia; *vii)* o desempenho conseguido por sistemas acionados a biogás; *viii)* que dimensão deve ter uma exploração leiteira para que a produção de biogás seja viável.

No Capítulo 3, descreve-se resumidamente a instalação que foi modelada, listando-se os seus principais componentes e as soluções construtivas assumidas para os mesmos.

No Capítulo 4, explica-se como se desenvolveu o modelo matemático propriamente dito. Primeiro, resumem-se os pressupostos considerados na sua elaboração. A seguir, apresentam-se os balanços mássicos e energéticos dos componentes da instalação modelada. Depois, definem-se os indicadores de desempenho utilizados para avaliar a viabilidade da instalação. Finalmente, aborda-se a implementação do modelo no programa *EES* e listam-se as suas variáveis de entrada.

No Capítulo 5, mostram-se os resultados atingidos e faz-se a sua discussão.

No Capítulo 6, resumem-se as principais conclusões atingidas durante o trabalho realizado e, de seguida, sugerem-se trabalhos futuros no seguimento desta dissertação.

## **2. Revisão da literatura**

Neste capítulo, apresenta-se informação acerca das explorações leiteiras em geral, nomeadamente sobre os seus consumos energéticos. Depois, faz-se uma descrição resumida da digestão anaeróbia e de como a modelar. Também se indicam valores de referência obtidos para a produção e para as características dos resíduos em boviniculturas, bem como para o potencial de produção de biogás que pode ser conseguido com os mesmos. A seguir, mostram-se os princípios de funcionamento e as características de várias soluções construtivas para digestores anaeróbios, sistemas de cogeração e ciclos frigoríficos. Depois, apresentam-se alguns valores de referência para a composição e para algumas propriedades do biogás, resumem-se os custos que a digestão anaeróbia acarreta e mostra-se o desempenho de uma instalação de trigeriação acionada a biogás conseguido num artigo científico. Por fim, indicam-se estimativas encontradas na literatura para a dimensão de uma exploração leiteira a partir da qual a produção de biogás se torna viável.

### **2.1. Características e consumos energéticos das explorações leiteiras**

Nesta secção, caracteriza-se o consumo energético das explorações leiteiras, para posteriormente se poder avaliar a adequação da instalação modelada às necessidades energéticas (calor, eletricidade e frio) de uma vacaria. Foi tido em consideração que o consumo energético de uma exploração leiteira depende do volume da sua produção, do número de vacas, da área do terreno, entre outros. Assim, para manter a análise o mais genérica possível, optou-se por apresentar os dados em termos do consumo anual por vaca. No entanto, ressalva-se que este consumo também depende de vários fatores, como a região (por exemplo, diferenças na temperatura ambiente podem atenuar ou agravar os gastos com arrefecimento ou aquecimento) e diversas práticas do produtor (como os gastos com iluminação e a frequência de lavagem do alojamento dos animais).

A abordagem seguida passou, em primeiro lugar, por ter uma noção das dimensões típicas de explorações leiteiras e da sua produção. Na Tabela 2.1, apresentam-se quatro casos encontrados na literatura. Os casos A, B e C referem-se à Irlanda enquanto o caso D se refere a Portugal. O caso A é representativo de uma quinta irlandesa de dimensão média, o caso B resulta da média de 22 quintas num estudo feito na Irlanda e o caso C é a média nacional da Irlanda. O caso D é a média de 367 quintas no Entre Douro e Minho e na Beira Litoral. Atente-se na semelhança entre a produtividade por vaca nos quatro casos.

**Tabela 2.1 – Quatro casos característicos de explorações leiteiras encontrados na literatura**

Caso	A	B	C	D
País	Irlanda	Irlanda	Irlanda	Portugal
Referência	[23]	[25]	[25]	[27]
<b>Número de vacas [-]</b>	88	66	118	53,45
<b>Área [ha]</b>	70	57	76	12,66
<b>Produção de leite [1000 l/ano]</b>	499,898	316,282	559	308,2*
<b>Produção de leite por vaca [1000 l/ano]</b>	5,681	4,792	4,737	5,766

\*Considerando-se que o leite bovino tem uma densidade de 1,032 kg/l [28], converteu-se o valor original de 5950 kg/ano para as unidades da tabela. Usou-se 1 ano = 365,24 dias.

Para os casos A e B, os consumos energéticos anuais e por vaca são apresentados na Tabela 2.2. Apesar de, segundo as referências consultadas para ambos os casos, todos estes consumos serem supridos por eletricidade, optou-se por dividi-los nas categorias “calor”, “eletricidade” e “frio”, na perspectiva de estes consumos serem providos por uma trigeriação. Constatou-se que os consumos por vaca nas categorias de eletricidade e frio são semelhantes nos dois casos. Porém, o consumo de calor no caso A é quase o dobro do caso B. Refere-se também que, para alguns consumos dentro da categoria de eletricidade, não foi possível traçar a correspondência entre os dois casos.

**Tabela 2.2 – Consumos energéticos das explorações leiteiras e respetiva destinação**

Caso	A		B	
Referência	[23]		[25]	
Consumo	[kWh/ano]	[kWh/ano·vaca]	[kWh/ano]	[kWh/ano·vaca]
<b>Total</b>	20 631	234,44	13 391	202,89
<b>Calor – aquecimento de água</b>	7294	82,89	3109	47,11
<b>Eletricidade – máquinas e iluminação</b>	8132	92,41	6161	93,35
<b>Máquinas de ordenha</b>	3628	41,23	2669	40,44
<b>Bombas de lavagem</b>	145	1,65	-----	-----
<b>Bombas de água</b>	1832	20,82	674	10,21
<b>Raspadores automáticos</b>	1533	17,42	-----	-----
<b>Iluminação</b>	994	11,30	433	6,56
<b>Outros usos</b>	-----	-----	2385	36,14
<b>Frio – arrefecimento do leite</b>	5206	59,16	4118	62,39

Aponta-se que o consumo de energia das vacarias tem uma variação sazonal. Por exemplo, os gastos com arrefecimento são maiores nos meses de verão do que nos meses de inverno. Upton *et al.* [25] apresentam os resultados da Figura 2.1 para a média dos consumos energéticos de 22 quintas irlandesas.

Na secção 4.6, resume-se como se poderia calcular os consumos energéticos (calor, eletricidade e frio) de uma vacaria específica.

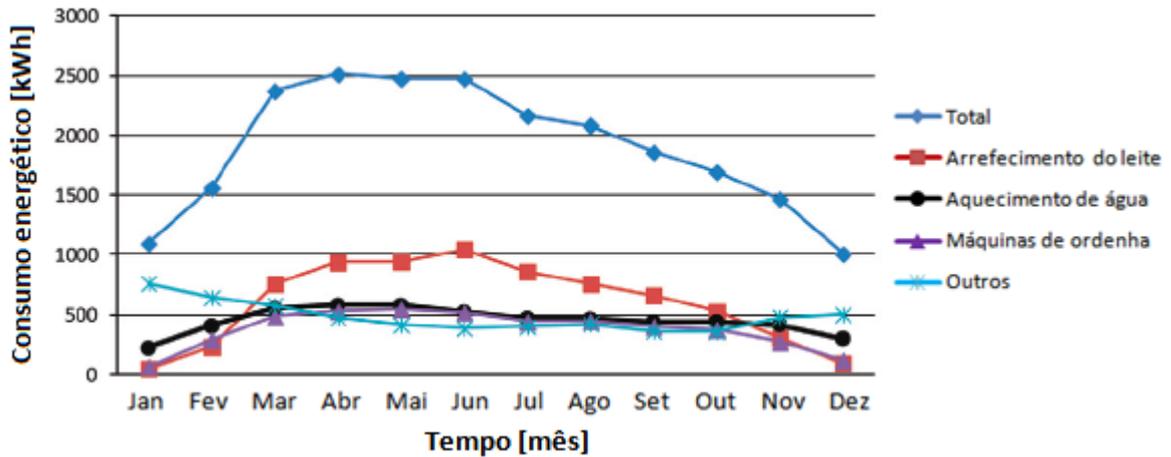


Figura 2.1 – Variação dos consumos energéticos médios de 22 quintas irlandesas ao longo de um ano. Adaptado de Upton *et al.* [25].

## 2.2. Digestão anaeróbia

A digestão anaeróbia consiste numa sequência de reações químicas levadas a cabo por bactérias em condições de falta de oxigénio. Por ordem, as reações são: hidrólise, acidogénese, acetogénese e metanogénese. As transformações que cada uma envolve estão resumidas na Tabela 2.3 e na Figura 2.2.

Tabela 2.3 – Etapas da digestão anaeróbia [29]

<b>Hidrólise</b>	Grandes moléculas orgânicas (como carboidratos, lípidos e proteínas) são reduzidas a moléculas mais pequenas, como açúcares (especialmente monossacarídeos como a glucose), ácidos gordos e aminoácidos.
<b>Acidogénese</b>	Estas moléculas são transformadas em $H_2$ , $CO_2$ , $NH_3$ e ácidos orgânicos – ácidos gordos voláteis (VFA, <i>volatile fatty acids</i> ) e ácidos gordos de cadeia longa (LCFA, <i>long chain fatty acids</i> ).
<b>Acetogénese</b>	Os ácidos orgânicos são convertidos em $H_2$ , $CO_2$ e ácido acético.
<b>Metanogénese</b>	O $H_2$ , o $CO_2$ e o ácido acético são convertidos em $CH_4$ e $CO_2$ .

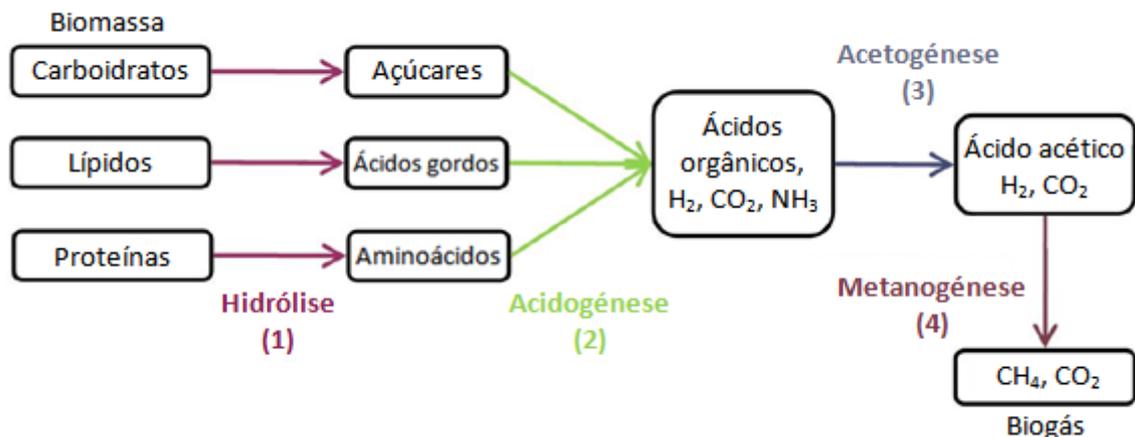


Figura 2.2 – Etapas da digestão anaeróbia. Adaptado de Monteiro [29].

A produção de biogás depende de vários fatores, entre os quais estão as condições operacionais do digestor, por exemplo a temperatura o pH.

Quanto à temperatura, a digestão anaeróbia ocorre tipicamente numa de duas gamas de temperatura, consoante os microrganismos (bactérias) existentes no digestor, os quais podem ser mesófilos ou termófilos. Os limites para estas gamas são variáveis de autor para autor. Por exemplo, segundo Monteiro [29], as bactérias mesófilas podem desenvolver-se a temperaturas entre os 20 e os 45°C (com o desempenho ótimo no intervalo 37–41°C), enquanto as bactérias termófilas podem desenvolver-se entre os 45 e os 80°C. Porém, Gonçalves [2] indica intervalos mais restritos, de 30–40°C para os microrganismos mesófilos e de 55–60°C para os microrganismos termófilos. Alguns autores referem ainda uma terceira gama de temperaturas, para as chamadas bactérias psicrófilas, que se desenvolvem a temperaturas menores. Por exemplo, segundo Monte [30], as bactérias psicrófilas estão associadas a um intervalo de 5–15°C, as bactérias mesófilas a 25–40°C e as bactérias termófilas a 50–70°C.

O funcionamento de um digestor com microrganismos termófilos é o que permite maiores taxas de produção de biogás, uma vez que a velocidade das reações bioquímicas é maior. No entanto, manter o digestor a uma temperatura mais elevada também aumenta os custos operacionais. Acresce que as bactérias termófilas são tipicamente mais sensíveis às condições operacionais, enquanto as bactérias mesófilas são reconhecidas como mais resistentes e com maior diversidade de espécies. Na prática, a digestão anaeróbia com bactérias mesófilas é aplicada mais frequentemente [29]. A temperaturas inferiores a 25°C, a menor velocidade de crescimento das bactérias dificulta o arranque e o funcionamento do digestor [30].

O tempo de retenção, que é o tempo que a matéria orgânica permanece no digestor, também é relevante para a produção de biogás. Importa referir que se distinguem dois tempos de retenção. Um é o tempo de digestão ou tempo de retenção hidráulico (TRH) que corresponde ao tempo que o líquido permanece no digestor, sendo que “tempo de retenção”, por omissão, se refere ao TRH. O outro é o tempo de retenção de sólidos (TRS), que corresponde ao tempo durante o qual as bactérias que realizam a digestão anaeróbia permanecem no digestor. Tempos de retenção maiores aumentam a eficiência na conversão de matéria orgânica em biogás [2] mas obrigam ao uso de digestores maiores.

### **2.2.1. Métodos de modelação da digestão anaeróbia**

A transformação de um substrato por digestão anaeróbia é um processo complexo afetado por vários fatores, como a atividade dos microrganismos, a temperatura, o pH e o teor de nutrientes. Para além disso, normalmente há vários substratos a serem digeridos ao mesmo tempo, sendo que um deles (o substrato limitante) limita a extensão do processo de digestão anaeróbia, estando os outros substratos em excesso [2]. Os processos de digestão anaeróbia podem ser estudados numericamente recorrendo a vários tipos de modelos. Os mais simples são os modelos cinéticos básicos, mas pode-se

também referir o ADM1 (*Anaerobic Digestion Model Number 1*, o mais usado em investigação), modelos estatísticos, modelos de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) e até redes neurais artificiais [31]. Destas categorias, apresentam-se alguns exemplos de modelos cinéticos básicos.

Os modelos cinéticos básicos baseiam-se na concentração de bactérias e no seu crescimento bem como no consumo dos substratos, que são fatores dependentes da concentração do substrato limitante. Nesta secção, apresenta-se o modelo de primeira ordem, o modelo de Chen e Hashimoto e o modelo de Gompertz modificado, mas também se menciona, por exemplo, o modelo de Monod, o modelo de Contois, o modelo de Aldane [31] e o modelo de Grau *et al.* [2]. Na literatura, os modelos cinéticos são principalmente aplicados a digestores fechados (funcionamento descontínuo).

O modelo de primeira ordem assume funcionamento em regime descontínuo e considera que a derivada da concentração de substrato no digestor ( $S$ ) em ordem ao tempo ( $t$ ) é proporcional à própria concentração de substrato, sendo que a constante de proporcionalidade é a taxa específica máxima de absorção do substrato ( $K_{s,máx}$ ), como mostra a Equação 2.1 [31]:

$$\frac{dS}{dt} = -K_{s,máx} \cdot S \quad (2.1)$$

Neste modelo, o volume de metano produzido ao longo do tempo ( $V_{CH_4}(t)$ ) é dado por [31]:

$$V_{CH_4}(t) = V_{máx,CH_4} \cdot [1 - \exp(-k \cdot t)] \quad (2.2)$$

Na Equação 2.2,  $V_{máx,CH_4}$  é o volume máximo de metano e  $k$  é a constante de primeira ordem.

Uma alternativa é o modelo de Chen e Hashimoto, que assume mistura completa do substrato no digestor e funcionamento em regime contínuo [15, 32]. Neste modelo,  $V_{CH_4}(TRH)$ , agora em função do tempo de retenção hidráulico, pode ser estimado por [31]:

$$V_{CH_4}(TRH) = V_{máx,CH_4} \left( 1 - \frac{K_{CH}}{TRH \cdot \mu_m + K_{CH} - 1} \right) \quad (2.3)$$

Na Equação 2.3,  $\mu_m$  é a taxa específica máxima de crescimento e  $K_{CH}$  é a constante de Chen e Hashimoto. As variáveis  $\mu_m$  e  $K_{CH}$  dependem do tipo de substrato. Adicionalmente,  $\mu_m$  depende da temperatura ( $T$ ) e  $K_{CH}$  depende da concentração de substrato no afluente ( $S_0$ ). Por exemplo, no caso de resíduos suínos, as variáveis  $\mu_m$  (em unidades de 1/dia),  $T$  ( $^{\circ}C$ ),  $K_{CH}$  (-) e  $S_0$  ( $kg/m^3$ ) relacionam-se através de [15, 33]:

$$\mu_m = 0,013 \cdot T - 0,129 \quad (2.4)$$

$$K_{CH} = 0,6 + 0,0206 \cdot \exp(0,051 \cdot S_0) \quad (2.5)$$

O modelo de Gompertz modificado tem por base a curva de Gompertz, que foi originalmente aplicada em cálculos estatísticos e matemáticos no contexto de transações financeiras [34]. Neste modelo,  $V_{CH_4}(t)$  é calculado por [31]:

$$V_{CH_4}(t) = V_{máx,CH_4} \cdot \exp \left\{ - \exp \left[ \frac{R_{máx,CH_4} \cdot e}{B_{0,CH_4}} (\lambda - t) + 1 \right] \right\} \quad (2.6)$$

Na Equação 2.6,  $R_{máx,CH_4}$  é a taxa máxima de produção de metano por massa de sólidos voláteis,  $B_{0,CH_4}$  é a produção máxima de metano por massa de sólidos voláteis,  $e$  é o número de Neper e  $\lambda$  é o atraso de fase. Se  $V_{CH_4}(t)$  fosse o volume produzido por massa de sólidos voláteis (em unidades de  $m^3/kg$ ), ter-se-ia  $V_{máx,CH_4} = B_{0,CH_4}$  [31, 34].

Nos outros modelos,  $V_{CH_4}(t)$  e  $V_{máx,CH_4}$  podem igualmente ser expressos como volumes por massa de sólidos voláteis. Refere-se também que estes modelos, na literatura, podem ser aplicados quer à produção de metano quer à produção de biogás.

### 2.2.2. Produção de resíduos e produção máxima de biogás

O volume máximo de biogás ( $V_{máx,bio}$ ) que pode ser obtido com a digestão anaeróbia de um volume de resíduos  $V_{res}$  é estimável, na ausência de dados próprios, a partir da massa volúmica dos resíduos ( $\rho_{res}$ ) e de valores tabelados para a fração mássica de matéria seca dos resíduos ( $MS$ ), a fração mássica de sólidos voláteis da matéria seca ( $SV$ ) e a produção máxima de biogás por massa de sólidos voláteis ( $B_{0,bio}$ ) através de [2]:

$$V_{máx,bio} = V_{res} \cdot \rho_{res} \cdot MS \cdot SV \cdot B_{0,bio} \quad (2.7)$$

A Equação 2.7 pode também ser adaptada para estimar o volume máximo de biogás produzido por unidade de tempo ( $\dot{V}_{máx,bio}$ ) ou ainda por unidade de tempo e por vaca ( $\dot{v}_{máx,bio}$ ), empregando-se, em vez de  $V_{res}$ , a produção de resíduos por tempo ( $\dot{V}_{res}$ ) ou por tempo e por vaca ( $\dot{v}_{res}$ ), respetivamente. Em adição, se  $\rho_{res}$  não for conhecida, é possível, à semelhança de Moço [35], utilizar a massa volúmica da água ( $\rho_{água}$ ), uma vez que a água é o constituinte maioritário dos resíduos. Para além disso, o cálculo da produção máxima de biogás recorrendo a  $\rho_{água}$  leva a estimativas conservadoras da produção.

Na Tabela 2.4, apresentam-se valores encontrados na literatura para  $\dot{v}_{res}$ ,  $MS$ ,  $SV$  e  $B_{0,bio}$  no caso de resíduos bovinos. As variáveis  $\dot{v}_{res}$ ,  $MS$  e  $SV$  podem depender de vários fatores relativos ao gado (como o sexo, a idade, a origem e a alimentação de cada animal), enquanto  $B_{0,bio}$  pode depender da composição dos sólidos voláteis e das condições operacionais do digestor (como a temperatura e o grau de mistura do substrato). Na tabela, se os valores forem apresentados como um intervalo, indica-se entre parêntesis o valor médio desse intervalo. Fazendo a média dos valores de  $\dot{v}_{res}$  obtidos nas

referências consultadas, estima-se que a produção de resíduos seja cerca de 22,70 m<sup>3</sup>/ano por vaca. Quanto a  $\dot{v}_{máx,bio}$ , aplicando-se ora os valores mais pessimistas ora os valores mais otimistas encontrados para cada variável na tabela, estima-se um potencial de produção de biogás entre 150,7–783,0 m<sup>3</sup>/ano por vaca. Considerando-se os valores médios das quatro variáveis, estima-se um potencial de produção de biogás de 414,6 m<sup>3</sup>/ano por vaca.

**Tabela 2.4 – Valores indicados por vários autores para estimar a produção anual de biogás por vaca**

Referência	$\dot{v}_{res}$ [m <sup>3</sup> /ano]	MS [-]	SV [-]	$B_{0,bio}$ [m <sup>3</sup> /kg]
[2]	23*	0,09	0,87	0,250
[27]	25	---	---	---
[36]	20,09**	0,05–0,12 (0,085)	0,75–0,85 (0,80)	0,200–0,300 (0,250)
<b>Média</b>	22,70	0,0875	0,835	0,250

\*Apresenta-se o valor de  $\dot{v}_{res}$  para o escalão “fêmea com idade > 2 anos”. Os outros escalões referidos por Gonçalves [2] são “idade < 1 ano”, “idade 1–2 anos” e “macho com idade > 2 anos”, para os quais se têm produções de resíduos de 5,5, 8 e 11 m<sup>3</sup>/ano respetivamente.

\*\*55 l/dia com 1 ano = 365,24 dias.

### 2.2.3. Classificação dos digestores anaeróbios

Como processo tecnológico, a digestão anaeróbia é levada a cabo em digestores (ou reatores), os quais são alimentados com matéria orgânica e dos quais são extraídos biogás e digerido. O substrato de alimentação permanece no digestor durante um período (tempo de retenção), ao longo do qual sofre as reações indicadas no início da secção 2.2 (hidrólise, acidogénese, acetogénese e metanogénese).

Os digestores podem ser classificados em função do número de estágios a que o substrato é sujeito. Desta forma, a digestão anaeróbia pode dar-se num estágio único ou em dois estágios. No primeiro caso, as quatro etapas referidas anteriormente ocorrem no mesmo digestor. Esta opção é mais barata, mas torna mais difícil controlar as condições operacionais (nomeadamente o pH e a temperatura) e também manter as condições ótimas a cada uma das etapas. Com sistemas de dois estágios, consegue-se então uma maior eficiência, mas com custos adicionais de equipamento. Tipicamente, a hidrólise, a acidogénese e a acetogénese ocorrem num primeiro digestor (com baixo pH), enquanto a metanogénese ocorre no segundo e último digestor (com maior pH) [29].

Os digestores podem também ser classificados consoante sejam alimentados em regime contínuo ou descontínuo. No regime descontínuo (ou *batch*), um dado volume de resíduos é introduzido de uma só vez, sendo os produtos da digestão recolhidos ao fim do tempo de retenção. No regime contínuo, o conteúdo do digestor é constantemente renovado e a produção de biogás e digerido é regular. Existe também a variante de regime semicontínuo, em que o conteúdo do digestor é renovado apenas periodicamente [29]. Os sistemas descontínuos são úteis no tratamento de resíduos com produção sazonal e com alto teor de sólidos. Normalmente, são mais económicos e de conceção

simples [37]. Porém, têm vindo a cair em desuso, em detrimento dos sistemas contínuos [35], que requerem menos intervenção humana e menores tempos de retenção.

Uma terceira classificação dos digestores está apresentada na Tabela 2.5 e diz respeito à localização dos microrganismos. Nos digestores de biomassa suspensa, como o nome sugere, os microrganismos estão em suspensão no substrato, formando grânulos. Nos digestores de biomassa fixa, existem meios de suporte aos quais os microrganismos se fixam. Existe ainda uma variante híbrida [35].

**Tabela 2.5 – Tipos de digestores quanto à forma de apresentação da biomassa [35]**

<b>Biomassa suspensa</b>	Aplicação: lamas ou águas residuais com elevadas concentrações de matéria orgânica biodegradável em suspensão. Exemplos: <ul style="list-style-type: none"><li>• Digestor de mistura completa (CSTR, <i>constant stirring tank reactor</i>);</li><li>• Digestor de leito de lamas de fluxo ascendente (UASB, <i>upflow anaerobic sludge blanket</i>);</li><li>• Digestor de contacto;</li><li>• Digestor de escoamento pistão (<i>plug-flow</i>).</li></ul>
<b>Biomassa fixa</b>	Aplicação: águas residuais cuja matéria orgânica se encontra maioritariamente na sua forma solúvel, o que previne a sua colmatção. Exemplos: <ul style="list-style-type: none"><li>• Filtro anaeróbio (de fluxo ascendente ou descendente);</li><li>• Digestor de leito fluidizado ou expandido.</li></ul>
<b>Híbrido</b>	Aplicação: águas residuais com uma gama larga de teores de sólidos em suspensão. Ainda assim, a sua eficiência é maior para cargas orgânicas solúveis. Exemplo: <ul style="list-style-type: none"><li>• Digestor híbrido.</li></ul>

Os digestores podem ainda ser classificados como sendo de baixa carga ou de alta carga. Num digestor de baixa carga (ou convencional), normalmente, o substrato nem é aquecido nem é agitado. O biogás produzido induz uma ligeira mistura do substrato, mas este permanece estratificado, como mostra a Figura 2.3. Já nos digestores de alta carga (Figura 2.4), o substrato é aquecido e completamente misturado, o que aumenta a eficiência da digestão anaeróbia e permite o uso de digestores de menor volume [35]. O aquecimento é realizável por intermédio de permutadores de calor, que podem ser internos (por exemplo, serpentinas), caso em que um fluido quente transfere calor ao substrato, ou externos, caso em que o substrato é recirculado e aquecido fora do digestor [30]. A mistura do substrato pode ser feita pela recirculação do biogás libertado na digestão anaeróbia, pela recirculação do substrato ou pelo emprego de agitadores mecânicos e apresenta diversos benefícios: previne a estratificação do substrato e a formação de uma crosta à superfície, assegura a permanência dos sólidos em suspensão, reduz o tamanho das partículas, melhora a distribuição do conteúdo (resíduos, enzimas e bactérias), ajuda à libertação do biogás formado e facilita a transferência de calor dentro do digestor [2].

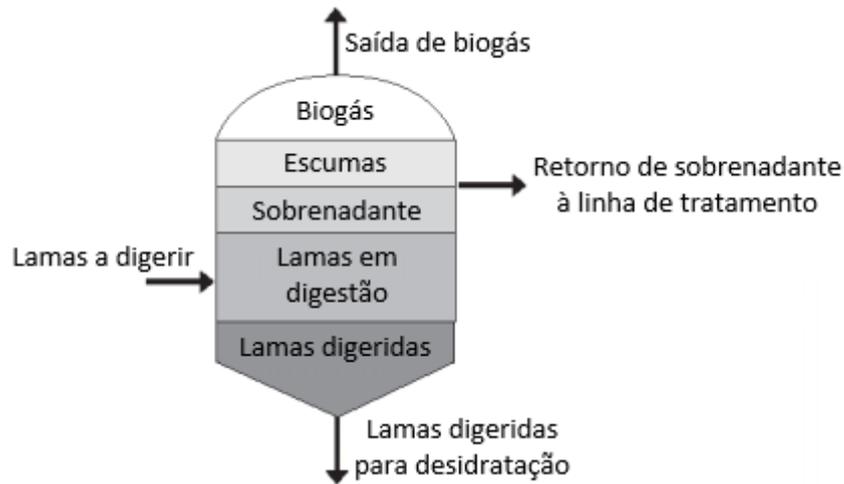


Figura 2.3 – Digestor de baixa carga. Adaptado de Moço [35].

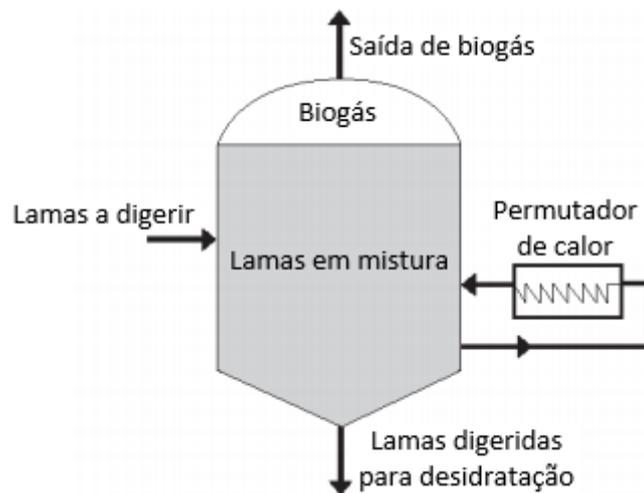


Figura 2.4 – Digestor de alta carga. Adaptado de Moço [35].

Das várias soluções existentes para digestores anaeróbios, apresentam-se o digestor de lagoa coberta, o filtro anaeróbio, o digestor de mistura completa (CSTR) e o digestor de escoamento pistão. Para além destes e em adição aos mencionados na Tabela 2.5 (digestor de leito de lamas de fluxo ascendente, digestor de contacto, digestor de leito fluidizado e digestor híbrido), podem-se referir digestores de escala doméstica utilizados por famílias de agricultores em comunidades rurais, por exemplo em países como a China e a Índia. Estes dois países desenvolveram o modelo chinês e o modelo indiano [37].

A escolha do tipo de digestor pode depender de se pretender um funcionamento contínuo ou descontínuo, do espaço disponível para construção, do tempo de retenção, do teor de água dos resíduos (que por sua vez depende da aplicação do digestor – agricultura, tratamento de esgotos ou outra) e do compromisso entre o custo de investimento e a eficiência do processo de digestão.

Os digestores de lagoa coberta (Figura 2.5) são os de construção mais económica e, como o nome indica, são cobertos por um material flexível ou flutuante que se ajusta ao volume de biogás, que é extraído por um tubo de sucção. São usados na digestão anaeróbia de efluentes mais diluídos, com

frações mássicas de matéria seca inferiores a 3%, e usam tempos de retenção entre 40 e 60 dias. Estes digestores não são aquecidos de forma ativa, sendo principalmente utilizados em climas quentes. Em climas mais frios, produzem biogás de forma sazonal (em vez de durante todo o ano) ou então são utilizados meramente para controlo de odores. Como desvantagem, aponta-se o facto de geralmente requererem uma área elevada de terreno, por causa do seu grande volume (comparado com o de outras tecnologias para a mesma produção de resíduos) [2].

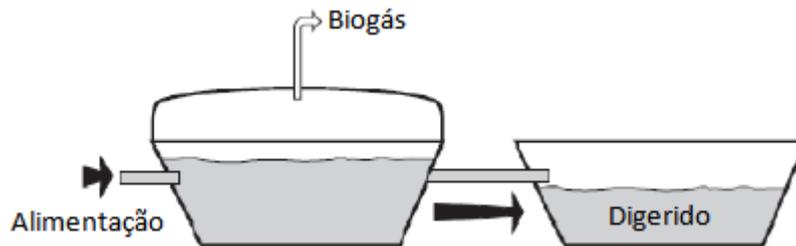


Figura 2.5 – Digestor de lagoa coberta. Adaptado de Gonçalves [2].

Os filtros anaeróbios, também designados por digestores de filme fixo, possuem meios de suporte, por exemplo lascas de madeira ou pequenas argolas de plástico, nos quais os microrganismos se fixam, formando películas finas designadas por biofilmes. A Figura 2.6 representa um filtro anaeróbio de fluxo ascendente, existindo também uma variante de fluxo descendente. Normalmente, o digerido é recirculado, de modo a manter-se um escoamento vertical constante no interior do digestor. Tal como os digestores de lagoa coberta, os filtros anaeróbios são usados no tratamento de resíduos mais diluídos, também com frações mássicas de matéria seca inferiores a 3%. Podem operar sem aquecimento em climas quentes, mas, normalmente, são aquecidos (não representado na figura) para operarem com bactérias mesófilas ou termófilas. Estes digestores aplicam tempos de retenção curtos (de 3 a 5 dias), pelo que são de pequenas dimensões (para a mesma produção de resíduos) [2, 38].

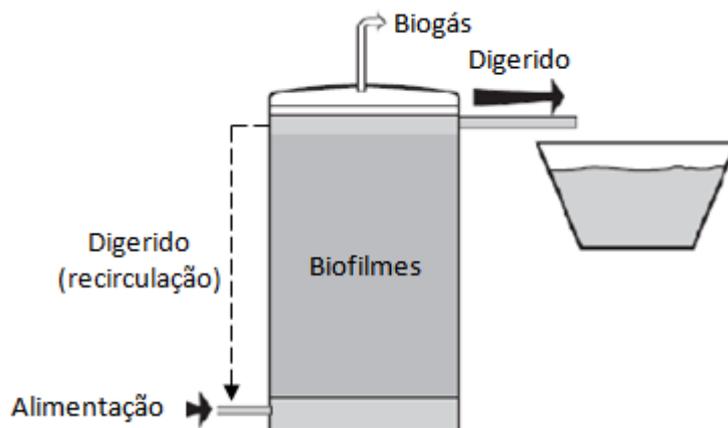


Figura 2.6 – Filtro anaeróbio de fluxo ascendente. Adaptado de Gonçalves [2].

Nos digestores de mistura completa (CSTR, *constant stirring tank reactors*) (Figura 2.7), o substrato é aquecido (não representado na figura) e misturado com os resíduos afluentes. Na figura,

considerou-se que a mistura é realizada por agitação, mas, em alternativa, pode ser aplicado um dos outros processos referidos anteriormente nesta subsecção (recirculação do biogás e recirculação do substrato). Os digestores de mistura completa são adequados a resíduos com frações mássicas de matéria seca de 3 a 10%, usam tempos de retenção entre 10 e 20 dias e podem operar com bactérias mesófilas ou termófilas. Oferecem a vantagem de ocuparem uma menor área de terreno, mas acarretam maiores custos de construção, operação e manutenção (para a mesma produção de resíduos) [2]. Com estes digestores, é importante assegurar uma alimentação constante, para manter a digestão anaeróbia estável e evitar choques de carga ou falta de substrato, o que obriga a que funcionem em regime contínuo. Por fim, o tempo de retenção hidráulico é igual ao tempo de retenção de sólidos [35].

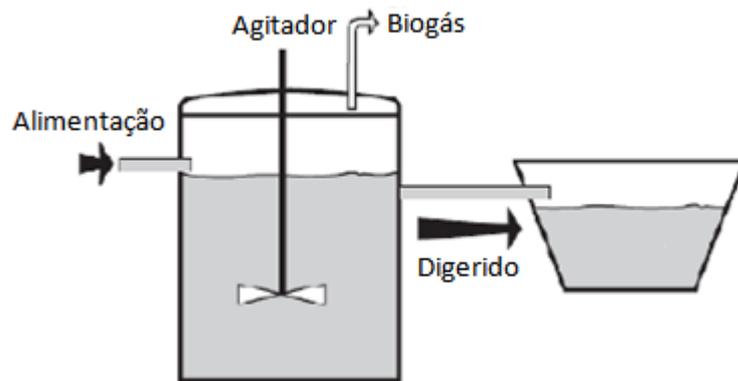


Figura 2.7 – Digestor de mistura completa (CSTR). Adaptado de Gonçalves [2].

Nos digestores de escoamento pistão (*plug-flow*) (Figura 2.8), o substrato percorre o digestor desde o ponto de alimentação até ao ponto de descarga sem se misturar com o restante conteúdo do digestor, sendo a alimentação de resíduos feita num ponto oposto ao da recolha do digerido [14]. Os digestores de escoamento pistão são adequados a resíduos com frações mássicas de matéria seca de 11 a 13% e aplicam tempos de retenção que variam entre 15 e 20 dias. São aquecidos de forma ativa (não representado na figura), podendo funcionar com bactérias mesófilas ou termófilas. Estes digestores têm reduzidas necessidades de manutenção [2], sendo de notar a sua simplicidade de conceção e a sua ausência de órgãos mecânicos [14].

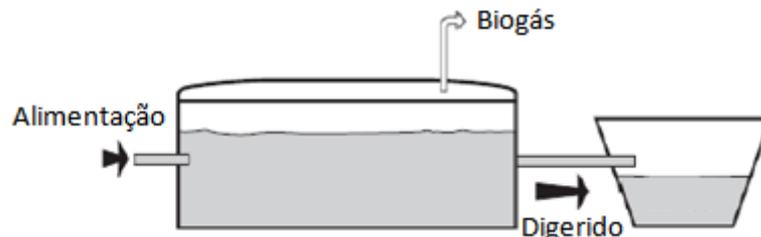


Figura 2.8 – Digestor de escoamento pistão. Adaptado de Gonçalves [2].

A Tabela 2.6 resume as principais condições de funcionamento dos quatro tipos de digestor mencionados anteriormente.

Tabela 2.6 – Resumo das principais condições de funcionamento dos digestores apresentados [2]

Digestor	MS [%]	TRH [dia]
De lagoa coberta	< 3	40–60
De filme fixo	< 3	3–5
De mistura completa	3–10	10–20
De escoamento pistão	11–13	15–20

### 2.3. Cogeração

Um sistema de trigeração produz simultaneamente energia sob as formas de calor, eletricidade e frio. Normalmente, estes sistemas consistem numa unidade de cogeração (que produz calor e eletricidade) à qual é associada um ciclo de refrigeração, que consome parte da energia produzida como calor ou eletricidade, dependendo do ciclo.

A energia primária consumida para o acionamento de sistemas de cogeração é, geralmente, o calor resultante da queima de um combustível, a partir da qual se produzem calor a menor temperatura e eletricidade. Nesta secção, das várias tecnologias de cogeração existentes, apresenta-se o motor de combustão interna (de ciclo Otto e de ciclo Diesel), a turbina a gás (que tem ainda a variante da microturbina) e a turbina a vapor. Em todas estas soluções, empregam-se geradores para obter a parcela de energia na forma de eletricidade. Na literatura, podem-se encontrar outras alternativas, como o motor Stirling [39], o ciclo combinado, o ciclo de Rankine orgânico e a célula de combustível [40].

Os rendimentos térmico ( $\eta_{ter}$ ) e elétrico ( $\eta_{ele}$ ) são parâmetros relevantes na escolha de um sistema de cogeração e relacionam, através das Equações 2.8 e 2.9, a potência calorífica de acionamento ( $\dot{Q}_H$ ), que constitui a potência primária consumida, com as potências calorífica ( $\dot{Q}_L$ ) e elétrica ( $\dot{W}$ ) produzidas [41]:

$$\eta_{ter} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \quad (2.8)$$

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} \quad (2.9)$$

Em sistemas reais,  $\eta_{ter} + \eta_{ele} < 1$  [41].

A relação calor–eletricidade ( $RCE$ ) e o seu inverso, a relação eletricidade–calor ( $REC$ ), comparam as potências produzidas nas formas térmica ou elétrica e são definidas por [42]:

$$RCE = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = \frac{\eta_{ter}}{\eta_{ele}} \quad (2.10)$$

$$REC = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_L} = \frac{\eta_{ele}}{\eta_{ter}} \quad (2.11)$$

Na seleção de um sistema de cogeração, é desejável que os consumos de calor e eletricidade tenham uma relação próxima da RCE (ou da REC), porque, por exemplo, se o consumo de calor for excessivo comparado com o consumo elétrico, o sistema de cogeração é levado a produzir excedente de calor, ou então torna-se necessário recorrer a um sistema de apoio à geração de eletricidade (como a rede).

A Tabela 2.7 faz uma comparação resumida entre o motor de ciclo Otto, o motor de ciclo Diesel, a turbina a gás, a microturbina e a turbina a vapor. Para além dos parâmetros já referidos (rendimentos térmico e elétrico, RCE e REC), são indicados o desempenho a carga parcial e o tempo de arranque, que são outros critérios relevantes na escolha do tipo de unidade de cogeração. Verifica-se que as gamas dos rendimentos térmicos dos vários sistemas são semelhantes. Quanto ao rendimento elétrico, os motores de combustão interna são os mais favoráveis.

**Tabela 2.7 – Comparação dos sistemas de cogeração abordados [40]**

	Motor de ciclo Otto	Motor de ciclo Diesel	Turbina a gás	Microturbina	Turbina a vapor
$\eta_{ter}$ [%]	40–60	40–60	40–60	40–60	40–60
$\eta_{ele}$ [%]	22–45	25–45	15–35	18–27	10–40
RCE [-]	0,89–2,73	0,89–2,40	1,14–4,00	1,48–3,33	1,00–6,00
REC [-]	0,37–1,12	0,42–1,12	0,25–0,88	0,30–0,68	0,17–1,00
<b>Desempenho a carga parcial</b>	Médio	Bom	Mau	Médio	Bom
<b>Tempo de arranque</b>	≈ 10 s	≈ 10 s	10 min–1 h	≈ 1 min	1 h–1 dia

Outro aspeto importante é a temperatura a que se obtém o calor, uma vez que condiciona as suas possibilidades de aplicação. No entanto, no caso dos produtores de leite, o consumo de calor é apenas para aquecimento de água a temperaturas típicas de uso doméstico, temperaturas essas que Moutinho [40] indica poderem ser conseguidas com todos os sistemas de cogeração apresentados. Outros fatores relevantes são os combustíveis disponíveis, o custo de investimento, o impacto ambiental e o ruído da instalação.

Os rendimentos térmico e elétrico variam com a temperatura ambiente. Como referência, indicam-se os resultados de Caresana *et al.* [43] para cogeração com microturbinas, pelos quais, por cada aumento de 1°C da temperatura ambiente, o rendimento térmico de uma microturbina aumenta 0,70% e o rendimento elétrico diminui 0,51% dos respetivos valores à temperatura ambiente de referência (as condições ISO especificam que é 15°C). Isto está associado a diminuições das potências calorífica e elétrica produzidas de 0,10 e 1,22%/°C, respetivamente. A causa principal apontada pelos autores para esta diminuição (inclusive da potência térmica, apesar do maior rendimento térmico) foi a menor massa volúmica do ar ambiente a temperaturas maiores, que resulta num menor caudal mássico

de ar admitido pela microturbina e, conseqüentemente, numa menor taxa de libertação de energia pela queima de combustível.

Para além disto, outros fatores explicam a variabilidade dos rendimentos térmico e elétrico. Por exemplo, o desempenho do sistema de cogeração depende da sua solução construtiva e dos vários parâmetros construtivos relevantes. Depende ainda do regime de carga (se é plena ou parcial).

### **2.3.1. Motor de combustão interna**

Os motores de combustão interna são a solução construtiva mais comum para a cogeração a partir de biogás, representando cerca de 80% dos sistemas existentes. Entretanto, outras tecnologias, como as microturbinas, começaram a ser implementadas nas novas instalações [39]. O biogás pode ser aplicado em motores de ciclo Otto (ignição por faísca, usados em instalações de menor dimensão, entre 15 e 100 kW de potência elétrica) ou então, adicionando-se gásóleo, em motores de ciclo Diesel (ignição por compressão, usados em aplicações de maior dimensão, como estações de tratamento de esgotos) [15].

Em ambos os motores, de ciclo Otto e de ciclo Diesel, ocorrem as etapas de admissão, compressão, ignição, expansão e escape. As principais diferenças entre ambos estão no processo usado para a ignição – no motor de ciclo Otto, o combustível é admitido no cilindro juntamente com o ar, fazendo-se a sua ignição com uma faísca, enquanto no motor de ciclo Diesel o combustível é injetado diretamente no cilindro, fazendo-se a sua ignição pela compressão do ar e do combustível no cilindro [40] – e também, como será explicado adiante, na forma como é estudada a fase de ignição no ciclo motor padrão a ar – supondo aquecimento a volume constante ou a pressão constante, respetivamente no ciclo Otto e no ciclo Diesel.

Os motores de combustão interna podem ser estudados considerando-se uma massa finita de ar sujeita a um ciclo termodinâmico no interior do cilindro – o ciclo motor padrão a ar – apesar de, na realidade, o interior do cilindro conter uma mistura de ar, combustível e gases de combustão (em vez de apenas ar) e haver escape de gases de combustão e admissão de ar novo e de combustível (não se trata verdadeiramente de um ciclo termodinâmico). As etapas destes “ciclos” acompanham o percurso do êmbolo do motor, que faz variar o volume ( $V$ ) da mistura no cilindro à medida que oscila entre o PMI (ponto morto inferior) e o PMS (ponto morto superior) [44].

A Figura 2.9 mostra os ciclos motores padrão a ar Otto e Diesel em diagramas  $p$ - $V$  (pressão–volume). Com a subida do êmbolo até ao PMS, o ar sofre uma compressão isentrópica (1–2). Recebe depois energia sob a forma de calor através da queima do combustível (2–3). No caso do ciclo Otto, o aquecimento dá-se a volume constante, enquanto no caso do ciclo Diesel dá-se a pressão constante. De 3 a 4, com a descida do êmbolo até ao PMI, o ar (no motor real, é uma mistura de gases de combustão) sofre uma expansão isentrópica e de 4 a 1 sofre um arrefecimento a volume constante. Este arrefecimento traduz o escape de gases de combustão e a admissão de ar novo (à pressão e temperatura

ambientes), o que está marcado na evolução 4–5–1, a tracejado. Em motores a quatro tempos, uma nova subida do êmbolo ao PMS expulsa a mistura existente no cilindro e uma nova descida do êmbolo ao PMI provoca a sucção de ar novo para o cilindro [44].

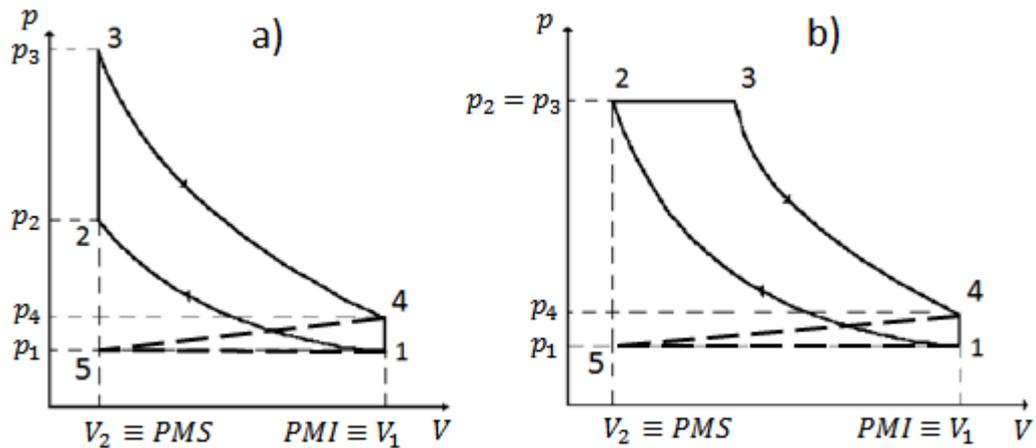


Figura 2.9 – Diagramas  $p$ - $V$  dos ciclos motores padrão a ar Otto (a) e Diesel (b). Adaptado de Pinho [44].

Num sistema de cogeração com motor de combustão interna, a energia elétrica é obtida acoplando um gerador ao veio do motor, enquanto a energia térmica é retirada do fluido de arrefecimento do motor e dos gases de escape, como mostra a Figura 2.10. O calor conseguido desta forma permite o aquecimento de água a temperaturas de 85–90°C, ou mesmo de 95°C em alguns casos específicos. No âmbito da cogeração e para além do biogás, estes motores podem utilizar uma grande variedade de combustíveis. Motores de ciclo Otto utilizam maioritariamente o gás natural, mas podem utilizar o propano, o butano, nafta, entre outros, enquanto motores de ciclo Diesel podem utilizar fuelóleo, gasóleo, entre outros [40].

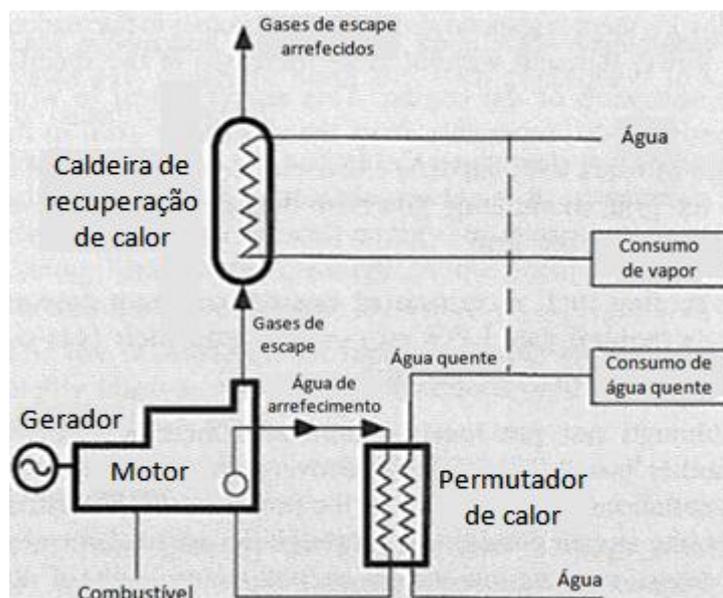


Figura 2.10 – Sistema de cogeração com motor de combustão interna. Adaptado de Moutinho [40].

A Tabela 2.8 mostra as vantagens e desvantagens dos motores de combustão interna enquanto sistemas de cogeração. Como vantagens, destacam-se o baixo custo de investimento e a manutenção simples. No entanto, o tempo de vida útil é curto, o ruído é elevado e a manutenção, ainda que seja simples, acaba por ser dispendiosa ao acarretar paragens mais frequentes.

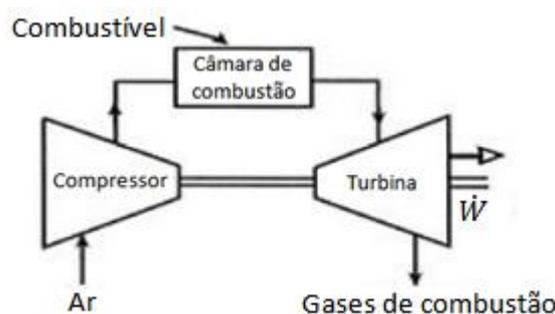
**Tabela 2.8 – Vantagens e desvantagens da cogeração com motor de combustão interna**

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"><li>• Baixo custo de investimento</li><li>• Manutenção simples</li><li>• Não necessita de vigilância constante [45]</li><li>• Arranque rápido (cerca de 10 s)</li><li>• Adaptável a variações de carga e a paragens frequentes</li><li>• Bom desempenho a carga parcial</li><li>• Não necessita de fornecimento de gás a alta pressão [40]</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Manutenção dispendiosa (acarreta paragens mais frequentes)</li><li>• Tempo de vida útil curto</li><li>• Necessita de arrefecimento quando o calor produzido não está a ser aproveitado [45]</li><li>• Ruído elevado</li><li>• Emissões elevadas de óxidos de azoto</li><li>• Energia térmica dispersa e a baixa temperatura (ainda assim, permite o aquecimento de água a 85–90°C) [40]</li></ul>

### 2.3.2. Turbina a gás e microturbina

As turbinas a gás são predominantemente utilizadas na indústria, por serem compactas, terem baixas emissões e poderem ser integradas num sistema de cogeração. Nos últimos anos, têm sido alvo de estudo no sentido de se aumentar a sua eficiência na conversão de energia. A designação “gás” refere-se não ao combustível mas sim ao fluido de trabalho – ar [45]. Atualmente, estão muito difundidas em instalações com exigências energéticas constantes. Estes sistemas podem produzir potências elétricas entre os 500 kW e os 250 MW [40].

As turbinas a gás operam pelo ciclo Joule-Brayton, esquematizado na Figura 2.11. Primeiro, ar exterior é comprimido adiabaticamente. Na câmara de combustão, o ar é misturado com o combustível e faz-se a combustão da mistura a pressão constante. A mistura de gases de combustão sofre então uma expansão adiabática e é expelida para o ambiente [41].



**Figura 2.11 – Ciclo Joule-Brayton. Adaptado de Ascensão [45].**

De forma semelhante ao motor de combustão interna, o ciclo Joule-Brayton não é realmente um ciclo termodinâmico, uma vez que existe escape de gases de combustão e admissão de ar novo e

de combustível, mas pode ser estudado considerando-se um caudal de ar a sofrer um ciclo termodinâmico. Esta aproximação pode ser representada pelo diagrama  $T-s$  (temperatura–entropia específica) da Figura 2.12. No ciclo Joule-Brayton simples, ar nas condições de pressão e temperatura ambiente sofre uma compressão isentrópica (1–2). A seguir, é aquecido a pressão constante, sendo o calor que recebe resultante da combustão (2–3). Segue-se uma expansão isentrópica até à pressão ambiente (3–4) e um arrefecimento a pressão constante (4–1), que corresponde ao escape da mistura de gases de combustão e à admissão de ar novo [41].

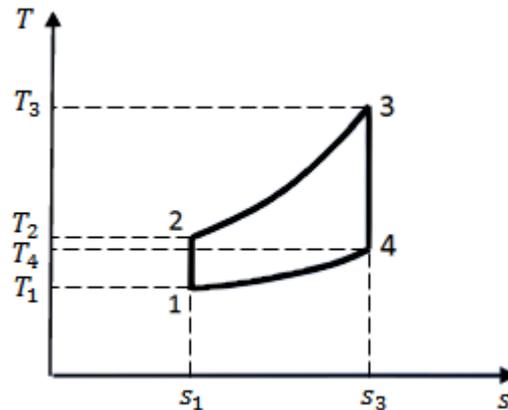


Figura 2.12 – Diagrama  $T-s$  do ciclo Joule-Brayton simples. Adaptado de Afonso [41].

Num sistema de cogeração com turbina a gás (Figura 2.13), a eletricidade é obtida acoplando-se um gerador ao veio da turbina e do compressor, enquanto o calor vem do aproveitamento dos gases de escape da turbina. A energia térmica é disponibilizada a temperaturas de 500 a 600°C. Para além do biogás, estes sistemas podem utilizar outros combustíveis gasosos (como gás natural e propano) ou combustíveis líquidos (como gasóleo e *jet fuel*) [40].

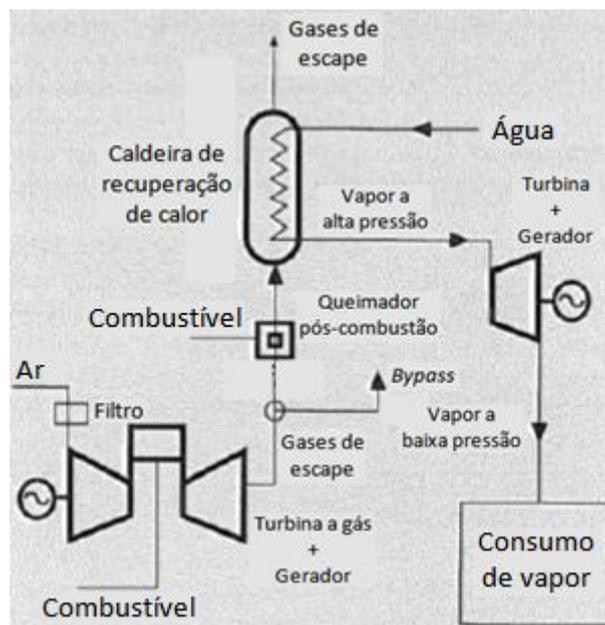


Figura 2.13 – Sistema de cogeração com turbina a gás. Adaptado de Moutinho [40].

A Tabela 2.9 mostra as vantagens e desvantagens das turbinas a gás enquanto sistemas de cogeração. A turbina a gás é uma tecnologia de manutenção simples (por ter menores tempos de paragem), tem elevada fiabilidade e baixo nível de vibrações. No entanto, tem um tempo de vida útil curto e produz ruído de alta frequência.

**Tabela 2.9 – Vantagens e desvantagens da cogeração com turbina a gás**

<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Manutenção simples (menores tempos de paragem)</li><li>• Unidades compactas, com razões potência/peso altas</li><li>• Elevada fiabilidade [45]</li><li>• Arranque rápido (10 min–1 h)</li><li>• Emissões reduzidas de óxidos de azoto</li><li>• Não necessita de arrefecimento</li><li>• Calor produzido a temperaturas elevadas (500–600°C)</li><li>• Baixo nível de vibrações [40]</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Sensibilidade à qualidade do combustível</li><li>• Sensibilidade a variações de temperatura</li><li>• Tempo de vida útil curto (15–20 anos segundo Moutinho [40])</li><li>• Solicitação mecânica de muitos componentes</li><li>• Ruído de alta frequência [45]</li><li>• Baixo rendimento a cargas parciais</li><li>• Potência elétrica obtida diminui bastante com o aumento da temperatura ambiente</li><li>• Operação com ar a alta pressão</li><li>• Necessidade de dispositivos que previnam a corrosão e a entrada de sujidade [40]</li></ul>

As microturbinas são semelhantes às turbinas a gás e são muitas vezes aplicadas em sistemas de cogeração para restaurantes e edifícios de serviços, por serem compactas, pouco ruidosas e terem boa fiabilidade [45]. Estes sistemas podem produzir potências elétricas entre os 30 e os 300 kW (enquanto as turbinas a gás podem produzir potências entre os 500 kW e os 250 MW). Para além do biogás, podem utilizar uma grande variedade de combustíveis, por exemplo gás natural, GPL, propano, gasolina, querosene e gasóleo [40].

A Tabela 2.10 resume as vantagens e desvantagens das microturbinas. Como vantagens, destacam-se o menor desgaste, a menor necessidade de manutenção e o baixo ruído. No entanto, as microturbinas acarretam um custo de investimento elevado.

**Tabela 2.10 – Vantagens e desvantagens da cogeração com microturbina**

<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Número reduzido de peças móveis (menor desgaste)</li><li>• Baixo ruído [45]</li><li>• Dimensões reduzidas</li><li>• Arranque rápido (cerca de 1 min)</li><li>• Menor necessidade de manutenção</li><li>• Emissões reduzidas de óxidos de azoto</li><li>• Elevada fiabilidade</li><li>• Não necessita de arrefecimento [40]</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Custo de investimento elevado</li><li>• Energia térmica a baixa temperatura (ainda assim, pode ser usada em processos industriais ou então para aquecimento/arrefecimento de espaços [40])</li><li>• Tecnologia recente [45]</li><li>• Desempenho médio a carga parcial [40]</li></ul>

### 2.3.3. Turbina a vapor

A cogeração com turbinas a vapor tem-se difundido, especialmente como meio de produção centralizada de eletricidade quer em grandes instalações com potências superiores a 20 MW quer em indústrias onde, de outro modo, se perderia grande quantidade de calor residual (por exemplo, fornos metalúrgicos, refinação petrolífera e as indústrias do vidro ou da pasta de papel) [40].

As turbinas a vapor operam com base no ciclo de Rankine, esquematizando-se na Figura 2.14 o ciclo de Rankine com sobreaquecimento. Estes ciclos usam água como fluido de trabalho e operam entre duas isobáricas, respetivamente à “pressão de condensação” e à “pressão de evaporação”. Começando no ponto 1, água no estado de líquido saturado sofre uma compressão isentrópica até à pressão de vaporização (1–2) recebendo energia como trabalho ( $W_{12}$ ). Depois, é aquecida a pressão constante, tornando-se vapor sobreaquecido (2–3) recebendo energia como calor ( $Q_{23}$ ). A seguir, sofre uma expansão isentrópica até à pressão de condensação, tornando-se vapor húmido (3–4) e perdendo energia como trabalho ( $W_{34}$ ). Finalmente, arrefece a pressão constante, condensando até ao estado de líquido saturado (4–1) e perdendo energia como calor ( $Q_{41}$ ) [41].

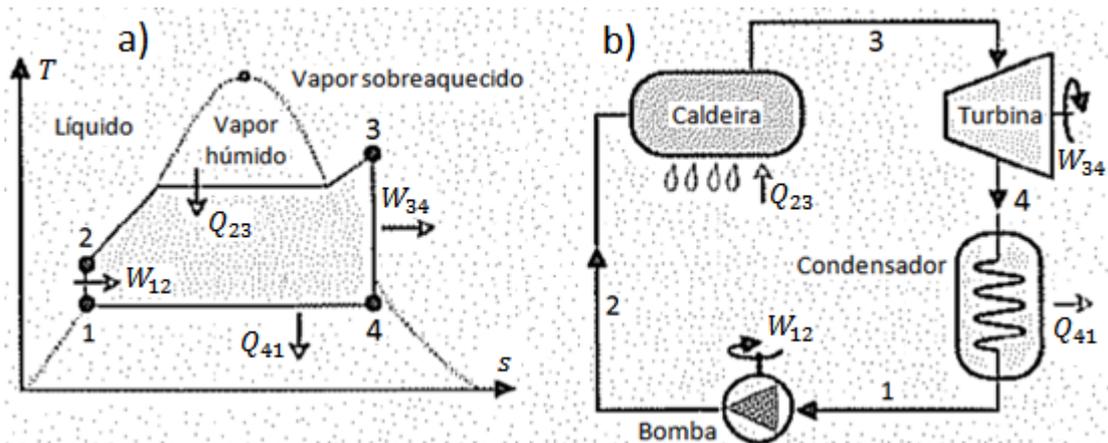


Figura 2.14 – Ciclo de Rankine com sobreaquecimento: diagrama T-s (a) e esquema do ciclo termodinâmico (b). Adaptado de Moutinho [40].

Num sistema de cogeração com turbina a vapor, a energia elétrica é obtida acoplando-se um gerador ao veio da turbina, enquanto a energia térmica é obtida a partir do calor de condensação [30]. Como não há mistura entre o combustível e o fluido de trabalho, estes sistemas podem utilizar qualquer combustível, incluindo carvão e madeira [40].

A Tabela 2.11 resume as vantagens e desvantagens destes sistemas. Salienta-se o tempo de vida útil longo e a segurança e fiabilidade destes sistemas. No entanto, a sua aplicabilidade é reduzida e também acarretam um investimento inicial elevado. Adicionalmente, produzem ruído elevado.

**Tabela 2.11 – Vantagens e desvantagens da cogeração com turbina a vapor [40]**

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tempo de vida útil longo (25–35 anos)</li> <li>• Equipamento seguro</li> <li>• Fiabilidade elevada</li> <li>• Grande variedade de combustíveis utilizáveis</li> <li>• Bom desempenho a carga parcial</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reduzida aplicabilidade</li> <li>• Investimento inicial elevado</li> <li>• Arranque demorado (1 h–1 dia)</li> <li>• Difícil controlo das emissões de óxidos de azoto</li> <li>• Elevado ruído</li> </ul>

## 2.4. Refrigeração

Num sistema de trigeriação, a produção de frio é conseguida recorrendo-se a um ciclo de refrigeração, que é acionado ou pelo calor ou pela eletricidade produzidos pela unidade de cogeração. Em geral, o que um ciclo frigorífico faz é extrair calor de um corpo ou espaço a menor temperatura (designado por “fonte fria”) e ceder calor a um corpo ou espaço a maior temperatura (designado por “fonte quente”). Na verdade, o mesmo ciclo pode ser aplicado em máquinas térmicas frigoríficas ou em bombas de calor, consoante a tarefa principal do ciclo seja arrefecer ou aquecer um espaço. As máquinas térmicas frigoríficas, em geral, retiram calor de um espaço a uma temperatura inferior ao ambiente (como o interior de um frigorífico ou de um edifício) e cedem calor ao ambiente (ar exterior ao frigorífico ou ao edifício) [41].

A eficiência de um sistema de refrigeração é um parâmetro relevante na escolha de uma solução construtiva e pode ser descrita pelo COP (*coefficient of performance*), que relaciona, através da Equação 2.12, a potência frigorífica obtida pelo sistema ( $\dot{Q}_L$ ), retirada da fonte fria, com a sua potência de acionamento ( $\dot{E}$ ), que pode ser de natureza térmica ou elétrica [41]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{E}} \quad (2.12)$$

O COP de aquecimento ( $COP'$ ) relaciona, pela Equação 2.13, a potência calorífica obtida ( $\dot{Q}_H$ ), que é cedida à fonte quente, com a potência consumida para o acionamento da máquina frigorífica ( $\dot{E}$ ) [41]:

$$COP' = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{E}} \quad (2.13)$$

Se for válido que  $\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{E}$ , então:

$$COP' = COP + 1 \quad (2.14)$$

A Tabela 2.12 apresenta várias tecnologias de refrigeração e os respetivos campos de aplicação. Destas tecnologias, serão abordados o ciclo de compressão de vapor (acionado

eletricamente), o ciclo de absorção e o ciclo de adsorção (acionados termicamente), que são aplicados no armazenamento de alimentos. Outros exemplos de tecnologias de refrigeração, referidos por Ferreira [46], são o ciclo transcrito a CO<sub>2</sub>, a refrigeração termoacústica e a refrigeração magnética.

**Tabela 2.12 – Tecnologias de refrigeração e respetivos campos de aplicação [47, 48]**

Acionamento	Sistema de refrigeração	Armazenamento		
		Climatização (15–20°C)	de vacinas e alimentos (0–8°C)	Congelação (< 0°C)
	Temperaturas de arrefecimento típicas			
<b>Térmico</b>	Ciclo dessecante	✓		
	Ciclo ejetor	✓		
	Ciclo de Rankine acionando um ciclo de compressão de vapor	✓		
	Ciclo de absorção	✓	✓	
	Ciclo de adsorção	✓	✓	
<b>Elétrico</b>	Refrigeração termoelétrica		✓	✓
	Ciclo de compressão de vapor		✓	✓
	Ciclo (frigorífico) Stirling			✓
	Tubo de vórtice	✓	✓	✓

Na escolha do ciclo frigorífico a usar numa trigerção, para além do tipo de acionamento (térmico ou elétrico) e do COP, podem ser relevantes a temperatura e o caudal do fluido arrefecido (bem como do fluido aquecido) e o custo de investimento. Tratando-se de um ciclo acionado termicamente, importa ter em conta a temperatura e o caudal do fluido de acionamento, que pode ser, por exemplo, água quente.

O COP de uma máquina térmica frigorífica que arrefeça um espaço trocando calor com o ambiente é afetado pela temperatura do último. Como referência, a Figura 2.15 mostra, para vários fluidos frigoríficos, os COP de ciclos de compressão de vapor a várias temperaturas ambiente (comparados com os COP a 35°C) obtidos por Motta e Domanski [49] em simulações. Observa-se que o COP diminui com a temperatura ambiente e que esta diminuição é quase igual para os vários fluidos frigoríficos até cerca de 40°C.

Outros fatores que podem afetar o COP são a temperatura no condensador e no evaporador, a solução construtiva utilizada, os respetivos parâmetros construtivos relevantes e o regime de carga (se é plena ou parcial).

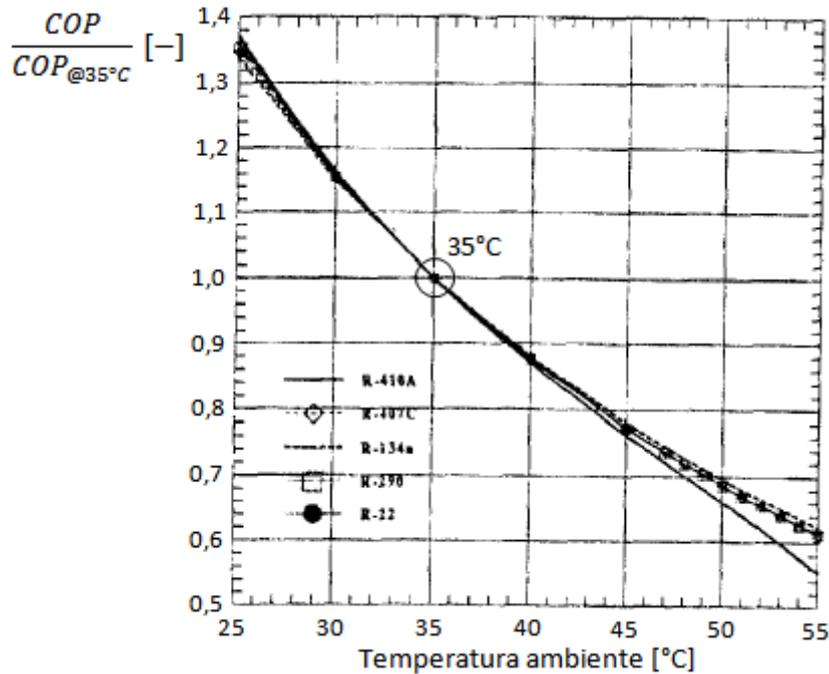


Figura 2.15 – COP de máquinas térmicas frigoríficas em função da temperatura ambiente. Adaptado de Motta e Domanski [49].

### 2.4.1. Ciclo de compressão de vapor

Os sistemas de refrigeração baseados no ciclo de compressão de vapor são os mais utilizados [50]. A Figura 2.16 representa um ciclo ideal de compressão de vapor. O fluido frigorífero, no estado de vapor, passa por um compressor, onde sofre uma compressão isentrópica (1–2) recebendo energia como trabalho ( $W_{comp}$ ), aumentando a sua pressão e a sua temperatura. Atinge assim uma temperatura superior à fonte quente e condensa a pressão constante no condensador (2–3), perdendo energia como calor para a fonte quente ( $Q_H$ ). A seguir, em vez de uma expansão isentrópica numa turbina (3–4'), uma válvula de laminagem provoca a expansão isentálpica do fluido (3–4), reduzindo a sua pressão. A sua temperatura também baixa, atingindo um valor inferior ao da fonte fria, o que permite que receba calor da mesma ( $Q_L$ ) e evapore a pressão constante no evaporador (4–1), passando novamente a vapor. Neste ciclo, o consumo utilizado para manter o efeito frigorífico é de natureza elétrica e é utilizado no trabalho de compressão [46]. Apesar de, na figura, se considerar o estado 1 como sendo vapor saturado e o estado 3 como líquido saturado, pode-se projetar o ciclo para se terminar a evaporação com vapor sobreaquecido no estado 1, bem como terminar a condensação com líquido comprimido do estado 3. Diz-se que se utiliza, respetivamente, “sobreaquecimento” e “subarrefecimento” [41].

No âmbito da climatização, que envolve temperaturas de arrefecimento de 15–20°C [47, 48] (ver Tabela 2.12), os valores típicos para o COP dos *chillers* de compressão de vapor situam-se aproximadamente entre 2,5–4 [51]. Na conservação de alimentos, que envolve temperaturas de arrefecimento menores (0–8°C) [47, 48], os COP são menores.

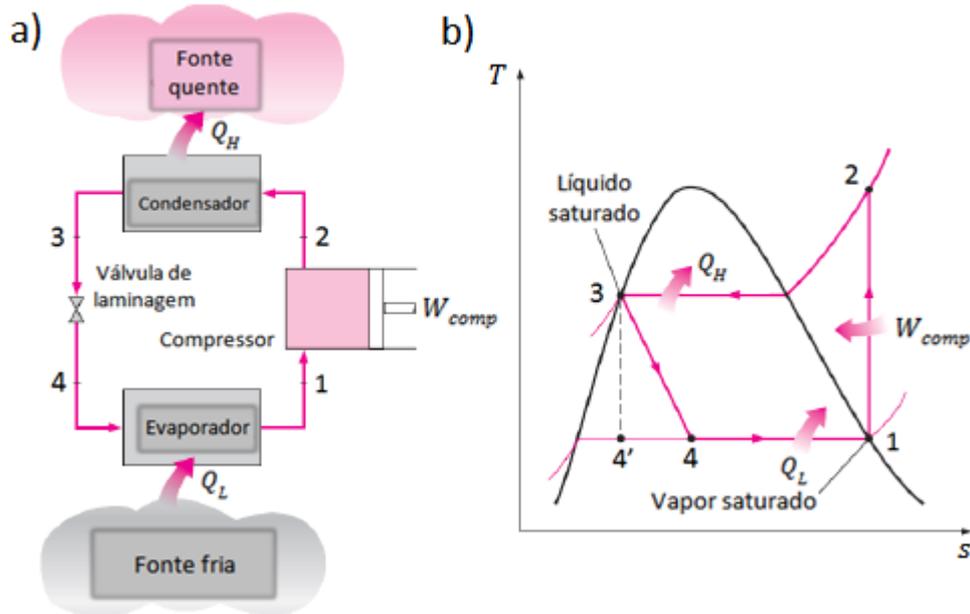


Figura 2.16 – Ciclo ideal de compressão de vapor: esquema do ciclo termodinâmico (a) e diagrama T-s (b). Adaptado de Ferreira [46].

### 2.4.2. Ciclo de absorção

O ciclo de absorção, para além do fluido frigorigéneo, recorre a um fluido secundário, designado por absorvente, que pode absorver vapor do fluido frigorigéneo e assim formar uma solução líquida homogénea. Enquanto a absorção ocorre a baixas temperaturas e de forma exotérmica, a separação do absorvente e do vapor do fluido frigorigéneo ocorre a altas temperaturas, por destilação, num processo endotérmico [41]. Mais rigorosamente, a mistura líquida (chamada solução forte) separa-se no vapor do fluido frigorigéneo e na chamada solução fraca (formada pelo absorvente e por uma baixa concentração do fluido frigorigéneo) [52].

No ciclo de absorção, estas transformações são aproveitadas para se conseguir comprimir líquido em vez de vapor, o que é vantajoso porque as substâncias no estado líquido têm um volume específico menor e, assim, um igual aumento de pressão do mesmo caudal mássico pode ser conseguido com potências de compressão menores. Entre o evaporador e o condensador, o compressor acionado eletricamente (utilizado no ciclo de compressão de vapor) é substituído por um conjunto designado por compressor térmico, constituído por um absorvedor, uma bomba, um gerador e uma válvula de laminagem. O consumo dos ciclos de absorção é principalmente energia térmica, que é utilizada no gerador para fazer a separação da solução forte. Existe também um consumo elétrico para operar a bomba, mas esta parcela é muito menor. Para além das trocas de calor no evaporador, no condensador e no gerador, é necessário arrefecer o absorvedor para o manter à temperatura de absorção. Usualmente, no caso do funcionamento como máquina térmica frigorífica, esta troca de calor é feita com um fluido à temperatura ambiente [41].

Tendo isto em conta, a Figura 2.17 esquematiza um ciclo de absorção de efeito simples. De 1 a 4, é idêntico ao ciclo de compressão de vapor: o fluido frigorigéneo sofre uma condensação a pressão

constante (1–2), cedendo calor ( $Q_H$ ) à fonte quente; depois, sofre uma expansão isentálpica, reduzindo a sua pressão e a sua temperatura (2–3), e uma evaporação a pressão constante (3–4), recebendo calor ( $Q_L$ ) da fonte fria. No absorvedor, à pressão de evaporação, o vapor do fluido frigorígeno (4) é absorvido pela solução fraca (8), formando a solução forte no estado líquido (5). Este processo ocorre com libertação de calor ( $Q_A$ ) para a fonte quente. A solução forte (mistura do fluido frigorígeno com o absorvente) sofre uma compressão isentrópica e é bombeada para o gerador (5–6), aumentando a sua pressão à custa do trabalho de compressão ( $W_{comp}$ ). No gerador, a mistura recebe o calor de acionamento do ciclo ( $Q_G$ ) e é separada na solução fraca e no vapor do fluido frigorígeno. A solução fraca (7) retorna ao absorvedor passando primeiro por uma válvula de laminagem, que reduz a sua pressão através de uma expansão isentálpica (7–8), enquanto o vapor do fluido frigorígeno (1) retorna às etapas 1 a 4 [41]. O ciclo de absorção também tem uma variante de efeito duplo, que inclui dois geradores e consegue assim um maior COP. Neste caso, a solução fraca à saída do primeiro gerador sofre uma nova separação num gerador a menor temperatura [48].

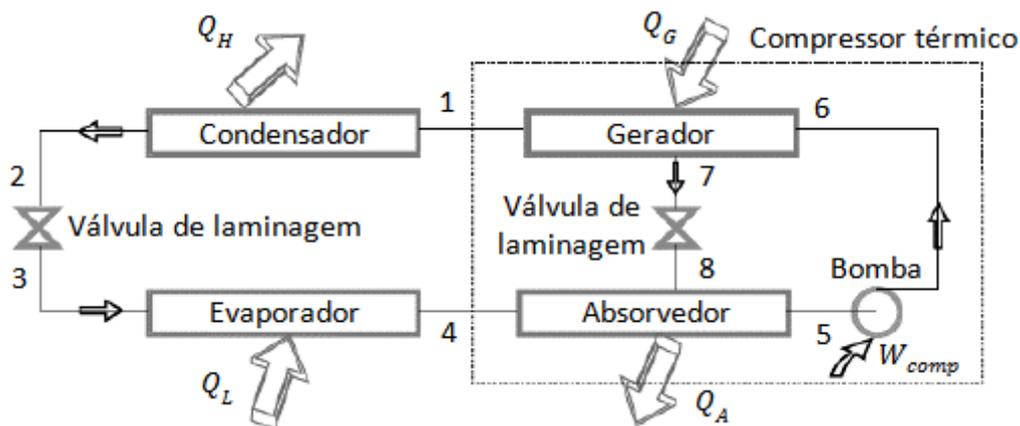


Figura 2.17 – Ciclo de absorção de efeito simples. Adaptado de Jorge [50].

Os pares fluido frigorígeno–absorvente mais utilizados são  $H_2O$ – $LiBr$ ,  $NH_3$ – $H_2O$ ,  $NH_3$ – $LiNO_3$  e acetona– $ZnBr_2$  [52].

Como vantagem principal, aponta-se que o consumo elétrico destes ciclos é baixo e que são principalmente acionados por energia térmica. Acresce que apresentam baixos níveis de ruído e vibrações, graças ao uso de bombas em vez de compressores (compressão de líquidos em vez de gases). No entanto, os seus COP são baixos e acarretam maiores custos de construção para o mesmo efeito frigorífico [45]. Ainda assim, Afonso [41] indica que o seu acionamento pode ser feito por efluentes industriais quentes ou por energia solar, o que pode tornar estes sistemas viáveis.

Como referência para COP típicos, bem como temperaturas de refrigeração obtidas (água arrefecida), reuniu-se informação de dois fornecedores de *chillers* de absorção, a *Thermax* e a *Yazaki Energy Systems, Inc*. A Tabela 2.13 mostra especificações de *chillers* acionados por água quente como fonte de calor, enquanto a Tabela 2.14 mostra especificações de *chillers* acionados pela queima de um combustível. Enquanto o COP de *chillers* de efeito simples anda em torno de 0,7, o COP de *chillers* de

efeito duplo atinge 1,4. As temperaturas atingidas para a água arrefecida são pouco superiores a 0°C (salvo o *chiller* acionado a combustível da *Yazaki Energy Systems, Inc.*, que obtém água arrefecida a 7°C). O *chiller 2G Series* da *Thermax* e os *chillers* acionados a combustível da *Yazaki Energy Systems, Inc.* usam H<sub>2</sub>O–LiBr como par fluido frigorigéneo–absorvente.

**Tabela 2.13 – Especificações de *chillers* de absorção acionados a água quente. Dados publicados pela *Thermax* [53]**

Efeito simples			
<i>Chiller</i>	Temperatura da água de acionamento [°C]	Temperatura da água arrefecida [°C]	<i>COP</i> [-]
<i>LT Series</i>	75–120	≥ 3,5	0,65–0,72
<i>HS Series</i>	120–150	≥ 0,0	0,70–0,75
Efeito duplo			
<i>Chiller</i>	Temperatura da água de acionamento [°C]	Temperatura da água arrefecida [°C]	<i>COP</i> [-]
<i>2G Series</i>	150–180	≥ 1,0	1,40–1,45

**Tabela 2.14 – Especificações de *chillers* de absorção acionados a combustível. Dados publicados pela *Thermax* [54] e pela *Yazaki Energy Systems, Inc.* [55]**

Efeito duplo			
Marca	Combustíveis utilizáveis	Temperatura da água arrefecida [°C]	<i>COP</i> [-]
<i>Thermax</i>	Grande variedade, incluindo biogás, gás natural e propano	≥ 1,0	1,40–1,45
<i>Yazaki Energy Systems, Inc.</i>	Gás natural, propano	7,0	1,02–1,10

### 2.4.3. Ciclo de adsorção

O ciclo de adsorção também é um ciclo acionado termicamente (ainda assim, é preciso algum consumo elétrico para fazer o controlo das várias etapas do ciclo). O seu funcionamento baseia-se no uso de adsorventes (por exemplo, sílica gel) que adsorvem o fluido frigorigéneo (que é o adsorvato) [45]. A adsorção<sup>6</sup> é um processo exotérmico, pelo que o adsorvente necessita de arrefecimento externo, enquanto a dessorção é um processo endotérmico, alimentado pela energia térmica consumida pelo ciclo. O leito adsorvente tem uma capacidade limitada de adsorção do fluido frigorigéneo, pelo que o sistema opera de forma intermitente. Para se manter o efeito de arrefecimento ao longo do tempo, são necessários dois ou mais leitos adsorventes alternando as fases de adsorção e dessorção [57].

<sup>6</sup> Enquanto na absorção um fluido é dissolvido num líquido ou sólido (absorvente), na adsorção uma substância adere à superfície de um adsorvente. Assim, a absorção é um processo “volúmico” enquanto a adsorção é um processo “superficial”. Refere-se também que o termo “dessorção” designa o processo inverso quer à absorção quer à adsorção [56].

Os componentes principais de um sistema de adsorção são o condensador, o evaporador, o leito adsorvente e a válvula de laminagem [58]. Na Figura 2.18, o sistema representado utiliza dois leitos adsorventes, que estão em contacto, de forma alternada, com um circuito de água de aquecimento (1) e com um circuito de água de arrefecimento (2). O efeito frigorífico é materializado no circuito de água arrefecida (fonte fria). A água de arrefecimento (fonte quente) é usada para estabilizar a temperatura do adsorvente durante a adsorção (processo exotérmico), enquanto a água de aquecimento (acionamento do ciclo) é usada para regenerar (por dessorção) o adsorvente, tornando-o novamente apto a adsorver. Os leitos de adsorvente, ao adsorverem e dessorverem o fluido frigorigéneo, desempenham um papel semelhante ao compressor no ciclo de compressão de vapor [45]. A válvula de laminagem serve para criar uma queda de pressão do condensador para o evaporador, tal como nos outros ciclos abordados [58].

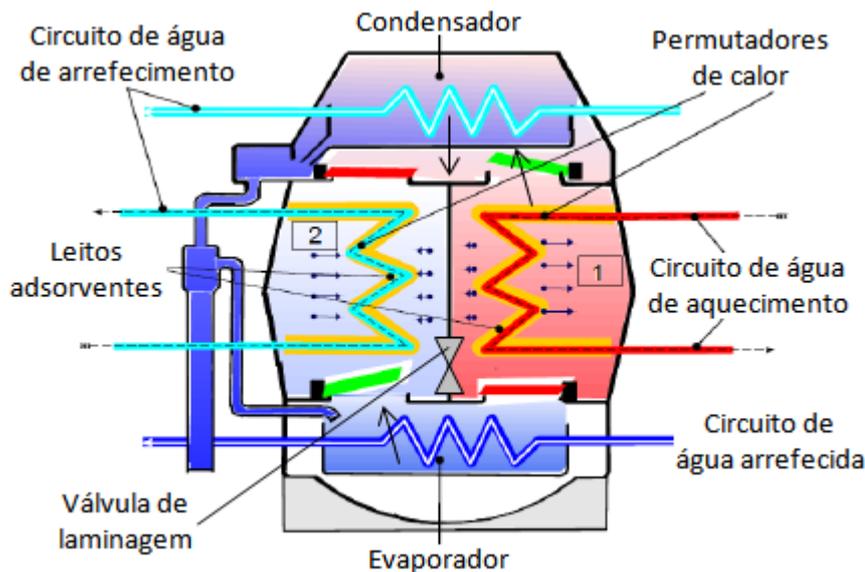


Figura 2.18 – Esquema de um *chiller* de adsorção. Adaptado de Ascensão [45].

A Figura 2.19 esquematiza o ciclo de adsorção do ponto de vista do adsorvato, que é o fluido frigorigéneo. Começando no ponto 1, vapor a menor pressão do fluido frigorigéneo flui para o leito adsorvente. É então adsorvido pelo último num processo exotérmico, sendo libertado calor para a fonte quente ( $Q_A$ ). Depois, o leito adsorvente é regenerado, provocando-se a dessorção (processo endotérmico) à custa do calor de acionamento do ciclo ( $Q_D$ ). Produz-se assim vapor a maior pressão do fluido frigorigéneo (2), o qual, posteriormente, condensa cedendo calor à fonte quente ( $Q_H$ ). O líquido obtido (3) passa de seguida por uma válvula de laminagem, que provoca uma queda de pressão até à pressão de evaporação (4). Finalmente, o fluido frigorigéneo sofre uma evaporação recebendo calor da fonte fria ( $Q_L$ ), fechando o ciclo [45, 58].

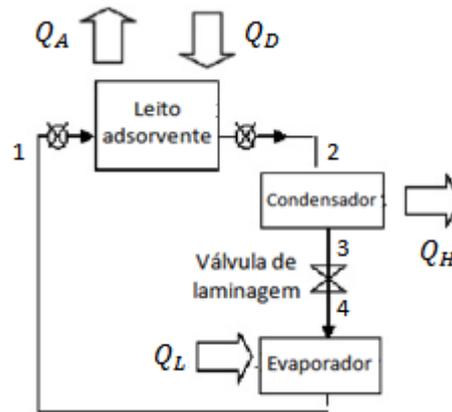


Figura 2.19 – Ciclo de adsorção do ponto de vista do adsorvato. Adaptado de Demir *et al.* [58].

Por sua vez, o fluido frigorigéneo que permanece no leito adsorvente sofre as transformações representadas na Figura 2.20 (diagrama de Clapeyron): aquecimento isotérico (A–B), dessorção isobárica (B–C), arrefecimento isotérico (C–D) e adsorção isobárica (D–A). Do ponto A até ao ponto C, o adsorvente é aquecido com a energia térmica consumida pelo ciclo ( $Q_D = Q_{D1} + Q_{D2}$ ). De A a B, a pressão e a temperatura do adsorvato aumentam mas o seu teor no adsorvente mantém-se. Atingida a pressão de condensação, ocorre a dessorção (B–C) por evaporação, aumentando a temperatura do adsorvato mas mantendo-se a sua pressão constante. Após a dessorção, o adsorvente é arrefecido de C a A cedendo calor ao ambiente ( $Q_A = Q_{A1} + Q_{A2}$ ). De C a D, o teor de adsorvato no adsorvente mantém-se enquanto a sua pressão e a sua temperatura diminuem. Atingida a pressão de evaporação, ocorre a adsorção (D–A) e o teor de adsorvato aumenta a pressão constante enquanto a sua temperatura diminui [57, 58].

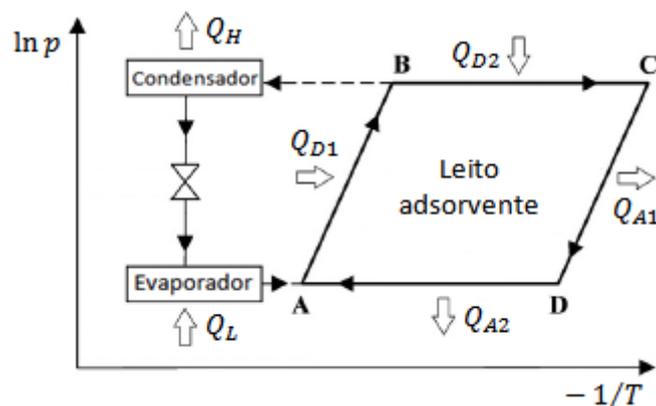


Figura 2.20 – Ciclo de adsorção do ponto de vista do fluido frigorigéneo no adsorvente (diagrama de Clapeyron). Adaptado de Gwadera e Kupiec [57].

Os pares adsorvente–adsorvato mais comuns são sílica gel– $H_2O$ , carvão ativado– $CH_3OH$ , carvão ativado– $NH_3$ , fibra de carbono ativado– $CH_3OH$ , zeólito– $H_2O$ ,  $CaCl_2-NH_3$  e adsorventes compósitos com  $NH_3$  como adsorvato [57].

A Tabela 2.15 resume as vantagens e desvantagens dos *chillers* de adsorção. São uma tecnologia de construção simples e o seu funcionamento dá-se sem vibrações e com baixo ruído. No

entanto, operam de forma intermitente e, adicionalmente, têm menores COP típicos, o que faz com que consumam mais energia e tenham maiores dimensões para o mesmo efeito frigorífico. A principal justificação para tal é que os adsorventes usados atualmente têm baixas condutividades térmicas e baixas porosidades, o que dificulta o transporte de massa e de calor nos leitos adsorventes destes sistemas. Ainda assim, e à semelhança dos *chillers* de absorção, o acionamento dos *chillers* de adsorção pode ser feito por efluentes a alta temperatura ou por energia solar, o que pode compensar os seus baixos COP [57].

**Tabela 2.15 – Vantagens e desvantagens dos *chillers* de adsorção [57]**

<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Simplicidade de construção</li> <li>• Baixos custos operacionais</li> <li>• Número reduzido de partes móveis</li> <li>• Controlo simples</li> <li>• Ausência de vibrações</li> <li>• Baixo ruído</li> <li>• Não requer bombas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Operação descontínua (necessidade de comutação do aquecimento e do arrefecimento do adsorvente)</li> <li>• Maior volume e peso</li> <li>• Baixo COP</li> </ul>

Como referência para COP típicos, bem como para temperaturas obtidas para a água arrefecida, apresentam-se na Tabela 2.16 as especificações do *chiller LTC 30 e plus*, da *InvenSor*, para duas temperaturas de acionamento diferentes. O COP ronda 0,6 e consegue-se água arrefecida até cerca de 14°C.

**Tabela 2.16 – Especificações do *chiller* de adsorção *LTC 30 e plus*. Dados publicados pela *InvenSor* [59]**

<b>Temperatura do fluido de acionamento [°C]</b>	<b>Temperatura da água arrefecida [°C]</b>	<b>COP [-]</b>
72	14,5	0,65
85	14,0	0,60

## 2.5. Características do biogás

Como o biogás pode ser produzido a partir de uma grande diversidade de resíduos, a sua composição e o seu poder energético são muito variáveis. O seu constituinte principal é metano (CH<sub>4</sub>), seguido de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e menos de 1% de sulfureto de hidrogénio (H<sub>2</sub>S). Podem ainda existir quantidades vestigiais de azoto (N<sub>2</sub>), hidrogénio (H<sub>2</sub>), água (H<sub>2</sub>O), amoníaco (NH<sub>3</sub>) e ácidos gordos voláteis [2, 15]. Em termos dos constituintes principais (metano e dióxido de carbono), a Tabela 2.17 apresenta a composição do biogás segundo vários autores – Gonçalves [2], Noorollahi *et al.* [17], Steffen *et al.* [36] e Rao *et al.* [60].

**Tabela 2.17 – Composição do biogás segundo vários autores**

Referência	CH <sub>4</sub> [%]	CO <sub>2</sub> [%]
[2]	60–70	30–40
[17]	55–65	30–35
[36]	55–75	-----
[60]	55–70	30–45

O poder calorífico (a energia libertada com a queima) do biogás também é variável, sendo proporcional ao teor de metano [15]. A Tabela 2.18 apresenta o poder calorífico inferior volúmico ( $PCI_{vol}$ ) seguido por vários autores em kWh/m<sup>3</sup> e MJ/m<sup>3</sup>. Nos casos em que se indica uma gama de valores, mostra-se também o seu valor médio entre parêntesis.

**Tabela 2.18 – PCI volúmico do biogás segundo vários autores**

Referência	Teor de metano	$PCI_{vol}$	
		[kWh/m <sup>3</sup> ]	[MJ/m <sup>3</sup> ]
[17]	65% CH <sub>4</sub>	6,210	22,36
[20]	60% CH <sub>4</sub>	6,0	21,60
[35]	-----	5,0–7,5 (6,25)	18,00–27,00 (22,50)
[60]	-----	6,0–6,5 (6,25)	21,60–23,40 (22,50)
[61]	-----	5,5	19,80

A massa volúmica do biogás depende não só da composição como também da pressão e da temperatura. Nos seus trabalhos, Rao *et al.* [60] utilizaram 1,2 kg/m<sup>3</sup> em condições PTN (1 atm e 0°C) enquanto Reddy *et al.* [62] utilizaram 1,12 kg/m<sup>3</sup> a 15°C (para 54% CH<sub>4</sub>).

### 2.5.1. Substâncias indesejáveis no biogás

As principais substâncias indesejáveis são a água (na forma de vapor) e o H<sub>2</sub>S, que são corrosivas para os equipamentos com que contactam, acelerando o seu desgaste (o H<sub>2</sub>S liberta ainda odores desagradáveis para a ocupação humana), e o azoto e o CO<sub>2</sub>, que limitam o PCI do biogás [2]. A Tabela 2.19 resume alguns procedimentos para remover a água, o H<sub>2</sub>S e o CO<sub>2</sub>. Porém, estes processos são relativamente caros, o que faz com que só sejam viáveis a maiores escalas de produção de biogás. Mesmo assim, há alguns cuidados que podem ser adotados para melhorar o funcionamento dos motores e caldeiras a biogás. Por exemplo, a água pode ser removida simplesmente intercalando-se vasos de condensação no circuito do biogás, não sendo necessária a produção artificial de frio se o motor operar em climas temperados. Sobre o H<sub>2</sub>S como substância corrosiva, mas o desgaste do motor pode ser atenuado mudando-se o óleo mais frequentemente e revestindo-se as válvulas [15].

Por fim, refere-se que a condensação da água também dissolve o NH<sub>3</sub> e os ácidos gordos voláteis [15].

**Tabela 2.19 – Procedimentos possíveis para a remoção de substâncias indesejáveis do biogás [2]**

<b>Substância</b>	<b>Processo de remoção</b>
<b>Água</b>	Condensação numa serpentina refrigerada
<b>H<sub>2</sub>S</b>	Lavagem com água Injeção de ar no reservatório de biogás (dependendo da concentração de H <sub>2</sub> S, 2–6% em volume) Adição de cloreto de ferro Escoamento através de óxidos de ferro ou de carvão ativado
<b>CO<sub>2</sub></b>	Lavagem com água Lavagem com polietileno glicol (Selexol) Escoamento através de peneiras moleculares Separação por membranas

## 2.6. Custos da implementação da digestão anaeróbia

Os custos da implementação da digestão anaeróbia incluem os custos de construção e o investimento em equipamentos, por exemplo o armazenamento dos resíduos (para assegurar a disponibilidade de resíduos para o digestor), o digestor (onde se forma o biogás e o digerido), os sistemas produtores de energia (calor, eletricidade ou frio), tubagens, bombas, sistemas de controlo e o armazenamento do biogás e do digerido. A estes custos, juntam-se a operação e a manutenção de toda a instalação, o que inclui a mão de obra e a energia gasta com o aquecimento e a mistura do substrato no digestor e com o acionamento de bombas.

Como referência para estimar os custos de investimento e os custos anuais (de operação e manutenção) de uma instalação de digestão anaeróbia, apresentam-se na Tabela 2.20 os valores indicados no trabalho de Moço [35], que integra um sistema de cogeração e um digestor de 528 m<sup>3</sup> no âmbito da produção de biogás a partir de lamas de esgoto. Omitiram-se alguns dos custos, porque não se aplicam ao estudo realizado nesta dissertação (centrado na produção de leite). São eles a renda do terreno e o transporte de lamas: no primeiro caso, porque se assumiu que os produtores iriam construir a instalação no seu terreno, não estando em causa a compra de um espaço novo para o sistema; no segundo caso, porque a recolha dos resíduos, a sua digestão anaeróbia e o aproveitamento do biogás e do digerido são feitos na própria exploração leiteira. Sobram as categorias “mão de obra” e “custos gerais”.

**Tabela 2.20 – Custos de investimento e custos anuais da instalação de digestão anaeróbia e cogeração concebida por Moço [35]**

<b>Custo de investimento</b>	<b>Valor [€]</b>
<b>Total</b>	767 141
<b>Tanque de armazenamento</b>	5784
<b>Digestor</b>	44 646
<b>Unidade de cogeração</b>	263 981
<b>Outros</b>	452 729
<b>Custo anual</b>	<b>Valor [€/ano]</b>
<b>Total</b>	145 000
<b>Mão de obra</b>	140 000
<b>Custos gerais</b>	5000
<b>Escala da instalação</b>	
<b>Volume do digestor</b>	528 m <sup>3</sup>
<b>Caudal de lamas</b>	22 t/dia
<b>Tempo de retenção</b>	20 dia
<b>Potência elétrica da unidade de cogeração</b>	174 kW

## 2.7. Trigeriação utilizando biogás

Gazda *et al.* [63] desenvolveram um estudo com base na instalação de trigeriação resumida na Figura 2.21. Esta instalação permite obter calor, eletricidade e frio a partir da queima de biogás, que aciona um motor de combustão interna (ICE). O veio do motor está acoplado a um gerador (G), que produz eletricidade. Para além disso, um fluxo de água é aquecido através da troca de calor quer com os gases de escape quer com o óleo de arrefecimento do motor. Este fluxo aquece um reservatório de água quente (HT), mas também pode trocar calor com o ambiente numa torre de arrefecimento (CT), caso o motor de combustão interna produza calor em demasia. O frio produzido pela instalação é gerado por um ciclo de adsorção (AD), que retira calor do reservatório de água quente e cujo calor de condensação é dissipado para o ambiente, por intermédio de uma segunda torre de arrefecimento (CT). A eletricidade produzida pela instalação pode ser obtida pelo gerador, por um coletor fotovoltaico (PV) ou a partir da rede, enquanto o calor produzido pode ser retirado do reservatório de água quente ou de uma caldeira a gás natural (GB).

Sem se considerarem os sistemas de apoio (coletor fotovoltaico, rede elétrica e caldeira a gás natural), a Tabela 2.21 mostra o desempenho conseguido em termos da produção de eletricidade, calor e frio se o motor de combustão interna funcionar a plena carga, enquanto a Tabela 2.22 mostra os resultados de Gazda *et al.* [63] para o consumo anual suprido pelo sistema.

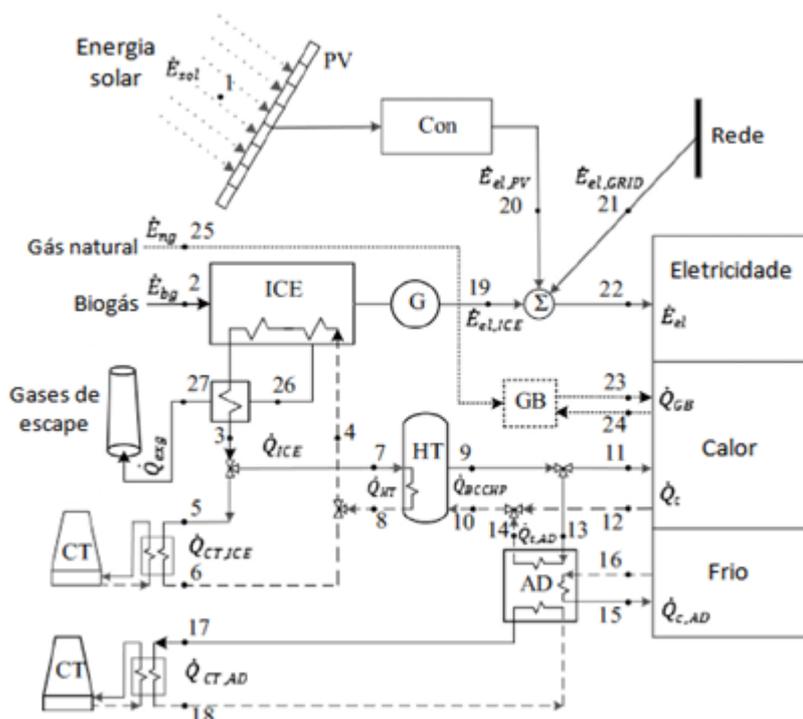


Figura 2.21 – Instalação de trigerção concebida por Gazda *et al.* Adaptado de Gazda *et al.* [63].

Tabela 2.21 – Desempenho da instalação de trigerção concebida por Gazda *et al.* se o motor de combustão interna funcionar a plena carga [63]

	Potência [kW]	Caudal mássico [kg/s]	Temperaturas de entrada/saída [°C]
Biogás para o ICE	1816,0	1,15	25,0/-
Eletricidade do ICE	748,8	---	---
Calor do ICE para o HT	807,0	9,63	90,0/70,0
Calor do HT (total)	691,8	7,44	88,0/65,7
Calor do HT para consumo	580,2	3,64	88,0/50,0
Calor do HT para o AD	111,6	3,80	88,0/81,0
Carga de arrefecimento (AD)	67,9	3,24	7,0/12,0

Tabela 2.22 – Consumo anual suprido pela instalação de trigerção concebida por Gazda *et al.* [63]

Eletricidade do ICE	5539,6 MWh/ano
Calor do HT (total)	18 298,4 GJ/ano
Calor do HT para consumo	14 779,0 GJ/ano
Calor do HT para o AD	3519,4 GJ/ano
Carga de arrefecimento (AD)	2141,3 GJ/ano

## 2.8. Viabilidade da digestão anaeróbia

A viabilidade económica da digestão anaeróbia para as explorações de bovinicultura depende do número de efetivos bovinos, já que o mesmo condiciona a quantidade de resíduos que é produzida e a quantidade de biogás e digerido que se consegue obter [2]. Assim, no caso das produções de leite, vários estudos estimaram o número mínimo de vacas leiteiras de modo a fazer sentido ponderar a

implementação da digestão anaeróbia. Gonçalves [2], num estudo da viabilidade da produção de biogás na Área Metropolitana do Porto, considerou, baseada noutros estudos, um mínimo de 500 vacas. Soares *et al.* [64], usando o programa *FarmWare* (*Environmental Protection Agency*, EUA), uma ferramenta para a análise de viabilidade da implementação da digestão anaeróbia na gestão de resíduos bovinos ou suínos, e tendo como referência as características predominantes nas explorações da Beira Litoral e Entre Douro e Minho, chegaram a um número mínimo de 525 vacas.

Na Área Metropolitana do Porto, Gonçalves [2] identificou as freguesias apresentadas na Tabela 2.23 como sendo as mais promissoras para instalações de produção de biogás. No entanto, apenas identificou uma exploração (na freguesia de Guilhabreu, em Vila do Conde) que respeita o efetivo mínimo (tem 662 vacas, enquanto todas as outras têm menos de 500). Porém, existe ainda a possibilidade de se implementar a digestão anaeróbia num sistema centralizado que acumule os resíduos de várias explorações vizinhas. Neste caso, Gonçalves [2] indica que o número mínimo (segundo um estudo de Myers e Deisinger, 2006) é de 2000 vacas se as explorações se situarem num raio de 8 km da central e se forem concedidos fundos ao investimento entre 1/3 e 1/2 do investimento inicial.

**Tabela 2.23 – Freguesias mais promissoras para a produção de biogás na AMP [2]**

<b>Concelho</b>	<b>Freguesia</b>
<b>Matosinhos</b>	Lavra
<b>Póvoa de Varzim</b>	Balazar Laúndos Rates
<b>Trofa</b>	Santiago de Bougado S. Mamede de Coronado
<b>Vila do Conde</b>	Arcos Bagunte Fajozes Guilhabreu Junqueira Labruge Rio Mau
<b>Oliveira de Azeméis</b>	Loureiro São Martinho da Gândara

Como nota final, refere-se que, tipicamente, cerca de 1/3 do potencial energético do biogás produzido é necessário para o aquecimento do digestor. Sendo assim, só 2/3 do volume de biogás é que é diretamente valorizável [64].

[página em branco]

### **3. Apresentação da instalação modelada**

Neste capítulo, descreve-se resumidamente a instalação de digestão anaeróbia e trigeriação que foi modelada. Esta instalação produz biogás a partir dos resíduos de uma vacaria, sendo o biogás usado para acionar um sistema de trigeriação e assim produzir calor, eletricidade e frio. O sistema de trigeriação é formado por um sistema de cogeração a biogás e por um ciclo frigorífico. Na realidade, o modelo matemático foi elaborado para representar duas configurações semelhantes, que diferem apenas no tipo de ciclo frigorífico utilizado: uma usa um ciclo acionado eletricamente enquanto a outra usa um ciclo acionado termicamente. Em ambos os casos, parte da energia (elétrica ou térmica) disponibilizada pela instalação é desviada do consumo da vacaria para o acionamento do ciclo frigorífico.

A Figura 3.1 esquematiza a instalação modelada em que o ciclo frigorífico é acionado eletricamente (configuração A). Antes da sua entrada no digestor, os resíduos bovinos são pré-aquecidos com o calor de condensação do ciclo frigorífico ou pelo menos com uma fração do mesmo, sendo a parcela restante dissipada para o ambiente. Dissipar calor de condensação é útil se for necessário aumentar a produção de frio mas não for possível aumentar o pré-aquecimento, que está limitado pela temperatura no condensador do ciclo frigorífico. Os resíduos são também misturados com água se a sua fração de matéria seca exceder a gama adequada ao digestor. Após o pré-aquecimento, os resíduos e a água (designados nesta dissertação como “resíduos diluídos”) entram no digestor, onde se produz biogás e digerido. O biogás pode ser consumido por um sistema de cogeração (que gera calor e eletricidade) ou por uma caldeira a biogás (que serve como apoio na geração de calor), ou então pode ser expulso da instalação, o que permite utilizar a trigeriação num regime de carga parcial e evitar a produção desnecessária de energia. O calor é aproveitado para consumo da vacaria, mas parte dele é necessária para manter o digestor à sua temperatura de funcionamento, que é superior à do ambiente. Eventualmente, esta última parcela pode ser considerável e levar a que a instalação tenha um balanço negativo em termos de calor se apenas funcionar a unidade de cogeração. Por isso, adicionou-se a caldeira, que consegue produzir calor com maior rendimento que a unidade de cogeração (com o prejuízo de se renunciar à produção de eletricidade, já que o biogás disponível para a unidade de cogeração diminui). Quanto à eletricidade, parte é também desviada para o digestor, sendo usada para misturar o substrato. A restante é aproveitada para consumo e para acionar o ciclo frigorífico, que produz o frio consumido pela vacaria (para além do calor usado no pré-aquecimento).

A Figura 3.2 esquematiza a instalação modelada em que o ciclo frigorífico é acionado termicamente (configuração B). A única diferença em relação à configuração A prende-se com o facto de que o ciclo frigorífico, em vez de desviar parte da produção elétrica da cogeração, consome parte da sua produção térmica.

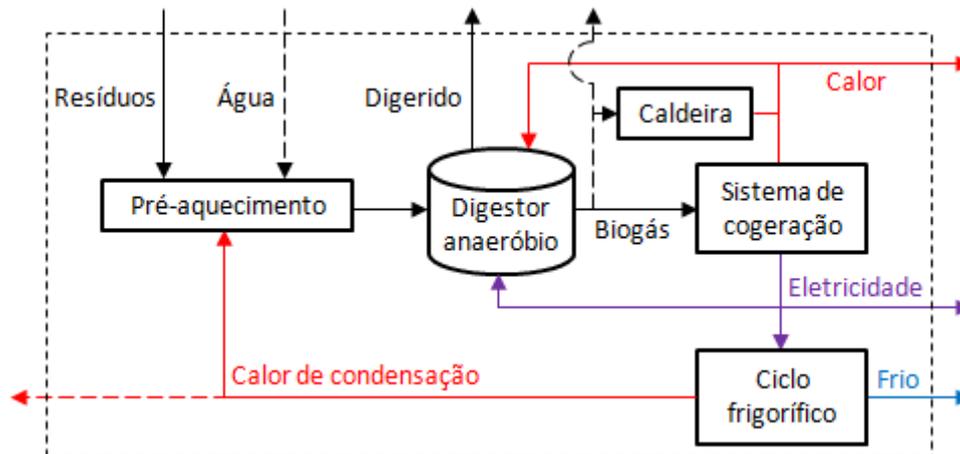


Figura 3.1 – Esquema da instalação com ciclo frigorífico acionado eletricamente (configuração A).

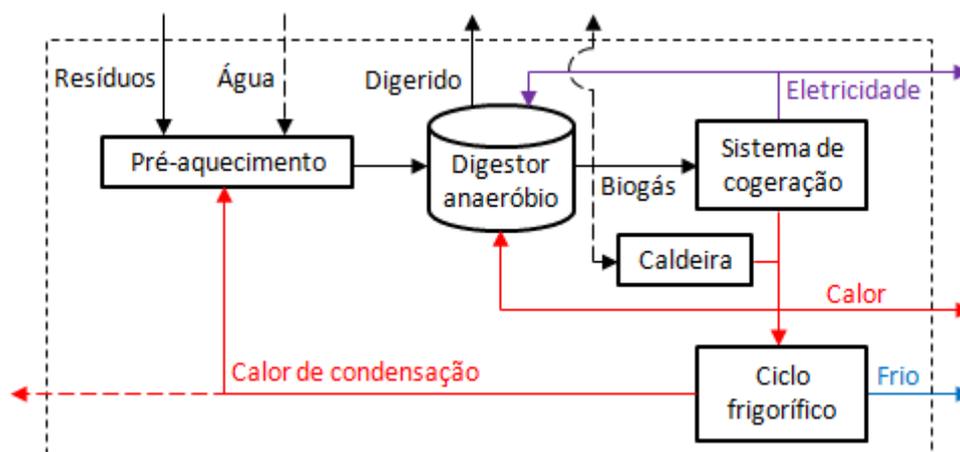


Figura 3.2 – Esquema da instalação com ciclo frigorífico acionado termicamente (configuração B).

O digerido obtido poderia, eventualmente, sofrer um tratamento de separação das frações líquida e sólida. A fração sólida (fibra) poderia ser aproveitada pela vacaria como condicionador de solo ou então, após compostagem, como fertilizante. Por sua vez, a fração líquida (líquido clarificado) poderia ser utilizada como fertilizante irrigável, tal como foi dito na subsecção 1.4.2. Acresce que a diluição dos resíduos poderia ser feita com líquido clarificado [2], o que constituiria um aproveitamento de uma substância já disponível e evitaria a utilização de água, que seria uma substância externa. Se, pelo contrário, for necessário diminuir a diluição dos resíduos, poder-se-ia recorrer à fibra. Em adição, o líquido clarificado e a fibra ainda contêm matéria orgânica que pode sofrer digestão anaeróbia, pelo que recuperá-los aumentaria a produção de biogás. No entanto, estas opções não foram consideradas no modelo elaborado.

Na produção de energia a partir da digestão anaeróbia, é prática comum armazenar o biogás num gasómetro, o que evita que o biogás excedente seja descartado e permite que o mesmo seja utilizado nos períodos de menor produção de biogás. Assim, para além de aumentar a flexibilidade com que o biogás pode ser consumido, aumenta a quantidade de biogás disponível para utilização [30]. Por isso, no modelo, o biogás expulso da instalação é contabilizado pensando-se na possibilidade

de que seja armazenado, apesar de não se ter modelado o seu uso pela instalação. Por fim, refere-se que, em sistemas reais, quando é necessário descartar biogás, este é libertado para a atmosfera mas deve primeiro ser queimado [30], uma vez que é constituído principalmente por metano, cujo GWP é 21 vezes superior ao do dióxido de carbono [2] (ver Tabela 1.2, na secção 1.2).

Para os vários componentes do sistema modelado, foram consideradas as soluções construtivas indicadas na Tabela 3.1. Nas próximas secções, será feito um resumo das características do digestor de mistura completa, do motor de ciclo Otto, do ciclo de compressão de vapor e do ciclo de absorção.

**Tabela 3.1 – Soluções construtivas consideradas para o sistema modelado**

<b>Componente</b>	<b>Solução construtiva</b>
<b>Pré-aquecimento</b>	Escoamento de água quente num permutador de configuração em contracorrente
<b>Digestor anaeróbio</b>	Digestor de mistura completa (CSTR) <ul style="list-style-type: none"><li>• Mistura por agitação mecânica</li><li>• Aquecimento por escoamento de água quente num tubo helicoidal em contacto com o substrato e junto à parede do digestor</li></ul>
<b>Sistema de cogeração</b>	Motor de ciclo Otto
<b>Ciclo frigorífico</b>	Ciclo de compressão de vapor (configuração A) Ciclo de absorção (configuração B)

### **3.1. Digestor de mistura completa (CSTR)**

Na subsecção 2.2.2, apresentaram-se valores típicos para a fração mássica de matéria seca dos resíduos bovinos, tendo-se estimado um valor médio de cerca de 9%. Por isso, optou-se por utilizar um digestor de mistura completa, uma vez que estes digestores são adequados a resíduos com frações mássicas de matéria seca de 3 a 10%. Em termos de condições operacionais, usam tempos de retenção entre 10 e 20 dias e temperaturas de funcionamento adequadas a microrganismos mesófilos ou termófilos [2] (ver subsecção 2.2.3).

A mistura do substrato no digestor pode ser feita pela recirculação do biogás, pela recirculação do substrato ou por agitação mecânica [2]. No modelo realizado, supôs-se o uso de agitação mecânica. Quanto ao processo de aquecimento, podem ser utilizados permutadores externos ou internos [30]. No modelo realizado, assumiu-se o uso de um escoamento de água quente num tubo helicoidal em contacto com o substrato (interior). O tubo situa-se junto à parede do digestor, descrevendo uma hélice de diâmetro ligeiramente inferior ao diâmetro do digestor. Nestes digestores, a alimentação é constante, o que obriga a que funcionem em regime contínuo. Por fim, refere-se que os digestores de mistura completa ocupam uma menor área de terreno, mas acarretam maiores custos na construção, operação e manutenção (comparativamente a outras tecnologias para a mesma produção de resíduos) [2].

### 3.2. Motor de ciclo Otto

Decidiu-se que o sistema de cogeração considerado no modelo seria um motor de combustão interna, pois esta é a solução construtiva mais comum para sistemas de cogeração com biogás [39]. Em particular, assumiu-se um motor de ciclo Otto, uma vez que estes motores podem funcionar a biogás sem a adição de outros combustíveis, ao contrário dos motores de ciclo Diesel, em que é necessário adicionar gásleo [15].

O rendimento térmico dos motores de ciclo Otto varia entre 40 e 60%, enquanto o rendimento elétrico varia entre 22 e 45% [40]. Estes valores dependem de vários fatores, por exemplo a temperatura ambiente, os parâmetros construtivos do motor e o regime de carga (plena carga ou carga parcial). Caresana *et al.* [43] analisaram o impacto da temperatura ambiente na cogeração com microturbinas. Os resultados destes autores indicam que, por cada aumento de 1°C da temperatura ambiente, o rendimento térmico de uma microturbina aumenta 0,70% e o rendimento elétrico diminui 0,51% dos respetivos valores à temperatura ambiente de referência (as condições ISO especificam que é 15°C). Esta realidade está associada a reduções das potências térmica e elétrica produzidas de 0,10 e 1,22%/°C, respetivamente. Os autores explicaram estas reduções (inclusive da potência térmica, apesar do maior rendimento térmico) com a menor massa volúmica do ar ambiente a temperaturas maiores, que resulta num menor caudal mássico de ar admitido pela microturbina e, conseqüentemente, numa menor taxa de libertação de energia pela queima de combustível. Apesar de estes resultados se referirem a microturbinas, foram considerados aplicáveis ao modelo estudado, porque os motores de combustão interna são semelhantes às microturbinas na medida em que utilizam um caudal de ar ambiente para realizarem a queima de um combustível.

Como vantagens dos motores de ciclo Otto, destacam-se o baixo custo de investimento e a manutenção simples. No entanto, a sua manutenção pode também ser dispendiosa, uma vez que acarreta paragens mais frequentes. Adicionalmente, estes sistemas têm tempos de vida útil curtos [45] e operam com ruído elevado [40].

Por fim, lembrando a subsecção 1.4.1, o biogás pode ser aplicado em sistemas já existentes para outros combustíveis [17], mediante o ajuste do caudal de combustível por causa de diferenças no poder calorífico e na razão ar-combustível [15, 18]. A título de comparação, a razão ar-combustível é cerca de 6/1 em volume para biogás com 60% de CH<sub>4</sub>, o que é inferior ao caso, por exemplo, do butano (24/1) e do propano (31/1) [18].

### 3.3. Ciclo de compressão de vapor e ciclo de absorção

No modelo, como tecnologias de produção de frio, consideraram-se duas soluções alternativas: um ciclo de compressão de vapor (acionado eletricamente) ou um ciclo de absorção (acionado termicamente). O ciclo de compressão de vapor é acionado por parte da eletricidade produzida pelo motor de ciclo Otto (Figura 3.1), enquanto o ciclo de absorção é acionado pelo calor

produzido pelo motor de ciclo Otto e, eventualmente, pela caldeira (Figura 3.2). Em ambos os casos, o frio é produzido no evaporador enquanto o calor aproveitado no pré-aquecimento dos resíduos é produzido no condensador.

Os COP típicos de *chillers* de compressão de vapor são cerca de 2,5–4 no âmbito da climatização [51] (ver subsecção 2.4.1). No âmbito da conservação de alimentos, que envolve temperaturas de arrefecimento de 0–8°C (comparadas com 15–20°C no caso da climatização) [47, 48], os COP são inferiores. Já no caso de *chillers* de absorção (subsecção 2.4.2), com base nos dados apresentados na Tabela 2.13 (*chillers* acionados a água quente), chegou-se a valores de referência para o COP em torno de 0,7 para *chillers* de efeito simples e de 1,40 para *chillers* de efeito duplo. Estes COP relacionam a potência de arrefecimento obtida com um acionamento de natureza diferente – potência elétrica no caso dos ciclos de compressão de vapor e potência térmica no caso dos ciclos de absorção. O COP depende de vários fatores, por exemplo as temperaturas ambiente, no condensador e no evaporador, os parâmetros construtivos do *chiller* e o regime de carga (plena carga ou carga parcial). Por exemplo, constata-se que o COP diminui com a temperatura ambiente [49] (Figura 2.15).

Comparados com os ciclos de compressão de vapor, os ciclos de absorção trabalham com baixos níveis de ruído e vibrações, mas acarretam maiores custos de construção para o mesmo efeito frigorífico. Os seus COP são menores [45], mas, como consomem principalmente energia térmica, é mais fácil produzir a energia necessária ao seu acionamento.

No que diz respeito ao modelo, a escolha entre o ciclo de compressão de vapor e o ciclo de absorção afeta os regimes de carga que devem ser impostos ao motor de ciclo Otto e à caldeira para se satisfazerem as necessidades energéticas da vacaria. Com efeito:

- Se as necessidades de calor forem elevadas, utilizar o ciclo de absorção obriga a acionar a caldeira em detrimento do motor de ciclo Otto, o que diminui o rendimento global da instalação e pode mesmo inviabilizá-la, já que reduz a produção de eletricidade;
- Por outro lado, se as necessidades de calor forem reduzidas, o regime de carga do motor de ciclo Otto é ajustado às necessidades de eletricidade e produz-se calor excedente. Neste caso, utilizar o ciclo de compressão de vapor leva a um aumento desnecessário do consumo de biogás do motor do ciclo Otto;
- O ciclo de absorção, como tem menor COP, produz mais calor de condensação para o mesmo efeito frigorífico. Por isso, é mais provável que a temperatura dos resíduos pré-aquecidos atinja o limite prático imposto pela temperatura no condensador, caso em que é inevitável dissipar algum calor de condensação.

[página em branco]

## 4. Desenvolvimento do modelo matemático

Neste capítulo, descreve-se o modelo matemático concebido, começando-se por resumir os pressupostos considerados na sua elaboração. De seguida, apresentam-se as equações aplicadas no modelo, que dizem respeito aos balanços mássicos e energéticos dos principais componentes da instalação modelada (ver Capítulo 3). São eles o permutador de pré-aquecimento dos resíduos, o digestor, o ciclo frigorífico (ciclo de compressão de vapor no caso da configuração A e ciclo de absorção no caso da configuração B), o motor de ciclo Otto e a caldeira. Depois, definem-se os indicadores de desempenho utilizados para avaliar a viabilidade da instalação. O modelo foi implementado no programa *EES (Engineering Equation Solver, F-Chart, EUA)*, sendo referidas as aplicações mais relevantes das funcionalidades deste programa na criação do modelo. Finaliza-se o capítulo com uma listagem das variáveis de entrada do modelo.

### 4.1. Pressupostos do modelo matemático

O modelo matemático foi elaborado em torno da instalação apresentada no Capítulo 3 (ver Figuras 3.1 e 3.2, respetivamente configurações A e B). Os componentes do sistema foram modelados individualmente, mas em conjunto resultam num sistema de equações que podem ser resolvidas simultaneamente.

Nesta dissertação, designa-se por “vacaria modelo” uma exploração leiteira da qual se conhece o volume de produção de resíduos e os consumos energéticos (calor, eletricidade e frio) de que necessita para a sua atividade. Para que a instalação seja autossustentável, é necessário que a sua produção energética seja superior a estes consumos. A vacaria modelo é caracterizada pelo número de vacas ( $N_v$ ), tendo sido considerada a existência apenas de vacas leiteiras, sendo que a produção de resíduos e os consumos energéticos podem ser obtidos a partir de valores médios típicos.

Durante o desenvolvimento do modelo, aplicaram-se os seguintes pressupostos:

- Assumiu-se funcionamento em regime permanente;
- Desprezaram-se as perdas de massa e energia entre os vários componentes;
- Ainda assim, o digestor, o motor de ciclo Otto e a caldeira dissipam calor para o ambiente;
- À exceção do permutador de aquecimento do digestor, desprezaram-se as perdas de carga em tubos devidas ao transporte de fluidos (água, biogás, resíduos e digerido). Consequentemente, também se desprezou o consumo associado a bombas e compressores;
- O calor produzido pelo motor de ciclo Otto e pela caldeira e o calor de condensação do ciclo frigorífico são transportados utilizando-se água como fluido de transferência de calor. A sua massa volúmica ( $\rho_{água}$ ) e o seu calor específico ( $c_{água}$ ) foram calculados para uma temperatura de 25°C. Os valores destas propriedades também foram aproveitados para a água adicionada aos resíduos;

- O substrato foi considerado como tendo as mesmas propriedades da água, enquanto o biogás foi modelado como uma mistura de gases perfeitos composta apenas por CH<sub>4</sub> e CO<sub>2</sub>;
- À semelhança de Hreiz *et al.* [65], o número de Prandtl do biogás ( $Pr_{bio}$ ) foi assumido como 0,75, enquanto a sua condutividade térmica ( $k_{bio}$ ) e a sua viscosidade cinemática ( $\nu_{bio}$ ) foram calculadas pela média ponderada das propriedades do CH<sub>4</sub> e do CO<sub>2</sub> com base nas respetivas frações molares;
- O digestor, para além de conter o substrato em digestão, armazena o biogás produzido durante o tempo de retenção de biogás ( $TRB$ );
- Admitiu-se que o substrato e o biogás são imiscíveis, estando o substrato na parte inferior do digestor enquanto o biogás está na parte superior. Supôs-se ainda que o volume do substrato resulta da soma dos volumes dos resíduos e da água que lhes é adicionada;
- A produção de biogás foi estimada aplicando-se o modelo cinético básico de primeira ordem, com base nos resultados de Saev *et al.* [66]. Em primeiro lugar, calculou-se o caudal volúmico de biogás às chamadas “condições de referência”, que são a pressão ( $p_{bio,r}$ ) e a temperatura ( $T_{bio,r}$ ) a que os autores consultados mediram o volume de biogás nos seus ensaios. Este caudal volúmico ( $\dot{V}_{bio,r}$ ) depois é convertido num caudal mássico ( $\dot{m}_{bio}$ ), para o qual não é necessário especificar a pressão e a temperatura. Todavia, chama-se a atenção para o facto de que os resultados de Saev *et al.* [66] foram obtidos em regime semicontínuo, o que os torna incompatíveis com o pressuposto de funcionamento em regime permanente. Na realidade, deveriam ter sido aplicados resultados para regime contínuo, por exemplo com base no modelo de Chen e Hashimoto (ver secção 2.2.1);
- A energia calorífica retirada do biogás foi calculada com base no seu PCI, não se tendo modelado a combustão em detalhe;
- O digestor tem forma cilíndrica caracterizada pela sua altura ( $H_{dig}$ ) e pelo seu diâmetro ( $D_{dig}$ ). A sua envolvente é rígida e só a sua base está em contacto com o solo. A espessura da envolvente foi desprezada no dimensionamento do digestor, mas isso não impediu que se considerasse a sua resistência térmica de condução na transferência de calor entre o digestor e o ambiente;
- Para simplificar o modelo, considerou-se o mesmo coeficiente de transferência de calor por condução em toda a envolvente do digestor ( $h_{c,env}$ );
- Assumiu-se que o substrato e o biogás no digestor estão à mesma temperatura ( $T_{dig}$ ) e que estão à pressão ambiente ( $p_{amb}$ ), que se definiu como 1 atm = 101 325 Pa;
- Supôs-se que os resíduos e a água que lhes é adicionada são recebidos pela instalação à temperatura ambiente ( $T_{amb}$ );
- Quanto à transferência de calor no digestor, considerou-se convecção forçada entre o ar e a envolvente exposta ao ar (topo e superfície lateral), tendo-se definido que a velocidade do

vento ( $u_{ven}$ ) é igual ou superior a 0,5 m/s = 1,8 km/h. Utilizou-se o mesmo coeficiente de convecção entre o ar e o digestor ( $h_{ar}$ ) na transferência de calor pelo topo e pela superfície lateral, tendo sido aplicadas duas correlações referidas por Hreiz *et al.* [65] (ver subsecção 4.3.1) que não estão restringidas a configurações específicas. Assumiu-se condução bidimensional estacionária no solo junto à base. Supôs-se convecção natural entre o conteúdo do digestor e a envolvente. Desprezou-se a transferência de calor por radiação. Para o escoamento de água no permutador de aquecimento do digestor, assumiu-se convecção forçada entre a água e o tubo;

- No cálculo dos coeficientes de convecção envolvendo ar, biogás e substrato, em vez de se aplicarem as propriedades termodinâmicas à temperatura de filme (ver Anexo A), utilizou-se a temperatura dos próprios fluidos ( $T_{amb}$  ou  $T_{dig}$ ), o que permite reduzir o número de variáveis do modelo. Após algumas simulações, constatou-se que o erro introduzido por esta simplificação é baixo, sendo inferior a 1% em termos dos coeficientes de convecção. No caso da água que aquece o digestor, porém, utilizou-se a temperatura média entre a entrada e a saída do permutador ( $T_{D,m}$ ), de acordo com o Anexo A;
- Considerou-se que o permutador de aquecimento do digestor está a uma temperatura uniforme e igual a  $T_{D,m}$  (ver ponto anterior);
- Este permutador consiste num tubo helicoidal, tendo-se estipulado que o seu diâmetro exterior ( $D_{D,e}$ ) deve constar na norma EN 10220 (resumida no Anexo B);
- Para definir a condutividade térmica do tubo ( $k_{D,h}$ ), assumiu-se que este foi construído em aço inoxidável AISI 302. Arbitrou-se também que a rugosidade do interior do tubo ( $\epsilon_{D,i}$ ) é de 0,047 mm;
- A fim de reduzir o número de variáveis do modelo, definiu-se que o permutador de pré-aquecimento dos resíduos opera com  $C_r = 1$  (ver Anexo C), o que significa que os resíduos diluídos e a água que os pré-aquece têm taxas de capacidade térmica iguais (de valor  $\dot{C}_{P,R}$ );
- Desprezou-se o aquecimento do digestor inerente à energia mecânica transferida pelo sistema de agitação, o que significa que o consumo elétrico do digestor não afeta o seu balanço energético;
- O calor produzido pela instalação serve para aquecer um reservatório de água quente, no qual existe um permutador de calor em que passa um caudal de água quente. Por sua vez, o frio produzido serve para arrefecer um reservatório de leite em contacto com o evaporador do ciclo frigorífico;
- Considerou-se que o motor de ciclo Otto e a caldeira aquecem água até à mesma temperatura  $T_{OC,s}$ . Após o consumo de calor pela vacaria, pelo ciclo de absorção e pelo digestor, a água é misturada e retorna ao motor de ciclo Otto e à caldeira a uma temperatura  $T_{OC,e}$ ;

- Supôs-se que os rendimentos térmico e elétrico do motor de ciclo Otto e o rendimento da caldeira variam linearmente com a temperatura ambiente. O COP do ciclo de compressão de vapor foi considerado uma variável de entrada do modelo. Porém, o COP do ciclo de absorção é calculado, tendo sido utilizado o modelo de Gordon e Ng [67] com valores experimentais obtidos pelos mesmos autores para um *chiller* que utiliza H<sub>2</sub>O–LiBr como par fluido frigorígeno–absorvente;
- Admitiu-se que o ciclo frigorífico não troca energia com o ambiente, sendo que a dissipação de calor de condensação para o ambiente é feita indiretamente, desviando-se alguma da água aquecida no condensador para um permutador de calor. As únicas trocas energéticas do ciclo frigorífico propriamente dito são: o aquecimento de água no condensador ( $\dot{Q}_{F,H}$ ); o arrefecimento do reservatório de leite, que corresponde ao frio produzido pela instalação ( $\dot{Q}_{p,frio}$ ); o acionamento do ciclo frigorífico, que pode ser de natureza elétrica no caso do ciclo de compressão de vapor ( $\dot{W}_{CV}$ ) ou de natureza térmica no caso do ciclo de absorção ( $\dot{Q}_{A,G}$ );
- Desprezou-se o consumo de eletricidade do ciclo de absorção;
- Consideraram-se como variáveis de entrada as diferenças de temperatura  $\Delta T_{A,G}$ ,  $\Delta T_{cal}$ ,  $\Delta T_D$ ,  $\Delta T_{F,H,dis}$  e  $\Delta T_{pré}$ , que quantificam variações de temperatura entre a entrada e a saída de permutadores de calor, e as diferenças de temperatura  $\Delta T_{A,ger}$ ,  $\Delta T_{F,eva}$  e  $\Delta T_{F,con}$ , que se relacionam com as temperaturas no gerador do ciclo de absorção e no evaporador e no condensador do ciclo de compressão de vapor e do ciclo de absorção.

## 4.2. Balanço mássico e energético e dimensionamento do permutador de pré-aquecimento dos resíduos

A Figura 4.1 esquematiza o permutador de pré-aquecimento dos resíduos, que tem uma configuração em contracorrente. Por ele, passam dois fluxos de massa: a água quente que pré-aquece os resíduos ( $\dot{m}_p$ ), obtida no condensador do ciclo frigorífico, e os resíduos diluídos ( $\dot{m}_R$ ), que resultam da mistura dos resíduos ( $\dot{m}_{res}$ ) e da eventual água adicionada ( $\dot{m}_{água}$ ) e seguem para o digestor. Utilizando a nomenclatura apresentada na figura, a água quente entra no permutador à temperatura  $T_{F,H,S}$  e sai a  $T_{p,S}$ , enquanto os resíduos diluídos entram a  $T_{amb}$  e saem a  $T_{pré}$ . Entre a água quente e os resíduos diluídos, é transferida a potência calorífica  $\dot{Q}_{pré}$ .

O caudal mássico de resíduos diluídos ( $\dot{m}_R$ ) é obtido por:

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{res} + \dot{m}_{água} \quad (4.1)$$

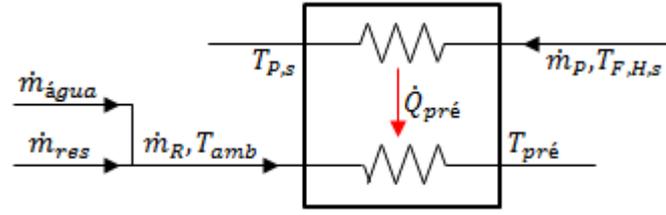


Figura 4.1 – Esquema do permutador de pré-aquecimento dos resíduos.

Na Equação 4.1,  $\dot{m}_{res}$  é o caudal mássico de resíduos e  $\dot{m}_{água}$  é o caudal mássico de água adicionada aos resíduos para que os resíduos diluídos tenham uma fração mássica de matéria seca igual ou inferior a  $MS_{máx}$ , a fração mássica de matéria seca máxima para o digestor.  $\dot{m}_{res}$  resulta de:

$$\dot{m}_{res} = \dot{V}_{res} \cdot \rho_{res} = N_v \cdot \dot{v}_{res} \cdot \rho_{res} \quad (4.2)$$

Na Equação 4.2,  $\dot{V}_{res}$  é o caudal volúmico de resíduos e  $\rho_{res}$  é a sua massa volúmica.  $\dot{V}_{res}$  é estimado a partir do número de vacas ( $N_v$ ) e do caudal volúmico de resíduos por vaca ( $\dot{v}_{res}$ ).

Como já foi referido, a água é adicionada aos resíduos para que os resíduos diluídos tenham uma fração mássica de matéria seca igual ou inferior a  $MS_{máx}$ . Sendo assim,  $\dot{m}_{água}$  é calculado em função da fração mássica de matéria seca dos resíduos ( $MS$ ) através de:

$$\dot{m}_{água} = \begin{cases} 0 & MS \leq MS_{máx} \\ \dot{m}_{res} \frac{MS - MS_{máx}}{MS_{máx}} & MS > MS_{máx} \end{cases} \quad (4.3)$$

A potência calorífica consumida no pré-aquecimento dos resíduos ( $\dot{Q}_{pré}$ ) é obtida por:

$$\dot{Q}_{pré} = \dot{C}_{P,R} \cdot \Delta T_{pré} = \dot{C}_{P,R} \cdot (T_{pré} - T_{amb}) \quad (4.4)$$

Na Equação 4.4,  $\dot{C}_{P,R}$  é a taxa de capacidade térmica dos resíduos diluídos e  $\Delta T_{pré}$  é o seu aumento de temperatura durante o pré-aquecimento.  $\dot{C}_{P,R}$  é definida por:

$$\dot{C}_{P,R} = \dot{m}_{res} \cdot c_{res} + \dot{m}_{água} \cdot c_{água} \quad (4.5)$$

Na Equação 4.5,  $c_{res}$  é o calor específico dos resíduos e  $c_{água}$  é o calor específico da água.

Como foi dito na secção 4.1,  $\dot{C}_{P,R}$  é também a taxa de capacidade térmica da água que pré-aquece os resíduos. Assim, para além da Equação 4.4,  $\dot{Q}_{pré}$  pode ser obtida por:

$$\dot{Q}_{pré} = \dot{C}_{P,R} \cdot (T_{F,H,s} - T_{P,s}) \quad (4.6)$$

Por sua vez, em adição à Equação 4.5,  $\dot{C}_{P,R}$  pode ser definida por:

$$\dot{C}_{P,R} = \dot{m}_P \cdot c_{\text{água}} \quad (4.7)$$

O dimensionamento do permutador limitou-se à determinação do produto entre o coeficiente de transferência de calor global e a área de permuta ( $UA_{P,R}$ ), que é obtido por (ver Anexo C):

$$UA_{P,R} = NTU_{P,R} \cdot \dot{C}_{P,R} \quad (4.8)$$

Na Equação 4.8,  $NTU_{P,R}$  é o número de unidades de transferência do permutador de pré-aquecimento dos resíduos e é calculado a partir de  $\dot{C}_{P,R}$  e da eficiência do permutador de pré-aquecimento dos resíduos ( $\varepsilon_{P,R}$ ), o que pode ser feito pela metodologia referida no Anexo C, lembrando-se que foi assumida uma configuração em contracorrente e que  $C_r = 1$ :

$$NTU_{P,R} = \frac{\varepsilon_{P,R}}{1 - \varepsilon_{P,R}} \quad (4.9)$$

Finalmente,  $\varepsilon_{P,R}$  é definida por:

$$\varepsilon_{P,R} = \frac{\dot{Q}_{\text{pré}}}{\dot{C}_{P,R} \cdot (T_{F,H,S} - T_{\text{amb}})} \quad (4.10)$$

### 4.3. Balanço mássico e energético do digestor

A Figura 4.2 esquematiza o digestor, cujo conteúdo está à temperatura  $T_{\text{dig}}$  constante. A partir dos resíduos, produz-se biogás ( $\dot{m}_{\text{bio}}$ ) e digerido ( $\dot{m}_{\text{dig}}$ ). Uma vez que  $T_{\text{dig}}$  é superior à temperatura ambiente ( $T_{\text{amb}}$ ), o digestor perde uma quantidade de calor através da sua envolvente ( $\dot{Q}_{\text{env}}$ ). Para compensar esta perda e para aumentar a temperatura dos resíduos de  $T_{\text{pré}}$  a  $T_{\text{dig}}$ , um caudal de água quente ( $\dot{m}_D$ ), aquecida pelo motor de ciclo Otto e pela caldeira, transfere a potência calorífica  $\dot{Q}_{\text{dig}}$  ao digestor, evoluindo da temperatura  $T_{OC,s}$  a  $T_{D,s}$ . Em adição, para realizar a mistura do substrato, o digestor consome uma potência elétrica  $\dot{W}_{\text{dig}}$ , que não foi representada na figura pois não afeta o seu balanço energético (ver secção 4.1).

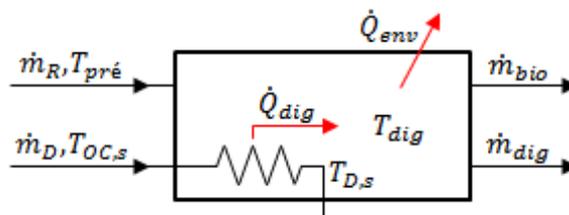


Figura 4.2 – Esquema do digestor.

O balanço mássico do digestor é dado por:

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{bio} + \dot{m}_{dig} \quad (4.11)$$

$\dot{m}_{bio}$  é calculado utilizando-se a equação dos gases perfeitos, com  $T_{bio,r}$  em unidades de K:

$$\dot{m}_{bio} = \frac{p_{bio,r} \cdot \dot{V}_{bio,r}}{R_{bio} \cdot T_{bio,r}} \quad (4.12)$$

Na Equação 4.12,  $\dot{V}_{bio,r}$  é o caudal volúmico de biogás às condições de referência,  $p_{bio,r}$  e  $T_{bio,r}$  são a pressão e a temperatura de referência e  $R_{bio}$  é a constante particular do biogás, que é definida por:

$$R_{bio} = \frac{\bar{R}}{M_{bio}} \quad (4.13)$$

Na Equação 4.13,  $\bar{R}$  é a constante universal dos gases perfeitos e  $M_{bio}$  é a massa molar do biogás, que é calculada por:

$$M_{bio} = x_{CH_4} \cdot M_{CH_4} + x_{CO_2} \cdot M_{CO_2} \quad (4.14)$$

Na Equação 4.14,  $M_{CH_4}$  e  $M_{CO_2}$  são as massas molares do  $CH_4$  e do  $CO_2$  e  $x_{CH_4}$  e  $x_{CO_2}$  são as frações molares de  $CH_4$  e de  $CO_2$  do biogás.  $x_{CH_4}$  e  $x_{CO_2}$  relacionam-se por:

$$x_{CH_4} + x_{CO_2} = 1 \quad (4.15)$$

$\dot{V}_{bio,r}$  é obtido pelo modelo cinético básico de primeira ordem, com base nos resultados de Saev *et al.* [66], considerando-se que a taxa de produção de biogás é constante (regime permanente):

$$\dot{V}_{bio,r} = \dot{V}_{máx,bio,r} \cdot [1 - \exp(-k_{DA} \cdot TRH)] \quad (4.16)$$

Na Equação 4.16,  $\dot{V}_{máx,bio,r}$  é o caudal volúmico máximo de biogás às condições de referência,  $k_{DA}$  é a constante de primeira ordem e  $TRH$  é o tempo de retenção hidráulico. Todavia, como foi dito na secção 4.1, os resultados de Saev *et al.* [66] foram obtidos em regime semicontínuo, o que significa que, na realidade, são incompatíveis com o pressuposto de funcionamento em regime permanente.  $\dot{V}_{máx,bio,r}$  obtém-se pela Equação 2.7 (subsecção 2.2.2), que foi adaptada para:

$$\dot{V}_{máx,bio,r} = \dot{m}_{res} \cdot MS \cdot SV \cdot B_{0,bio} \quad (4.17)$$

Na Equação 4.17,  $SV$  é a fração mássica de sólidos voláteis da matéria seca e  $B_{0,bio}$  é a produção máxima de biogás por massa de sólidos voláteis.

O balanço energético do digestor é dado por:

$$\dot{Q}_{dig} = \dot{Q}_{R,dig} + \dot{Q}_{env} \quad (4.18)$$

Na Equação 4.18,  $\dot{Q}_{R,dig}$  é a potência calorífica necessária para aquecer os resíduos pré-aquecidos até à temperatura no digestor e  $\dot{Q}_{env}$  é a potência calorífica perdida por convecção e condução através da envolvente do digestor.  $\dot{Q}_{dig}$  pode ser obtida por:

$$\dot{Q}_{dig} = \dot{C}_D \cdot \Delta T_D = \dot{C}_D \cdot (T_{OC,s} - T_{D,s}) \quad (4.19)$$

Na Equação 4.19,  $\dot{C}_D$  é a taxa de capacidade térmica da água que aquece o digestor e  $\Delta T_D$  é a sua redução de temperatura.  $\dot{C}_D$  é definida por:

$$\dot{C}_D = \dot{m}_D \cdot c_{\acute{a}gua} \quad (4.20)$$

$\dot{Q}_{R,dig}$  é calculada por:

$$\dot{Q}_{R,dig} = \dot{C}_{P,R} \cdot (T_{dig} - T_{pré}) \quad (4.21)$$

$\dot{Q}_{env}$  resulta da soma das potências caloríficas perdidas por convecção e condução através: do topo ( $\dot{Q}_{top}$ ); das superfícies laterais em contacto com o biogás ( $\dot{Q}_{latb}$ ) e com o substrato ( $\dot{Q}_{lats}$ ); da base ( $\dot{Q}_{bot}$ ) do digestor:

$$\dot{Q}_{env} = \dot{Q}_{top} + \dot{Q}_{latb} + \dot{Q}_{lats} + \dot{Q}_{bot} \quad (4.22)$$

Decidiu-se que o coeficiente de transferência de calor por condução na envolvente do digestor ( $h_{c,env}$ ) é ajustado de modo a que  $\dot{Q}_{env}$  seja uma certa fração ( $f_{R,env}$ ) da potência calorífica necessária para aquecer os resíduos de  $T_{amb}$  a  $T_{dig}$ , ou seja:

$$\dot{Q}_{env} = f_{R,env} \cdot (\dot{Q}_{pré} + \dot{Q}_{R,dig}) \quad (4.23)$$

Por fim,  $\dot{W}_{dig}$  foi considerada proporcional ao volume de substrato no digestor ( $V_{sub}$ ), sendo quantificada a partir da potência eléctrica necessária por volume de substrato ( $\dot{w}_{dig}$ ):

$$\dot{W}_{dig} = V_{sub} \cdot \dot{w}_{dig} \quad (4.24)$$

### 4.3.1. Cálculo das potências caloríficas perdidas através da envolvente do digestor

As equações desta subsecção são as que permitem obter o valor pretendido para  $h_{c,env}$  (ver Equação 4.23). As potências caloríficas perdidas através da envolvente do digestor estão esquematizadas na Figura 4.3.  $\dot{Q}_{top}$ ,  $\dot{Q}_{latb}$ ,  $\dot{Q}_{lats}$  são trocadas com o ar enquanto  $\dot{Q}_{bot}$  é trocada com o solo. Cada um dos termos no lado direito da Equação 4.22 pode ser escrito na forma:

$$\dot{Q}_i = \frac{(T_{dig} - T_{amb})}{R_{t,i}} \quad (4.25)$$

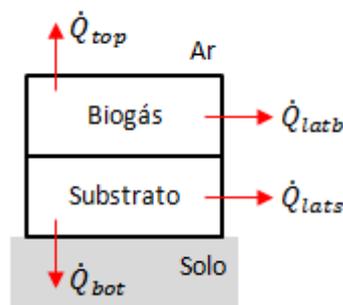


Figura 4.3 – Potências caloríficas perdidas através da envolvente do digestor.

Na Equação 4.25, “i” é o identificador da superfície,  $\dot{Q}_i$  é a potência calorífica perdida através da superfície “i”,  $R_{t,i}$  é a resistência térmica total associada à transferência de calor através da superfície “i”.  $R_{t,i}$  resulta da soma de três resistências térmicas. No caso das superfícies em contacto com o ar ambiente, as resistências térmicas são as indicadas nas Equações 4.26 a 4.28 e referem-se à convecção natural entre o biogás (ou o substrato) e a envolvente do digestor (1º termo de cada equação), à condução na envolvente (2º termo) e à convecção forçada entre o ar e a envolvente (3º termo):

$$R_{t,top} = \frac{1}{A_{bot} \cdot h_{top}} + \frac{1}{A_{bot} \cdot h_{c,env}} + \frac{1}{A_{bot} \cdot h_{ar}} \quad (4.26)$$

$$R_{t,latb} = \frac{1}{A_{latb} \cdot h_{latb}} + \frac{1}{A_{latb} \cdot h_{c,env}} + \frac{1}{A_{latb} \cdot h_{ar}} \quad (4.27)$$

$$R_{t,lats} = \frac{1}{A_{lats} \cdot h_{lats}} + \frac{1}{A_{lats} \cdot h_{c,env}} + \frac{1}{A_{lats} \cdot h_{ar}} \quad (4.28)$$

Nas Equações 4.26 a 4.28,  $A_{bot}$  é a área da base do digestor,  $A_{latb}$  e  $A_{lats}$  são as áreas das superfícies laterais do digestor em contacto com o biogás e com o substrato e  $h_{top}$ ,  $h_{latb}$ ,  $h_{lats}$  e  $h_{ar}$  são os coeficientes de convecção entre o biogás e o topo do digestor, entre o biogás e a superfície lateral do digestor, entre o substrato e a superfície lateral do digestor e entre o ar e o digestor.

No caso de  $R_{t,bot}$ , as três resistências térmicas são as indicadas na Equação 4.29 e referem-se à convecção natural entre o substrato e a envolvente do digestor (1º termo), à condução na envolvente (2º termo) e à condução no solo (3º termo):

$$R_{t,bot} = \frac{1}{A_{bot} \cdot h_{bot}} + \frac{1}{A_{bot} \cdot h_{c,env}} + \frac{1}{S \cdot k_{solo}} \quad (4.29)$$

Na Equação 4.29,  $h_{bot}$  é o coeficiente de convecção entre o substrato e a base do digestor,  $S$  é o fator de forma de condução e  $k_{solo}$  é a condutividade térmica do solo. Para definir  $S$ , assumiu-se condução bidimensional estacionária com transferência de calor entre um disco (de diâmetro  $D$ ) e um meio semi-infinito, configuração para a qual se tem [68]:

$$S = 2 \cdot D \quad (4.30)$$

Na transferência de calor através da base do digestor, aplicou-se  $D = D_{dig}$ .

Para calcular  $h_{ar}$ , utilizaram-se duas correlações referidas por Hreiz *et al.* [65] dependendo da velocidade do vento ( $u_{ven}$ ):

$$h_{ar} = \begin{cases} 0,025 \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot u_{ven}^{0,3} & u_{ven} \leq 7 \text{ m/s} \\ 7,2 \cdot u_{ven}^{0,78} & u_{ven} > 7 \text{ m/s} \end{cases} \quad (4.31)$$

Na Equação 4.31,  $\rho_{ar}$  é a massa volúmica e  $c_{p,ar}$  é o calor específico a pressão constante do ar. Em alternativa, poderiam ser usadas algumas das correlações apresentadas no Anexo A.2, apesar de ser necessário discriminar os coeficientes de convecção para o topo do digestor e para a sua superfície lateral.

Os coeficientes de convecção ( $h_{top}$ ,  $h_{latb}$ ,  $h_{lats}$  e  $h_{bot}$ ) são obtidos a partir dos números de Nusselt (ver Anexo A)  $Nu_{top}$ ,  $Nu_{latb}$ ,  $Nu_{lats}$  e  $Nu_{bot}$  por:

$$h_{top} = \frac{Nu_{top} \cdot k_{bio}}{D_{dig}/4} \quad (4.32)$$

$$h_{latb} = \frac{Nu_{latb} \cdot k_{bio}}{H_{bio}} \quad (4.33)$$

$$h_{lats} = \frac{Nu_{lats} \cdot k_{sub}}{H_{sub}} \quad (4.34)$$

$$h_{bot} = \frac{Nu_{bot} \cdot k_{sub}}{D_{dig}/4} \quad (4.35)$$

Nas Equações 4.32 a 4.35,  $k_{bio}$  e  $k_{sub}$  são as condutividades térmicas do biogás e do substrato,  $D_{dig}$  é o diâmetro do digestor e  $H_{bio}$  e  $H_{sub}$  são as alturas ocupadas pelo biogás e pelo substrato no digestor. Os números de Nusselt são calculados a partir dos números de Prandtl do biogás

e do substrato ( $Pr_{bio}$  e  $Pr_{sub}$ ) e dos números de Rayleigh  $Ra_{top}$ ,  $Ra_{latb}$ ,  $Ra_{lats}$  e  $Ra_{bot}$ , o que pode ser feito pelas sub-rotinas referidas na secção 4.7 ou por algumas das correlações referidas no Anexo A.1. Os números de Rayleigh são dados por:

$$Ra_{top} = \frac{g \cdot \beta_{bio} \cdot (T_{dig} - T_{top,i})(D_{dig}/4)^3}{\nu_{bio}^2} Pr_{bio} \quad (4.36)$$

$$Ra_{latb} = \frac{g \cdot \beta_{bio} \cdot (T_{dig} - T_{latb,i}) \cdot H_{bio}^3}{\nu_{bio}^2} Pr_{bio} \quad (4.37)$$

$$Ra_{lats} = \frac{g \cdot \beta_{sub} \cdot (T_{dig} - T_{lats,i}) \cdot H_{sub}^3}{\nu_{sub}^2} Pr_{sub} \quad (4.38)$$

$$Ra_{bot} = \frac{g \cdot \beta_{sub} \cdot (T_{dig} - T_{bot,i})(D_{dig}/4)^3}{\nu_{sub}^2} Pr_{sub} \quad (4.39)$$

Nas Equações 4.36 a 4.39,  $g$  é a aceleração gravítica,  $\beta_{bio}$  e  $\beta_{sub}$  são os coeficientes de expansão volumétricos do biogás e do substrato e  $\nu_{bio}$  e  $\nu_{sub}$  são as viscosidades cinemáticas do biogás e do substrato. As temperaturas na superfície interior da envolvente ( $T_{top,i}$ ,  $T_{latb,i}$ ,  $T_{lats,i}$  e  $T_{bot,i}$ ) relacionam-se com  $\dot{Q}_{top}$ ,  $\dot{Q}_{latb}$ ,  $\dot{Q}_{lats}$  e  $\dot{Q}_{bot}$  por:

$$\dot{Q}_{top} = A_{bot} \cdot h_{top} \cdot (T_{dig} - T_{top,i}) \quad (4.40)$$

$$\dot{Q}_{latb} = A_{latb} \cdot h_{latb} \cdot (T_{dig} - T_{latb,i}) \quad (4.41)$$

$$\dot{Q}_{lats} = A_{lats} \cdot h_{lats} \cdot (T_{dig} - T_{lats,i}) \quad (4.42)$$

$$\dot{Q}_{bot} = A_{bot} \cdot h_{bot} \cdot (T_{dig} - T_{bot,i}) \quad (4.43)$$

Nas Equações 4.32 a 4.39, os termos  $D_{dig}/4$ ,  $H_{bio}$  e  $H_{sub}$  resultam das definições do comprimento característico empregues pelas sub-rotinas utilizadas (ver secção 4.7).

O biogás foi considerado um gás perfeito, pelo que  $\beta_{bio}$  pode ser obtido pela Equação 4.44, com  $T_{dig}$  em unidades de K (ver Anexo A):

$$\beta_{bio} = \frac{1}{T_{dig}} \quad (4.44)$$

Para estimar  $Pr_{bio}$ ,  $k_{bio}$  e  $\nu_{bio}$ , seguiu-se o mesmo procedimento que Hreiz *et al.* [65]. Estes autores utilizaram  $Pr_{bio} = 0,75$  e calcularam  $k_{bio}$  e  $\nu_{bio}$  através da média ponderada das propriedades do  $CH_4$  ( $\nu_{CH_4}$  e  $k_{CH_4}$ ) e do  $CO_2$  ( $\nu_{CO_2}$  e  $k_{CO_2}$ ) com base nas respetivas frações molares:

$$k_{bio} = x_{CH_4} \cdot k_{CH_4} + x_{CO_2} \cdot k_{CO_2} \quad (4.45)$$

$$\nu_{bio} = x_{CH_4} \cdot \nu_{CH_4} + x_{CO_2} \cdot \nu_{CO_2} \quad (4.46)$$

### 4.3.2. Dimensionamento do digestor

Na Figura 4.4, esquematizam-se as dimensões do digestor, que tem uma forma cilíndrica definida pelo seu diâmetro ( $D_{dig}$ ) e pela sua altura ( $H_{dig}$ ). Para além disso, o substrato ocupa a parte inferior do digestor até à altura  $H_{sub}$ , enquanto o biogás ocupa o volume restante abrangendo a altura  $H_{bio}$ . O volume do digestor ( $V_{dig}$ ) deve ser o suficiente para conter o substrato formado durante o tempo de retenção hidráulico ( $TRH$ ) e o biogás produzido durante o tempo de retenção de biogás ( $TRB$ ). Sendo assim,  $V_{dig}$  é calculado por:

$$V_{dig} = V_{sub} + V_{bio} = (\dot{V}_{res} + \dot{V}_{\acute{a}gua}) \cdot TRH + \dot{V}_{bio,dig} \cdot TRB \quad (4.47)$$

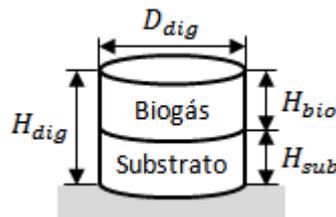


Figura 4.4 – Esquema das dimensões do digestor.

Na Equação 4.47,  $V_{bio}$  é o volumes de biogás no digestor,  $\dot{V}_{\acute{a}gua}$  é o caudal volúmico de água adicionada aos resíduos e  $\dot{V}_{bio,dig}$  é o caudal volúmico de biogás às condições de digestão.

A razão entre a altura e o diâmetro do digestor ( $\theta$ ) é definida tal que:

$$H_{dig} = \theta \cdot D_{dig} \quad (4.48)$$

A partir de  $\theta$  e de  $V_{dig}$ , obtém-se  $D_{dig}$  (ficando  $H_{dig}$  também definido) por:

$$D_{dig} = \left( \frac{4 \cdot V_{dig}}{\pi \cdot \theta} \right)^{1/3} \quad (4.49)$$

Os caudais volúnicos  $\dot{V}_{\acute{a}gua}$  e  $\dot{V}_{bio,dig}$  são calculados pelas Equações 4.50 e 4.51, com  $T_{dig}$  em unidades de K:

$$\dot{V}_{\acute{a}gua} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua}}{\rho_{\acute{a}gua}} \quad (4.50)$$

$$\dot{V}_{bio,dig} = \frac{\dot{m}_{bio} \cdot R_{bio} \cdot T_{dig}}{p_{amb}} \quad (4.51)$$

Na Equação 4.50,  $\rho_{\acute{a}gua}$  é a massa volúmica da água, enquanto na Equação 4.51  $p_{amb}$  é a pressão ambiente, tendo sido considerado que o conteúdo do digestor está à mesma pressão.

A partir de  $V_{sub}$ ,  $V_{bio}$  e  $D_{dig}$ , podem-se calcular as alturas  $H_{sub}$  e  $H_{bio}$ . Por fim, ressalva-se que  $A_{bot}$ ,  $A_{latb}$  e  $A_{lats}$  dependem de  $D_{dig}$ ,  $H_{bio}$  e  $H_{sub}$ .

#### 4.3.3. Dimensionamento do permutador de aquecimento do digestor

O permutador de aquecimento do digestor está esquematizado na Figura 4.5. Trata-se de um tubo helicoidal em contacto com o substrato e junto à parede do digestor. O tubo descreve uma hélice de raio  $R_{h,D}$ , comprimento  $L_{h,D}$  e número de voltas  $N_{h,D}$  (as duas últimas variáveis não foram representadas na figura) e tem uma secção circular de diâmetro interior  $D_{D,i}$ , diâmetro exterior  $D_{D,e}$  e espessura  $\delta_D$ .

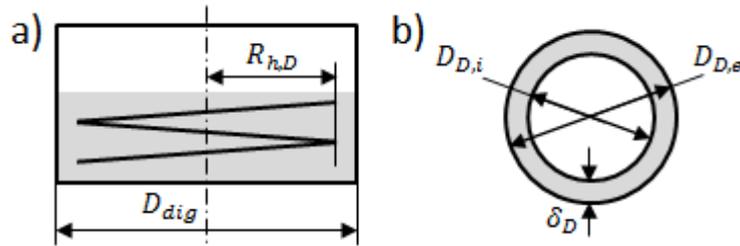


Figura 4.5 – Esquema simplificado do permutador de aquecimento do digestor (a) e da sua secção (b).

O dimensionamento do permutador passou pelo ajuste do produto entre o coeficiente de transferência de calor global e a área de permuta ( $UA_D$ ), que é definido por:

$$\frac{1}{UA_D} = \frac{1}{A_{D,i} \cdot h_{D,i}} + \frac{\ln(D_{D,e}/D_{D,i})}{2\pi \cdot L_{h,D} \cdot k_{D,h}} + \frac{1}{A_{D,e} \cdot h_{D,e}} \quad (4.52)$$

Na Equação 4.52,  $A_{D,i}$  e  $A_{D,e}$  são as áreas das superfícies interior e exterior do tubo,  $h_{D,i}$  e  $h_{D,e}$  são os coeficientes de convecção entre a água que aquece o digestor e o tubo e entre o substrato e o tubo e  $k_{D,h}$  é a sua condutividade térmica. O segundo membro da equação corresponde à soma de três resistências térmicas, que se referem à convecção forçada entre a água e o tubo (1º termo), à condução no tubo (2º termo) e à convecção natural entre o substrato e o tubo (3º termo).  $h_{D,i}$  e  $h_{D,e}$  são obtidos a partir dos números de Nusselt (ver Anexo A)  $Nu_{D,i}$  e  $Nu_{D,e}$  por:

$$h_{D,i} = \frac{Nu_{D,i} \cdot k_D}{D_{D,i}} \quad (4.53)$$

$$h_{D,e} = \frac{Nu_{D,e} \cdot k_{sub}}{D_{D,e}} \quad (4.54)$$

Na Equação 4.53,  $k_D$  é a condutividade térmica da água no interior do permutador.  $Nu_{D,i}$  é calculado a partir do número de Prandtl da água ( $Pr_D$ ) e do número de Reynolds  $Re_{D,i}$ , o que pode ser

feito pela sub-rotina referida na secção 4.7 ou por uma das correlações referidas no Anexo A.3. A sub-rotina necessita ainda de  $L_{h,D}/D_{D,i}$ , de  $\varepsilon_{D,i}/D_{D,i}$  e de  $D_{D,i}/R_{h,D}$ , sendo  $\varepsilon_{D,i}$  a rugosidade do interior do tubo.  $Re_{D,i}$  é dado por:

$$Re_{D,i} = \frac{u_D \cdot D_{D,i}}{\nu_D} \quad (4.55)$$

Na Equação 4.55,  $u_D$  é a velocidade média do escoamento de água e  $\nu_D$  é a viscosidade cinemática da água que aquece o digestor.  $u_D$  é obtida por:

$$u_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_D}{\rho_{\text{água}} \cdot \pi \cdot D_{D,i}^2} \quad (4.56)$$

$Nu_{D,e}$  é calculado a partir de  $Pr_{sub}$  e do número de Rayleigh  $Ra_{D,e}$ , o que pode ser feito pela sub-rotina referida na secção 4.7 ou por uma das correlações referidas no Anexo A.1.  $Ra_{D,e}$  é dado por:

$$Ra_{D,e} = \frac{g \cdot \beta_{sub} \cdot (T_{D,m} - T_{dig}) \cdot D_{D,e}^3}{\nu_{sub}^2} Pr_{sub} \quad (4.57)$$

Na Equação 4.57,  $T_{D,m}$  é a temperatura média da água que aquece o digestor e resulta da média entre  $T_{OC,s}$  e  $T_{D,s}$ , tendo sido considerado que o permutador está a esta temperatura.

Nas Equações 4.53, 4.54, 4.55 e 4.57, os termos  $D_{D,i}$  e  $D_{D,e}$  resultam da definição do comprimento característico empregue pelas sub-rotinas utilizadas (ver secção 4.7).

$UA_D$  é obtido de forma semelhante ao caso do permutador de pré-aquecimento dos resíduos (secção 4.2), sendo que o permutador de aquecimento do digestor envolve a troca de calor com um meio a temperatura constante (ver Anexo C):

$$UA_D = NTU_D \cdot \dot{C}_D \quad (4.58)$$

Na Equação 4.58,  $NTU_D$  é o número de unidades de transferência do permutador de aquecimento do digestor e é obtido por:

$$NTU_D = -\ln(1 - \varepsilon_D) \quad (4.59)$$

Na Equação 4.59,  $\varepsilon_D$  é a eficiência do permutador, definida por:

$$\varepsilon_D = \frac{T_{D,s} - T_{OC,s}}{T_{dig} - T_{OC,s}} \quad (4.60)$$

Para além de dimensionar o permutador, o modelo estima a perda de carga em linha ( $\Delta P_D$ ) que este acarretaria numa instalação real (ver Anexo A.3):

$$\Delta P_D = f_D \frac{L_{h,D}}{D_{D,i}} \cdot \frac{u_D^2}{2} \rho_{\text{água}} \quad (4.61)$$

Na Equação 4.61,  $f_D$  é o fator de atrito de Darcy, que pode ser calculado pela sub-rotina utilizada para obter  $h_{D,i}$  (ver secção 4.7) ou por uma das correlações referidas no Anexo A.3.

Considerou-se que  $D_{D,e}$  deve constar na norma EN 10220 (resumida no Anexo B), sendo a seleção do diâmetro do tubo feita a partir da espessura do tubo ( $\delta_D$ ) e da velocidade média pretendida para o escoamento de água ( $u_{D,p}$ ). Como será descrito na secção 4.7, primeiro calculam-se os diâmetros interior ( $D_{D,i,p}$ ) e exterior ( $D_{D,e,p}$ ) pretendidos, aos quais corresponde um escoamento de velocidade média  $u_{D,p}$ . Para  $D_{D,e}$ , escolhe-se o tamanho imediatamente acima na norma EN 10220, sendo que  $D_{D,i}$  resulta de  $D_{D,e}$  e de  $\delta_D$ . Também se extrai o diâmetro nominal ( $D_{D,n}$ ) do tubo.

O raio da hélice do tubo ( $R_{h,D}$ ) foi definido proporcional ao diâmetro do digestor ( $D_{dig}$ ) através de:

$$R_{h,D} = \frac{5,25}{11} D_{dig} \quad (4.62)$$

Na Equação 4.62, admitiu-se uma constante de proporcionalidade de  $5,25/11 \approx 0,48$ , que foi escolhida tendo como referência o trabalho de Hreiz *et al.* [65].

Como  $D_{D,i}$ ,  $D_{D,e}$  e  $R_{h,D}$  são definidos de forma independente da transferência de calor, é pelo ajuste de  $L_D$  (ou de  $N_{h,D}$ ) que se faz com que  $UA_D$  tome o valor pretendido. Por fim, ressalva-se que  $A_{D,i}$  e  $A_{D,e}$  dependem de  $D_{D,i}$ ,  $D_{D,e}$  e  $L_{h,D}$ .

#### 4.4. Balanço mássico e energético do ciclo frigorífico

A Figura 4.6 esquematiza o ciclo de compressão de vapor e o ciclo de absorção, que são as duas alternativas consideradas para o arrefecimento de leite na instalação modelada. Em ambos os casos, o frio produzido no evaporador ( $\dot{Q}_{p,frío}$ ), que constitui a potência frigorífica produzida pela instalação (ver secção 4.6), é utilizado para arrefecer um reservatório de leite. Por sua vez, o calor de condensação ( $\dot{Q}_{F,H}$ ) é aproveitado para aquecer um caudal de água ( $\dot{m}_{F,H}$ ) da temperatura  $T_{F,H,e}$  até  $T_{F,H,s}$ . Enquanto o ciclo de compressão de vapor é acionado por parte da eletricidade produzida pelo motor de ciclo Otto ( $\dot{W}_{CV}$ ), o ciclo de absorção utiliza calor produzido no motor de ciclo Otto e na caldeira. Um caudal de água ( $\dot{m}_{A,G}$ ) troca a potência calorífica  $\dot{Q}_{A,G}$  no gerador do ciclo de absorção, evoluindo da temperatura  $T_{OC,s}$  a  $T_{A,G,s}$ . Os balanços energéticos do ciclo de compressão de vapor e do ciclo de absorção são dados pelas Equações 4.63 e 4.64 como:

$$\dot{Q}_{p,frio} + \dot{W}_{CV} = \dot{Q}_{F,H} \quad (4.63)$$

$$\dot{Q}_{p,frio} + \dot{Q}_{A,G} = \dot{Q}_{F,H} \quad (4.64)$$

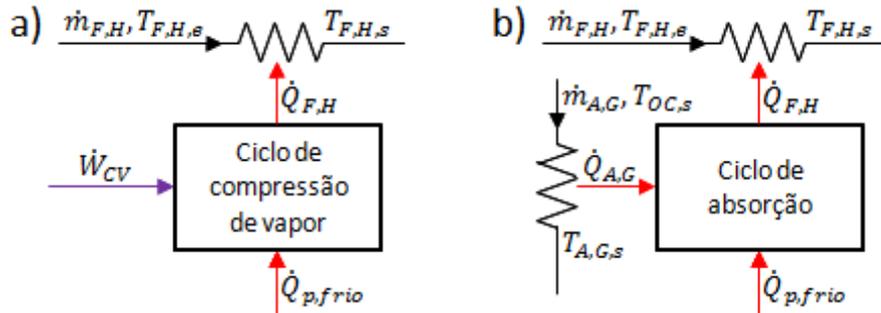


Figura 4.6 – Esquema do ciclo de compressão de vapor (a) e do ciclo de absorção (b).

$\dot{Q}_{A,G}$  pode ser obtida utilizando o balanço no lado do fluxo de água:

$$\dot{Q}_{A,G} = \dot{m}_{A,G} \cdot c_{\text{água}} \cdot \Delta T_{A,G} = \dot{m}_{A,G} \cdot c_{\text{água}} \cdot (T_{OC,s} - T_{A,G,s}) \quad (4.65)$$

Na Equação 4.65,  $\Delta T_{A,G}$  é a redução de temperatura da água que aciona o ciclo de absorção.

No caso de  $\dot{Q}_{F,H}$ , o balanço no lado do fluxo de água é dado por:

$$\dot{Q}_{F,H} = \dot{m}_{F,H} \cdot c_{\text{água}} \cdot (T_{F,H,s} - T_{F,H,e}) \quad (4.66)$$

$\dot{Q}_{p,frio}$  também pode ser obtida pelos COP dos ciclos:

$$\dot{Q}_{p,frio} = COP_{CV} \cdot \dot{W}_{CV} \quad (4.67)$$

$$\dot{Q}_{p,frio} = COP_A \cdot \dot{Q}_{A,G} \quad (4.68)$$

$COP_{CV}$  foi considerado uma variável de entrada do modelo, enquanto  $COP_A$  é calculado pelo modelo de Gordon e Ng [67]:

$$\frac{1}{COP_A} = \frac{T_{A,ger}}{T_{A,ger} - T_{F,con}} \cdot \left[ \frac{T_{F,con} - T_{F,eva}}{T_{F,eva}} + \frac{1}{\dot{Q}_{p,frio}} \left( a_{A,1} - a_{A,2} \frac{T_{F,con}}{T_{A,ger}} \right) \right] \quad (4.69)$$

Na Equação 4.69,  $T_{A,ger}$  é a temperatura no gerador do ciclo de absorção,  $T_{F,con}$  e  $T_{F,eva}$  são as temperaturas no condensador e no evaporador do ciclo frigorífico (também são definidas no caso do ciclo de compressão de vapor) e  $a_{A,1}$  e  $a_{A,2}$  são constantes empíricas. Nesta equação,  $T_{A,ger}$ ,  $T_{F,con}$  e  $T_{F,eva}$  devem ser expressas em unidades de K, enquanto  $a_{A,1}$  e  $a_{A,2}$  devem ser expressas nas mesmas unidades que  $\dot{Q}_{p,frio}$  (potência). As temperaturas  $T_{A,ger}$ ,  $T_{F,con}$  e  $T_{F,eva}$  relacionam-se com as diferenças de temperatura  $\Delta T_{A,ger}$ ,  $\Delta T_{F,con}$  e  $\Delta T_{F,eva}$  por:

$$\Delta T_{A,ger} = T_{OC,s} - T_{A,ger} \quad (4.70)$$

$$\Delta T_{F,con} = T_{F,con} - T_{F,H,s} \quad (4.71)$$

$$\Delta T_{F,eva} = T_{lei} - T_{F,eva} \quad (4.72)$$

Na Equação 4.72,  $T_{lei}$  é a temperatura no reservatório de leite, que está em contacto com o evaporador do ciclo frigorífico.

Por sua vez,  $\dot{Q}_{F,H}$  também pode ser obtida por:

$$\dot{Q}_{F,H} = \frac{\dot{Q}_{pré}}{f_{F,P}} \quad (4.73)$$

Na Equação 4.73,  $f_{F,P}$  é a fração do calor de condensação do ciclo frigorífico utilizada para pré-aquecer os resíduos.  $f_{F,P}$  pode variar de 0 a 1 e, se não se pretender utilizar todo o calor de condensação ( $f_{F,P} < 1$ ), é dissipada uma potência calorífica  $\dot{Q}_{F,H,dis}$  para o ambiente, tendo-se o seguinte balanço energético:

$$\dot{Q}_{F,H} = \dot{Q}_{pré} + \dot{Q}_{F,H,dis} \quad (4.74)$$

$\dot{Q}_{F,H,dis}$  é dada por:

$$\dot{Q}_{F,H,dis} = \dot{m}_{F,H,dis} \cdot c_{água} \cdot \Delta T_{F,H,dis} = \dot{m}_{F,H,dis} \cdot c_{água} \cdot (T_{F,H,s} - T_{F,H,dis,s}) \quad (4.75)$$

Na Equação 4.75,  $\dot{m}_{F,H,dis}$  é o caudal mássico de água que dissipa calor de condensação do ciclo frigorífico,  $\Delta T_{F,H,dis}$  é a sua redução de temperatura e  $T_{F,H,dis,s}$  é a temperatura da água à saída do permutador de dissipação de calor de condensação.

Por fim, a água aquecida com o calor de condensação obedece ao seguinte balanço mássico:

$$\dot{m}_{F,H} = \dot{m}_P + \dot{m}_{F,H,dis} \quad (4.76)$$

#### 4.5. Balanço mássico e energético do motor de ciclo Otto e da caldeira

A Figura 4.7 esquematiza o motor de ciclo Otto, aplicado como sistema de cogeração na instalação modelada. A partir da potência calorífica obtida com a queima de biogás ( $\dot{Q}_{O,H}$ ), produz-se calor ( $\dot{Q}_{O,L}$ ) e eletricidade ( $\dot{W}_O$ ). O calor é utilizado para aquecer um caudal de água quente ( $\dot{m}_{O,L}$ ) da temperatura  $T_{OC,e}$  até  $T_{OC,s}$ . Existe ainda a dissipação de calor para o ambiente ( $\dot{Q}_{O,dis}$ ), tendo-se o seguinte balanço energético:

$$\dot{Q}_{O,H} = \dot{Q}_{O,L} + \dot{W}_O + \dot{Q}_{O,dis} \quad (4.77)$$

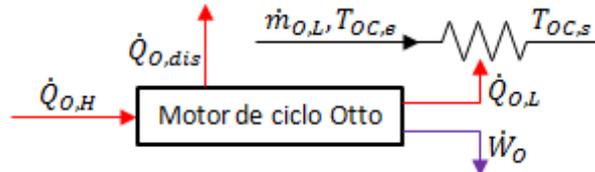


Figura 4.7 – Esquema do motor de ciclo Otto.

$\dot{Q}_{O,L}$  e  $\dot{W}_O$  são obtidas pelos rendimentos térmico ( $\eta_{ter,o}$ ) e elétrico ( $\eta_{ele,o}$ ) do motor de ciclo Otto:

$$\dot{Q}_{O,L} = \eta_{ter,o} \cdot \dot{Q}_{O,H} \quad (4.78)$$

$$\dot{W}_O = \eta_{ele,o} \cdot \dot{Q}_{O,H} \quad (4.79)$$

$\dot{Q}_{O,L}$  também pode ser obtida por:

$$\dot{Q}_{O,L} = \dot{m}_{O,L} \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot (T_{OC,s} - T_{OC,e}) \quad (4.80)$$

Considerou-se que  $\eta_{ter,o}$  e  $\eta_{ele,o}$  variam linearmente com  $T_{amb}$ :

$$\eta_{ter,o} = \eta_{ter,o,r} \cdot [1 + a_{ter,o} \cdot (T_{amb} - T_{O,r})] \quad (4.81)$$

$$\eta_{ele,o} = \eta_{ele,o,r} \cdot [1 + a_{ele,o} \cdot (T_{amb} - T_{O,r})] \quad (4.82)$$

Nas Equações 4.81 e 4.82,  $\eta_{ter,o,r}$  e  $\eta_{ele,o,r}$  são os rendimentos térmico e elétrico à temperatura ambiente de referência ( $T_{O,r}$ ) e  $a_{ter,o}$  e  $a_{ele,o}$  são constantes empíricas.

$\dot{Q}_{O,H}$  é obtida recorrendo ao poder calorífico inferior do biogás ( $PCI_{bio}$ ):

$$\dot{Q}_{O,H} = \dot{m}_{bio,o} \cdot PCI_{bio} \quad (4.83)$$

Na Equação 4.83,  $\dot{m}_{bio,o}$  é o caudal mássico de biogás consumido pelo motor de ciclo Otto, que se relaciona com a produção de biogás por:

$$\dot{m}_{bio,o} = f_{bio,OC} \cdot f_{OC,O} \cdot \dot{m}_{bio} \quad (4.84)$$

Na Equação 4.84,  $f_{bio,OC}$  é a fração do biogás utilizada pela instalação e  $f_{OC,O}$  é a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto (ver Equações 4.92 e 4.93). Estas frações podem variar de 0 a 1.

Dos constituintes considerados para o biogás ( $CH_4$  e  $CO_2$ ), apenas o  $CH_4$  foi levado em conta na determinação de  $PCI_{bio}$ , pelo que:

$$PCI_{bio} = z_{CH_4} \cdot PCI_{CH_4} \quad (4.85)$$

Na Equação 4.85,  $z_{CH_4}$  é a fração mássica de  $CH_4$  do biogás e  $PCI_{CH_4}$  é o poder calorífico inferior do  $CH_4$ .  $z_{CH_4}$  é obtida por:

$$z_{CH_4} = \frac{x_{CH_4} \cdot M_{CH_4}}{M_{bio}} \quad (4.86)$$

A Figura 4.8 esquematiza a caldeira, que serve como apoio na produção de energia térmica e foi modelada de forma semelhante ao motor de ciclo Otto. A partir da potência calorífica obtida com a queima de biogás ( $\dot{Q}_{C,H}$ ), produz-se calor ( $\dot{Q}_{C,L}$ ), que é utilizado para aquecer um caudal de água quente ( $\dot{m}_{C,L}$ ) da temperatura  $T_{OC,e}$  até  $T_{OC,s}$ . Existe ainda a dissipação de calor para o ambiente ( $\dot{Q}_{C,dis}$ ), tendo-se o seguinte balanço energético:

$$\dot{Q}_{C,H} = \dot{Q}_{C,L} + \dot{Q}_{C,dis} \quad (4.87)$$

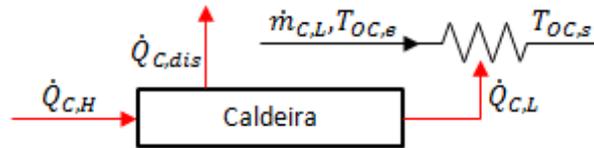


Figura 4.8 – Esquema da caldeira.

$\dot{Q}_{C,L}$  é calculada por:

$$\dot{Q}_{C,L} = \eta_C \cdot \dot{Q}_{C,H} \quad (4.88)$$

Na Equação 4.88,  $\eta_C$  é o rendimento da caldeira.  $\dot{Q}_{C,L}$  também pode ser obtida por:

$$\dot{Q}_{C,L} = \dot{m}_{C,L} \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot (T_{OC,s} - T_{OC,e}) \quad (4.89)$$

Considerou-se que  $\eta_C$  varia linearmente com  $T_{amb}$ :

$$\eta_C = \eta_{C,r} \cdot [1 + a_C \cdot (T_{amb} - T_{C,r})] \quad (4.90)$$

Na Equação 4.90,  $\eta_{C,r}$  é o rendimento à temperatura ambiente de referência ( $T_{C,r}$ ) e  $a_C$  é uma constante empírica.

$\dot{Q}_{C,H}$  é obtida pela queima do caudal mássico de biogás  $\dot{m}_{bio,C}$ , pelo que:

$$\dot{Q}_{C,H} = \dot{m}_{bio,C} \cdot PCI_{bio} \quad (4.91)$$

$\dot{m}_{bio,C}$  é dado por:

$$\dot{m}_{bio,C} = f_{bio,OC} \cdot (1 - f_{OC,O}) \cdot \dot{m}_{bio} \quad (4.92)$$

A parcela do biogás produzido que não é consumida nem pelo motor de ciclo Otto nem pela caldeira constitui o caudal mássico de biogás armazenado ( $\dot{m}_{bio,arm}$ ), definido por:

$$\dot{m}_{bio,arm} = (1 - f_{bio,OC}) \cdot \dot{m}_{bio} \quad (4.93)$$

Parte do calor produzido pelo motor de ciclo Otto e pela caldeira serve para acionar o ciclo de absorção (configuração B da instalação) e para aquecer o digestor. A parcela restante constitui a potência calorífica produzida pela instalação ( $\dot{Q}_{p,cal}$ , ver secção 4.6). Sendo assim, obtém-se o seguinte balanço energético:

$$\dot{Q}_{O,L} + \dot{Q}_{C,L} = \dot{Q}_{p,cal} + \dot{Q}_{A,G} + \dot{Q}_{dig} \quad (4.94)$$

$\dot{Q}_{p,cal}$  é dada por:

$$\dot{Q}_{p,cal} = \dot{m}_{cal} \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot \Delta T_{cal} = \dot{m}_{cal} \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot (T_{OC,s} - T_{cal,s}) \quad (4.95)$$

Na Equação 4.95,  $\dot{m}_{cal}$  é o caudal mássico de água que aquece o reservatório de água quente,  $\Delta T_{cal}$  é a sua redução de temperatura e  $T_{cal,s}$  é a temperatura da água à saída do permutador de aquecimento do reservatório.

Os fluxos de água aquecidos pelo motor de ciclo Otto e pela caldeira obedecem ao seguinte balanço mássico:

$$\dot{m}_{O,L} + \dot{m}_{C,L} = \dot{m}_{cal} + \dot{m}_{A,G} + \dot{m}_D \quad (4.96)$$

Parte da eletricidade produzida pelo motor de ciclo Otto serve para acionar o ciclo de compressão de vapor (configuração A da instalação) e o sistema de agitação do substrato no digestor. A parcela restante constitui a potência elétrica produzida pela instalação ( $\dot{W}_{p,ele}$ , ver secção 4.6). Sendo assim, obtém-se o seguinte balanço energético:

$$\dot{W}_O = \dot{W}_{p,ele} + \dot{W}_{CV} + \dot{W}_{dig} \quad (4.97)$$

## 4.6. Indicadores de desempenho

O desempenho do sistema modelado pode ser medido, em primeiro lugar, com as potências calorífica, elétrica e frigorífica produzidas pela instalação ( $\dot{Q}_{p,cal}$ ,  $\dot{W}_{p,ele}$  e  $\dot{Q}_{p,frio}$ ), que já foram introduzidas, respetivamente, na Equação 4.94 (secção 4.5), na Equação 4.97 (secção 4.5) e nas Equações 4.63 e 4.64 (secção 4.4). No modelo,  $\dot{Q}_{p,cal}$  aquece um reservatório de água quente e  $\dot{Q}_{p,frio}$  arrefece um reservatório de leite. A troca da potência calorífica  $\dot{Q}_{p,cal}$  é efetuada por intermédio de um

caudal de água ( $\dot{m}_{cal}$ ) que circula num permutador de calor no reservatório de água quente. A partir destas potências, definiu-se a potência total produzida pela instalação ( $\dot{E}_{p,tot}$ ):

$$\dot{E}_{p,tot} = \dot{Q}_{p,cal} + \dot{W}_{p,ele} + \dot{Q}_{p,frio} \quad (4.98)$$

$\dot{Q}_{p,cal}$ ,  $\dot{W}_{p,ele}$  e  $\dot{Q}_{p,frio}$  são comparadas com as potências calorífica, elétrica e frigorífica consumidas pela vacaria modelo ( $\dot{Q}_{c,cal}$ ,  $\dot{W}_{c,ele}$  e  $\dot{Q}_{c,frio}$ ), as quais, lembrando as secções 1.6 e 2.1, têm as seguintes destinações:  $\dot{Q}_{c,cal}$  serve para aquecer a água que é utilizada na limpeza da vacaria;  $\dot{W}_{c,ele}$  é usada na iluminação e no acionamento de diversos equipamentos, como bombas de água, máquinas de ordenha e raspadores para a recolha de excrementos;  $\dot{Q}_{c,frio}$  serve para arrefecer o leite recolhido pela vacaria. Por sua vez,  $\dot{E}_{p,tot}$  também é comparada com a potência total consumida pela vacaria modelo ( $\dot{E}_{c,tot}$ ), definida por:

$$\dot{E}_{c,tot} = \dot{Q}_{c,cal} + \dot{W}_{c,ele} + \dot{Q}_{c,frio} \quad (4.99)$$

$\dot{Q}_{c,cal}$ ,  $\dot{W}_{c,ele}$ ,  $\dot{Q}_{c,frio}$  e  $\dot{E}_{c,tot}$  dependem do tamanho da vacaria – quantificável pelo número de vacas ( $N_v$ ) – e de consumos médios típicos ( $\dot{q}_{c,cal}$ ,  $\dot{w}_{c,ele}$  e  $\dot{q}_{c,frio}$ ). Para além disso,  $\dot{Q}_{c,cal}$  e  $\dot{Q}_{c,frio}$  podem ser calculadas por:

$$\dot{Q}_{c,cal} = N_v \cdot \dot{q}_{c,cal} = \dot{m}_{AQ} \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot (T_{AQ} - T_{AQ,e}) \quad (4.100)$$

$$\dot{Q}_{c,frio} = N_v \cdot \dot{q}_{c,frio} = \dot{m}_{lei} \cdot c_{lei} \cdot (T_{lei,e} - T_{lei}) \quad (4.101)$$

Nas Equações 4.100 e 4.101,  $\dot{m}_{AQ}$  e  $\dot{m}_{lei}$  são os caudais mássicos de água quente consumida e de leite recolhido pela vacaria,  $T_{AQ}$  e  $T_{AQ,e}$  são as temperaturas da água no reservatório e da rede (que corresponde à água à entrada do reservatório),  $c_{lei}$  é o calor específico do leite e  $T_{lei,e}$  é a temperatura do leite à entrada do reservatório.  $c_{lei}$  é aproximadamente 4 kJ/kg·°C enquanto  $T_{lei}$  é tipicamente 3–4°C [69]. Quanto a  $T_{lei,e}$ , refere-se que é prática habitual arrefecer o leite antes do seu armazenamento, para reduzir o consumo energético associado à sua conservação. Por exemplo, Upton *et al.* [24], no seu trabalho, consideraram um pré-arrefecimento do leite utilizando um permutador de placas onde escoava água proveniente de um poço. Sem pré-arrefecimento,  $T_{lei,e}$  é a temperatura do leite após ordenha, que é cerca de 35–38°C [69].

Calcular a potência elétrica consumida ( $\dot{W}_{c,ele}$ ) sem recurso a um valor médio típico ( $\dot{w}_{c,ele}$ ) requereria um grande número de variáveis, já que envolve diversas categorias de gastos – na Tabela 2.2, na secção 2.1, incluíram-se os gastos com máquinas de ordenha, bombas de lavagem e de água, raspadores automáticos e iluminação –, tendo cada uma um certo número de variáveis que é necessário

definir, incluindo número de elementos (como lâmpadas e bombas), a potência de que necessitam para operar e o tempo de funcionamento.

Como valores de referência para  $\dot{q}_{c,cal}$  e  $\dot{w}_{c,ele}$ , utilizaram-se as médias dos perfis de consumo apresentados na Tabela 2.2, o que resulta em  $\dot{q}_{c,cal} = 7,415$  W e  $\dot{w}_{c,ele} = 10,60$  W. Porém, na realidade, os consumos indicados nesta tabela são apenas diferentes destinações de energia elétrica, pelo que o valor escolhido para  $\dot{q}_{c,cal}$  não corresponde a energia calorífica. Em rigor, corresponde ao consumo elétrico do sistema de aquecimento do reservatório de água quente. Ainda assim, aponta-se que este consumo é superior à energia calorífica obtida pelo sistema de aquecimento (uma vez que estes sistemas têm rendimentos menores que 1), pelo que adotar o valor  $\dot{q}_{c,cal} = 7,415$  W permite avaliar a viabilidade da instalação de forma mais conservadora.

Todavia, os consumos de frio indicados na Tabela 2.2 referem-se ao consumo de eletricidade de um ciclo frigorífico que normalmente é um ciclo de compressão de vapor. Estes ciclos têm um COP da ordem de 2,5–4 [51] (ver subsecção 2.4.1), o que significa que a energia frigorífica que disponibilizam é cerca de 2,5–4 vezes superior à energia elétrica que consomem. Por isso, no caso de  $\dot{q}_{c,frio}$ , o valor de referência extraído da Tabela 2.2 ( $\dot{q}_{c,frio} = 6,934$  W) seria uma estimativa otimista, tendo-se optado por utilizar  $\dot{q}_{c,frio}$  definida por:

$$\dot{q}_{c,frio} = \dot{v}_{lei} \cdot \rho_{lei} \cdot c_{lei} \cdot (T_{lei,e} - T_{lei}) \quad (4.102)$$

Na Equação 4.102,  $\dot{v}_{lei}$  é o caudal volúmico de leite por vaca e  $\rho_{lei}$  é a massa volúmica do leite. Por este método, obteve-se um valor de referência de  $\dot{q}_{c,frio} = 22,64$  W aplicando  $\dot{v}_{lei} = 5244$  l/ano (média dos valores da Tabela 2.1, na secção 2.1),  $\rho_{lei} = 1032$  kg/m<sup>3</sup> (referido na mesma tabela),  $T_{lei,e} = 36,5^\circ\text{C}$  (valor médio do intervalo típico da temperatura do leite após ordenha) e  $T_{lei} = 3,5^\circ\text{C}$  (valor médio do intervalo típico). Não se considerou a realização de pré-arrefecimento do leite, o que sugere que  $\dot{q}_{c,frio} = 22,64$  W já seja uma estimativa conservadora. Porém, em termos do consumo de calor, esta estimativa é otimista, uma vez que o ciclo frigorífico, ao produzir mais frio, produz também mais calor de condensação, que é aproveitado para pré-aquecer os resíduos e atenuar as necessidades de calor da instalação.

Idealmente, as potências produzidas pela instalação seriam iguais às potências consumidas pela vacaria modelo. A autossuficiência energética de uma vacaria que implemente a instalação modelada pode ser avaliada pelas frações dos consumos de calor ( $f_{c,cal}$ ), de eletricidade ( $f_{c,ele}$ ) e de frio ( $f_{c,frio}$ ):

$$f_{c,cal} = \frac{\dot{Q}_{p,cal}}{\dot{Q}_{c,cal}} \quad (4.103)$$

$$f_{c_{ele}} = \frac{\dot{W}_{p,ele}}{\dot{W}_{c,ele}} \quad (4.104)$$

$$f_{c_{frio}} = \frac{\dot{Q}_{p,frio}}{\dot{Q}_{c,frio}} \quad (4.105)$$

Também se definiu a fração do consumo total ( $f_{c_{tot}}$ ):

$$f_{c_{tot}} = \frac{\dot{E}_{p,tot}}{\dot{E}_{c,tot}} \quad (4.106)$$

Valores destas frações entre 0 e 1 mostram que a vacaria ainda necessita de apoio externo (por exemplo, ligação à rede). Quanto mais próximas de 1 forem as frações, mais próxima a vacaria está da autossuficiência energética. Valores superiores a 1 indicam que a instalação produz energia em excesso. A eletricidade excedente poderia ser vendida à rede, enquanto o calor e o frio excedentes poderiam, ainda que seja menos habitual, ser aproveitados para climatização. Valores negativos significam que a instalação necessita de apoio externo apenas para manter o seu funcionamento.

#### 4.7. Implementação do modelo em EES

O modelo descrito nas secções anteriores resulta num sistema de equações não-lineares que têm de ser resolvidas simultaneamente. Para tal, implementou-se o modelo no programa *EES*, que foi escolhido por oferecer as seguintes funcionalidades, entre outras: permite que as equações sejam introduzidas de forma intuitiva e por qualquer ordem; possui uma base de dados com as propriedades termofísicas de várias substâncias; disponibiliza sub-rotinas relacionadas com, por exemplo, a transferência de calor por convecção e o desempenho de permutadores de calor; permite a realização de interpolações com base em tabelas de dados fornecidas pelo utilizador; consegue resolver problemas de otimização.

As propriedades termodinâmicas da água ( $c_{\text{água}}$  e  $\rho_{\text{água}}$ ), do ar ( $c_{p,ar}$  e  $\rho_{ar}$ ), do solo ( $k_{solo}$ ), do metano ( $k_{CH_4}$  e  $\nu_{CH_4}$ ), do dióxido de carbono ( $k_{CO_2}$  e  $\nu_{CO_2}$ ), do substrato ( $k_{sub}$ ,  $Pr_{sub}$ ,  $\beta_{sub}$  e  $\nu_{sub}$ ) e da água que aquece o digestor ( $k_D$ ,  $Pr_D$  e  $\nu_D$ ) foram estimadas recorrendo à base de dados do *EES*. A condutividade térmica do permutador de aquecimento do digestor ( $k_{D,h}$ ), que se assumiu ser construído em aço inoxidável AISI 302, e outras propriedades de substâncias, como  $M_{CH_4}$ ,  $PCI_{CH_4}$  e  $M_{CO_2}$ , também foram obtidas pela base de dados do *EES*.

No cálculo dos números de Nusselt, utilizaram-se as sub-rotinas apresentadas na Tabela 4.1, indicando-se o seu nome, a configuração a que são aplicadas, as suas variáveis de entrada e o comprimento característico que assumem na definição dos números adimensionais. O cálculo de  $f_D$  foi realizado pela sub-rotina que estimou  $Nu_{D,i}$ . Esta sub-rotina pode calcular o número de Nusselt assumindo temperatura constante ou fluxo térmico constante ao longo do tubo, tendo sido usado o

primeiro caso. Na ausência de uma sub-rotina para convecção natural sobre tubo helicoidal, aplicou-se uma sub-rotina para convecção sobre cilindro horizontal. No Anexo A, apresentam-se correlações que poderiam ser usadas em alternativa a estas sub-rotinas, bem como alternativas às correlações referidas por Hreiz *et al.* [65] para o cálculo de  $h_{ar}$ , nomeadamente correlações para escoamento sobre placa paralela e escoamento cruzado em torno de cilindro de secção circular.

**Tabela 4.1 – Sub-rotinas utilizadas no cálculo dos números de Nusselt**

Número de Nusselt	Configuração		
	Sub-rotina do EES	Variáveis de entrada	Comprimento característico
$Nu_{top}$	Convecção sobre placa horizontal – face superior de placa quente ou face inferior de placa fria		
	$FC\_plate\_horizontal1\_ND$	$Ra_{top}, Pr_{bio}$	Razão entre a área e o perímetro da placa
$Nu_{latb}$	Convecção sobre placa vertical		
	$FC\_plate\_vertical\_ND$	$Ra_{latb}, Pr_{bio}$	Altura da placa
$Nu_{lats}$	Convecção sobre placa vertical		
	$FC\_plate\_vertical\_ND$	$Ra_{lats}, Pr_{sub}$	Altura da placa
$Nu_{bot}$	Convecção sobre placa horizontal – face inferior de placa quente ou face superior de placa fria		
	$FC\_plate\_horizontal2\_ND$	$Ra_{bot}, Pr_{sub}$	Razão entre a área e o perímetro da placa
$Nu_{D,i}$	Escoamento em conduta helicoidal		
	$HelicalPipeFlow\_ND$	$Re_{D,i}, Pr_D, L_{h,D}/D_{D,i}, \varepsilon_{D,i}/D_{D,i}, D_{D,i}/R_{h,D}$	Diâmetro da conduta
$Nu_{D,e}$	Convecção sobre cilindro horizontal		
	$FC\_horizontal\_cylinder\_ND$	$Ra_{D,e}, Pr_{sub}$	Diâmetro do cilindro

A atribuição a  $D_{D,e}$  de um valor constante na norma EN 10220 (resumida no Anexo B) foi feita aproveitando-se funções relativas a tabelas, tendo a norma sido introduzida no EES como uma *Lookup Table* (tabela de consulta). Primeiro, calcula-se o diâmetro interior pretendido para o tubo ( $D_{D,i,p}$ ) de modo a obter-se uma velocidade média  $u_{D,p}$  para o escoamento e, conhecendo a espessura do tubo ( $\delta_D$ ), obtém-se o diâmetro exterior pretendido ( $D_{D,e,p}$ ). Com a função *LookupRow*, determina-se a posição de  $D_{D,e,p}$  na norma EN 10220 ( $N_{D,p}$ ), que depois é arredondada para cima recorrendo à função *Ceil*. Isto corresponde a seleccionar o tamanho imediatamente acima do pretendido se este não constar já na norma, obtendo-se assim a posição do tamanho seleccionado para o diâmetro do tubo ( $N_D$ ). Aplicando a função *Lookup*, leem-se na norma os valores correspondentes ao diâmetro exterior ( $D_{D,e}$ ) e ao diâmetro nominal ( $D_{D,n}$ ) do tubo.

No EES, a distinção entre a configuração A (ciclo de compressão de vapor) e a configuração B (ciclo de absorção) foi feita com a variável  $F_{CV,A}$ . Se  $F_{CV,A} = 1$ , o modelo assume um ciclo de compressão de vapor, enquanto se  $F_{CV,A} = 2$  é assumido um ciclo de absorção. Utilizando a função *If*

(se), foi possível definir, no mesmo ficheiro, as variáveis  $\dot{W}_{CV}$ ,  $\dot{Q}_{A,G}$  e  $\dot{Q}_{p,frio}$  de acordo com ambas as configurações. As outras variáveis desempenham papéis idênticos nas duas configurações.

Na Tabela 4.2, apresenta-se um sumário das variáveis de entrada do modelo. Por omissão, estas variáveis assumem os valores indicados no Anexo D.

<b>Secção</b>	<b>Variáveis de entrada</b>
<b>4.2 (pré-aquecimento)</b>	$N_v, \dot{v}_{res}, \rho_{res}, MS, MS_{máx}, \Delta T_{pré}, T_{amb}, c_{res}$
<b>4.3 (digestor)</b>	$p_{bio,r}, T_{bio,r}, x_{CH_4}, k_{DA}, TRH, SV, B_{0,bio}, \Delta T_D, T_{OC,s}, T_{dig}, f_{R,env}, \dot{w}_{dig}, u_{ven}, TRB, \theta, \delta_D, u_{D,p}$
<b>4.4 (ciclo frigorífico)</b>	$\Delta T_{A,G}, COP_{CV}, a_{A,1}, a_{A,2}, \Delta T_{A,ger}, \Delta T_{F,con}, \Delta T_{F,eva}, T_{F,con}, T_{lei}, f_{F,P}, \Delta T_{F,H,dis}$
<b>4.5 (motor de ciclo Otto e caldeira)</b>	$\eta_{ter,O,r}, \eta_{ele,O,r}, a_{ter,O}, a_{ele,O}, T_{O,r}, f_{bio,OC}, f_{OC,O}, \eta_{C,r}, a_C, T_{C,r}, \Delta T_{cal}$

[página em branco]

## 5. Apresentação e discussão dos resultados das simulações

Neste capítulo, com base em simulações, descreve-se e explica-se a evolução do desempenho da instalação modelada em função de algumas das variáveis de entrada do modelo. A partir das simulações realizadas, analisou-se sob que condições a viabilidade da instalação é maior. Também se comparam as duas configurações da instalação que foram referidas no Capítulo 3: a configuração A emprega um ciclo de compressão de vapor enquanto a configuração B emprega um ciclo de absorção.

O desempenho da instalação estudada é quantificado pelas frações dos consumos de calor ( $f_{c_{cal}}$ ), de eletricidade ( $f_{c_{ele}}$ ), e total ( $f_{c_{tot}}$ ), definidas na secção 4.6. Quanto à fração do consumo de frio ( $f_{c_{frio}}$ ), impôs-se, nas simulações realizadas, que  $f_{c_{frio}} = 1$ . Considera-se que a instalação é viável se satisfizer o consumo energético da vacaria, o que corresponde a  $f_{c_{cal}} \geq 1$  e  $f_{c_{ele}} \geq 1$ . Em adição, prefere-se que  $f_{c_{cal}}$  e  $f_{c_{ele}}$  sejam próximas de 1, o que está associado a um menor excedente de energia.

Por omissão, as variáveis de entrada do modelo (listadas na Tabela 4.2, na secção 4.7) foram consideradas com os valores indicados no Anexo D. Destas variáveis, optou-se por analisar a influência da fração do biogás utilizada pela instalação ( $f_{bio,OC}$ ), da fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto ( $f_{OC,O}$ ), do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento ( $\Delta T_{pré}$ ), da fração do calor de condensação do ciclo frigorífico utilizada para pré-aquecer os resíduos ( $f_{F,P}$ ), do número de vacas ( $N_v$ ), da temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) e do tempo de retenção hidráulico ( $TRH$ ).

### 5.1. Influência da fração do biogás utilizada pela instalação e da fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto no desempenho da instalação

A gestão energética da instalação é efetuada através da seleção adequada da fração do biogás utilizada pela instalação ( $f_{bio,OC}$ ) e da fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto ( $f_{OC,O}$ ), que são ajustadas para assegurar as necessidades de calor e de eletricidade da vacaria. O aumento da quantidade de biogás utilizada pela instalação permite aumentar a produção quer de calor quer de eletricidade. Por sua vez, acionar o motor de ciclo Otto em detrimento da caldeira diminui a produção de calor, desde que a caldeira tenha um rendimento maior que o rendimento térmico do motor de ciclo Otto, mas aumenta a produção de eletricidade, pois apenas o motor de ciclo Otto produz eletricidade. A Figura 5.1 (configuração A) e a Figura 5.2 (configuração B) mostram a relação entre  $f_{bio,OC}$  e  $f_{OC,O}$  para valores constantes das frações dos consumos de calor ( $f_{c_{cal}}$ ) e de eletricidade ( $f_{c_{ele}}$ ). Através destas figuras, observa-se que, para os mesmos valores de  $f_{OC,O}$ , iguais valores de  $f_{c_{cal}}$  são obtidos com menores  $f_{bio,OC}$  pela configuração A que pela configuração B. Pelo contrário, iguais valores de  $f_{c_{ele}}$  são obtidos com maiores  $f_{bio,OC}$  pela configuração A que pela

configuração B. Isto significa que, para a mesma quantidade de biogás consumida pelo motor de ciclo Otto e pela caldeira, a configuração A produz mais calor mas menos eletricidade que a configuração B, o que se deve ao facto de o ciclo de compressão de vapor (configuração A) ser acionado eletricamente enquanto o ciclo de absorção (configuração B) é acionado termicamente.

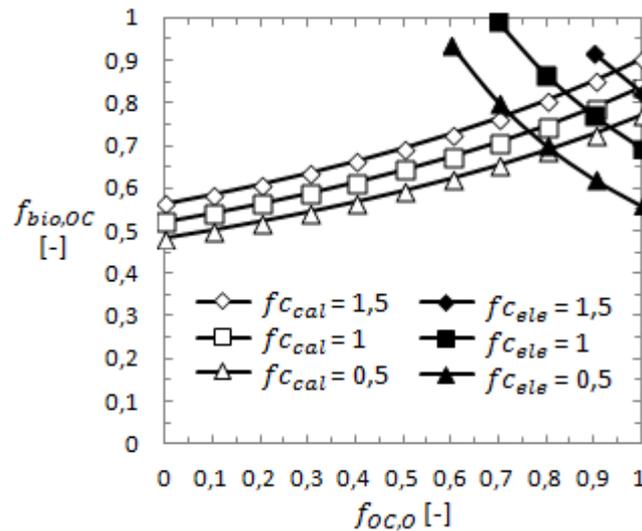


Figura 5.1 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes das frações dos consumos de calor e de eletricidade para a configuração A.

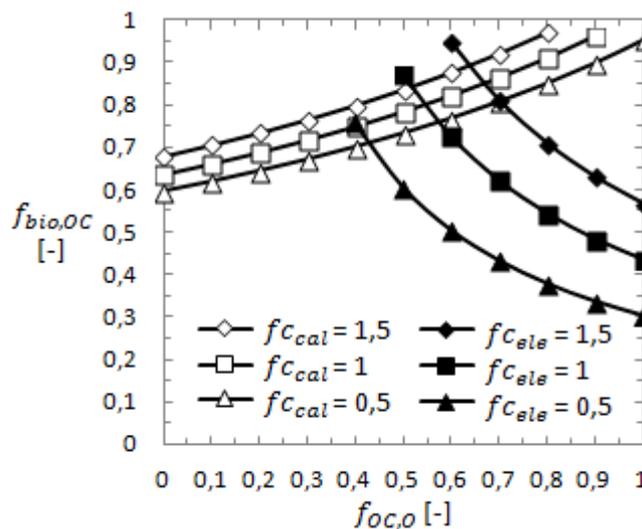


Figura 5.2 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes das frações dos consumos de calor e de eletricidade para a configuração B.

Às condições simuladas, verifica-se que, no caso da configuração A e apenas com cerca de 85% do biogás produzido, o motor de ciclo Otto é suficiente para assegurar os consumos da vacaria modelo ( $f_{cal} \geq 1$  e  $f_{ele} \geq 1$ ). Porém, no caso da configuração B, o sistema de cogeração não consegue suprir as necessidades de calor da vacaria. Ainda assim, a instalação é autossustentável se a

caldeira receber cerca de 10% do biogás utilizado (o motor de ciclo Otto recebe 90%) e se for utilizado aproximadamente 95% do biogás produzido.

Note-se que os valores apresentados no parágrafo anterior resultam numa produção excedente de eletricidade, sendo possível economizar biogás. Para se suprirem as necessidades de calor e eletricidade sem se produzir excedente energético, a configuração A deve utilizar cerca de 77,5% do biogás produzido e destinar aproximadamente 87,5% desse biogás ao motor de ciclo Otto, enquanto a configuração B deve utilizar cerca de 80% do biogás produzido e destinar aproximadamente 55% desse biogás ao motor de ciclo Otto. A possibilidade de consumir menos biogás favorece a viabilidade energética da instalação, uma vez que diminui o risco de escassez de biogás. Ainda assim, quanto à viabilidade económica, por um lado, sugere que se pode recorrer a equipamentos de menor atravancamento, mas, por outro lado, aumenta o custo de investimento ao obrigar a utilizar a caldeira. Na Tabela 5.1, resumem-se os regimes de funcionamento da instalação mencionados neste parágrafo e no anterior.

**Tabela 5.1 – Regimes de funcionamento da instalação**

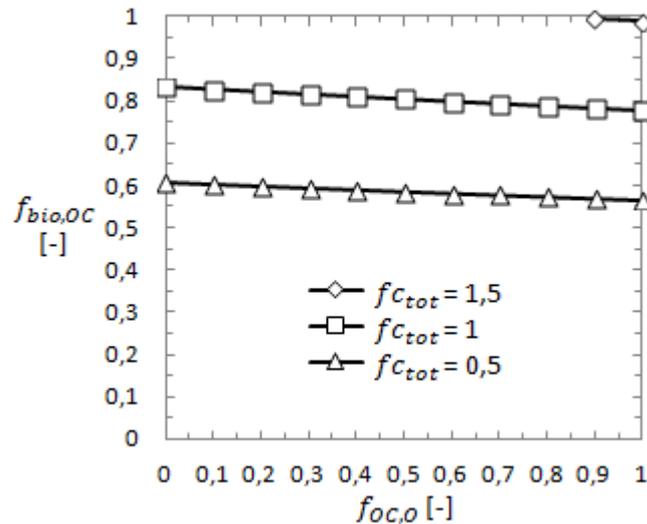
<b>Configuração A</b>			
$f_{cal}$ [-]	$f_{ele}$ [-]	$f_{OC,O}$ [%]	$f_{bio,OC}$ [%]
= 1	$\geq 1$	100	85
= 1	= 1	87,5	77,5
<b>Configuração B</b>			
$f_{cal}$ [-]	$f_{ele}$ [-]	$f_{OC,O}$ [%]	$f_{bio,OC}$ [%]
= 1	$\geq 1$	100	-----
= 1	$\geq 1$	90	95
= 1	= 1	55	80

Em resumo, às condições simuladas, a configuração A é preferível à configuração B, pois satisfaz as necessidades da vacaria modelo sem recorrer à caldeira. Para além disso, utilizando a caldeira, consegue economizar mais biogás que a configuração B.

Para valores constantes da fração do consumo total, a Figura 5.3 mostra a relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto. Esta relação é igual para ambas as configurações (A e B), isto é, independente da escolha entre um ciclo de compressão de vapor ou um ciclo de absorção, porque, recorrendo às Equações 4.63, 4.64 e 4.73 (secção 4.4), tem-se, respetivamente para a configuração A e para a configuração B:

$$\dot{Q}_{pré} = f_{F,P} \cdot (\dot{Q}_{p,frio} + \dot{W}_{CV}) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{pré} = f_{F,P} \cdot (\dot{Q}_{p,frio} + \dot{Q}_{A,G}) \quad (5.2)$$



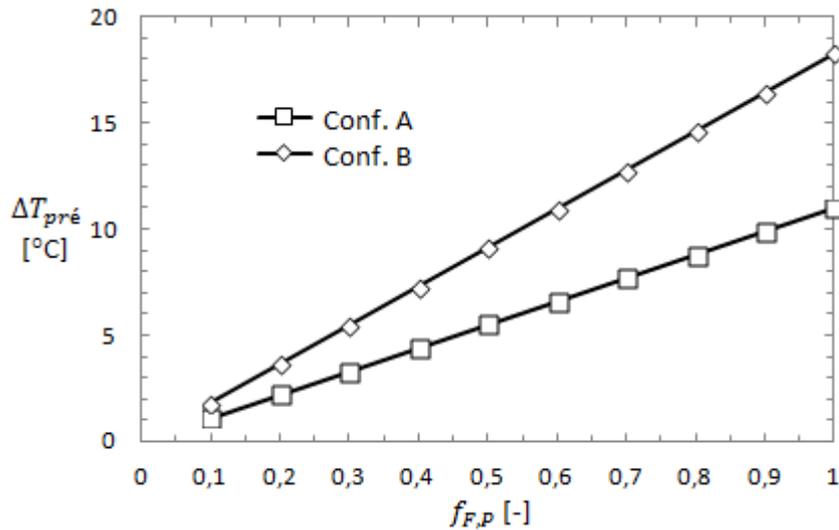
**Figura 5.3 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes da fração do consumo total (igual para ambas as configurações).**

As Equações 5.1 e 5.2 revelam que, como foi definido que todo o calor de condensação do ciclo frigorífico é utilizado para pré-aquecer os resíduos ( $f_{F,P} = 1$ ), um aumento da potência consumida no acionamento do ciclo frigorífico ( $\dot{W}_{CV}$  ou  $\dot{Q}_{A,G}$ ) é acompanhado por um igual aumento da potência calorífica consumida no pré-aquecimento dos resíduos ( $\dot{Q}_{pré}$ ) e, conseqüentemente, por uma igual redução da potência calorífica consumida pelo digestor. Então, a produção energética total é independente da configuração da instalação e ainda do COP do ciclo frigorífico. Não obstante  $\dot{W}_{CV}$  e  $\dot{Q}_{A,G}$  serem retiradas à produção energética disponível para a vacaria, são-lhe “devolvidas” sob a forma de calor através do pré-aquecimento dos resíduos, que diminui o consumo do digestor. Ainda assim, este raciocínio pressupõe que a potência frigorífica produzida pela instalação ( $\dot{Q}_{p,frío}$ ) seja idêntica nas situações que estiverem a ser comparadas, sendo que a potência total produzida diferiria dependendo da configuração da instalação e do COP do ciclo frigorífico se, em alternativa e por exemplo, fossem fixadas  $\dot{W}_{CV}$  ou  $\dot{Q}_{A,G}$ .

## **5.2. Influência do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento e da fração do calor de condensação do ciclo frigorífico utilizada para pré-aquecer os resíduos no desempenho da instalação**

O pré-aquecimento dos resíduos antes da sua entrada no digestor é feito com uma fração  $f_{F,P}$  do calor de condensação do ciclo frigorífico, sendo a parcela restante dissipada para o ambiente, e permite reduzir o consumo térmico do digestor. Como é ilustrado na Figura 5.4, o aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento é diretamente proporcional a  $f_{F,P}$ . Uma vez que o ciclo de absorção tem um COP menor que o ciclo de compressão de vapor, a configuração B liberta

mais calor no condensador para o mesmo efeito frigorífico, pelo que pode pré-aquecer os resíduos até maiores temperaturas que a configuração A.

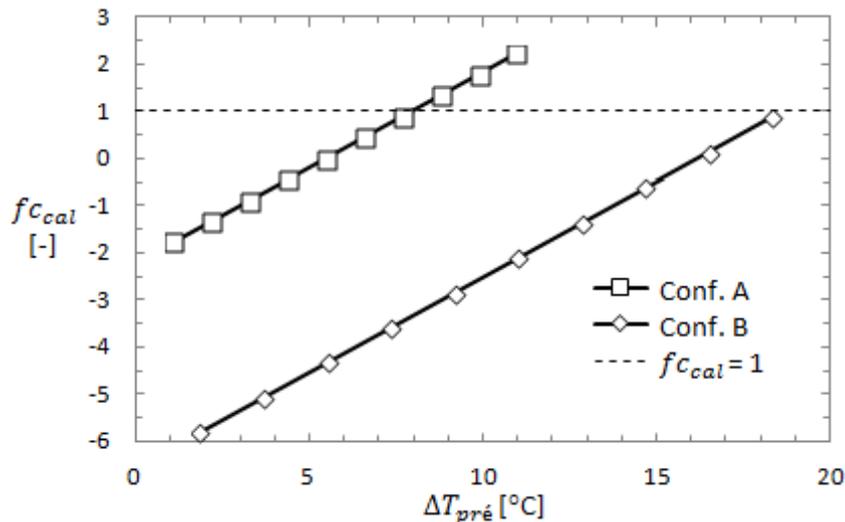


**Figura 5.4 – Aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento em função da fração do calor de condensação do ciclo frigorífico utilizada para pré-aquecer os resíduos para ambas as configurações.**

O melhor aproveitamento energético é conseguido se todo o calor de condensação for utilizado, evitando-se dissipar energia para o ambiente. No entanto, tal pode ser necessário se a temperatura dos resíduos pré-aquecidos se aproximar da temperatura da água à saída do condensador do ciclo frigorífico, o que dificulta a transferência de calor para os resíduos. Em adição, ao possibilitar o uso de menores temperaturas no condensador, pré-aquecer os resíduos até uma menor temperatura permite aumentar o COP do ciclo frigorífico, o que pode melhorar o desempenho da instalação se a diminuição do consumo energético do ciclo frigorífico compensar a diminuição do calor de condensação recuperado no pré-aquecimento (no entanto, nas simulações realizadas, manteve-se a mesma temperatura no condensador).

A Figura 5.5 apresenta a fração do consumo de calor ( $f_{c_{cal}}$ ) em função do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento ( $\Delta T_{pré}$ ). O aumento do pré-aquecimento origina um aumento da produção de calor, porque reduz o calor consumido pelo digestor. Como a configuração B consegue maiores valores de  $\Delta T_{pré}$  que a configuração A (Figura 5.4), a sua  $f_{c_{cal}}$  é mais sensível à fração do calor de condensação utilizada para pré-aquecer os resíduos ( $f_{F,P}$ ). Comparando a Figura 5.4 com a Figura 5.5, observa-se que a configuração B revela menores  $f_{c_{cal}}$  que a configuração A para iguais  $f_{F,P}$ , pelo que o aproveitamento do calor de condensação é mais crítico na configuração B. Às condições simuladas, para suprir o consumo de calor da vacaria modelo, a configuração A requer no mínimo cerca de 8°C de pré-aquecimento dos resíduos, o que é realizado com aproximadamente 72,5% do calor de condensação (ver Figura 5.4). Porém, e de acordo com os

resultados na secção 5.1, a configuração B não consegue satisfazer as necessidades de calor da vacaria nem utilizando todo o calor de condensação.



**Figura 5.5 – Fração do consumo de calor em função do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento para ambas as configurações.**

A Figura 5.6 representa a fração do consumo de eletricidade em função do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento ( $\Delta T_{pré}$ ). Quer na configuração A quer na configuração B, a produção de eletricidade é independente de  $\Delta T_{pré}$ : na primeira, porque, às condições simuladas, a potência elétrica consumida pelo ciclo de compressão de vapor permanece constante; na segunda, porque o ciclo de absorção consome calor e não eletricidade. Às condições simuladas, ambas as configurações produzem eletricidade suficiente para satisfazer o consumo da vacaria modelo. Então, é o consumo de calor que condiciona a viabilidade da instalação e, recapitulando, a configuração A requer aproximadamente 8°C de pré-aquecimento (aproveitando cerca de 72,5% do calor de condensação), enquanto a configuração B não consegue assegurar os consumos da vacaria independentemente do  $\Delta T_{pré}$  utilizado.

A Figura 5.7 mostra a variação da fração do consumo total ( $f_{c_{tot}}$ ) em função do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento ( $\Delta T_{pré}$ ). Como esperado, o melhor aproveitamento energético é conseguido com maiores  $\Delta T_{pré}$ , obtidos recorrendo-se a uma maior parte do calor de condensação do ciclo frigorífico. Para além disso, a produção energética total de ambas as configurações da instalação é idêntica quando todo o calor de condensação é aproveitado, o que pode ser justificado pelo raciocínio apresentado na secção 5.1 (ver Equações 5.1 e 5.2). No entanto, para um igual  $\Delta T_{pré}$ , a configuração A revela uma maior produção energética total que a configuração B, porque a última, ao produzir mais calor de condensação, dissipa mais energia para o ambiente. Por um motivo semelhante, comparando a Figura 5.4 com a Figura 5.7, observa-se que a configuração A também tem uma maior produção energética total para uma igual fração do calor de condensação utilizada.

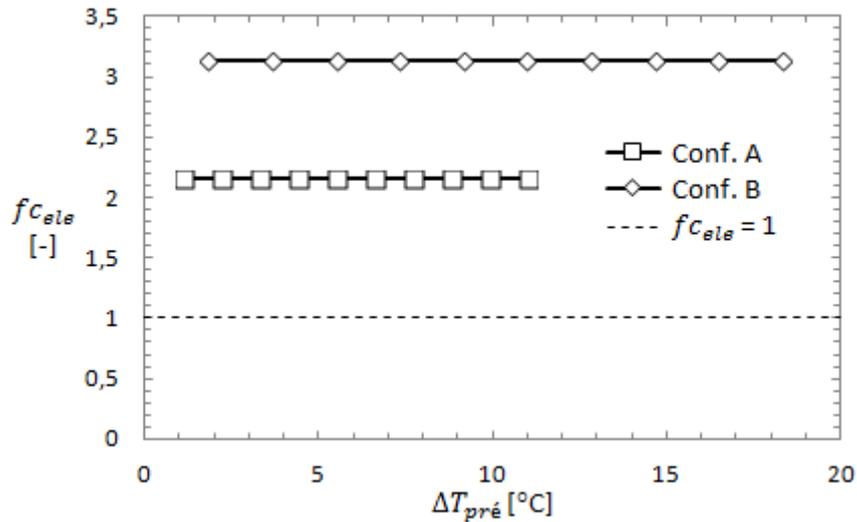


Figura 5.6 – Fração do consumo de eletricidade em função do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento para ambas as configurações.

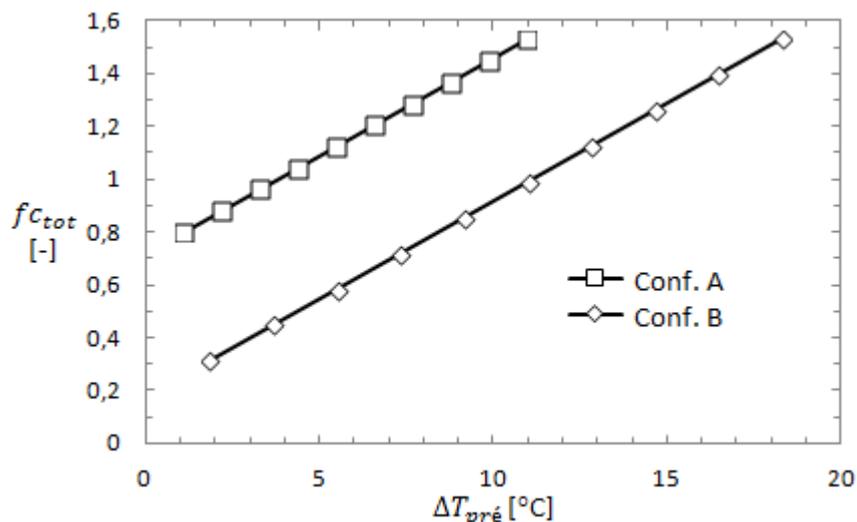


Figura 5.7 – Fração do consumo total em função do aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento para ambas as configurações.

### 5.3. Influência do número de vacas no desempenho da instalação

Na secção 2.8, referiram-se dados encontrados na literatura para o número mínimo de vacas necessário para a digestão anaeróbia ser viável: 500 [2] ou 525 vacas [64] para uma instalação pertencente a apenas uma exploração e 2000 vacas (Myers e Deisinger, 2006, consultados em Gonçalves [2]) para uma instalação centralizada que acumule os resíduos de várias explorações, assumindo explorações situadas num raio de 8 km da central e contando com fundos ao investimento entre 1/3 e 1/2 do investimento inicial. No entanto, de acordo com os resultados de simulações (Figuras 5.8 a 5.10), as frações dos consumos de calor, de eletricidade e total são independentes do número de vacas ( $N_v$ ), o que sugere que a viabilidade da digestão anaeróbia em função de  $N_v$  não esteja tão relacionada com o balanço energético como com outros fatores, nomeadamente económicos ou construtivos. Os condicionamentos destes tipos têm tipicamente uma componente fixa que perde

importância à medida que aumenta a escala (neste caso,  $N_v$ ) do empreendimento em questão. A maiores escalas, domina a componente proporcional à escala.

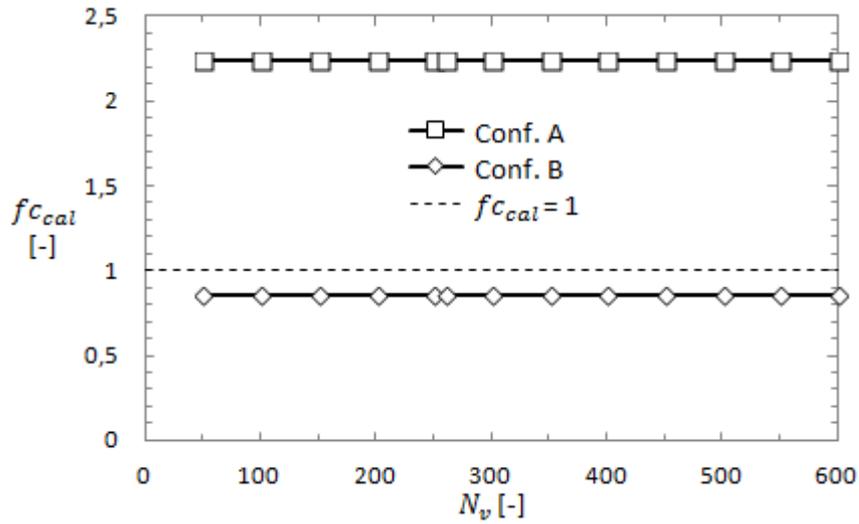


Figura 5.8 – Fração do consumo de calor em função do número de vacas para ambas as configurações.

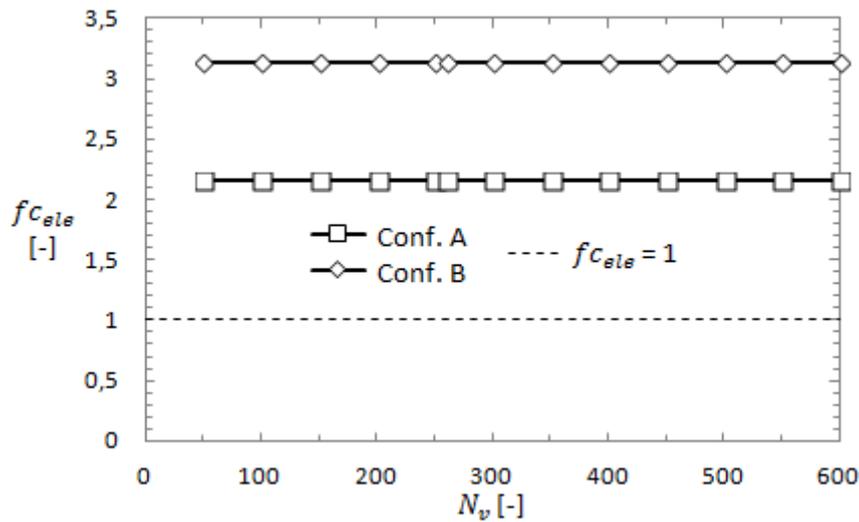


Figura 5.9 – Fração do consumo de eletricidade em função do número de vacas para ambas as configurações.

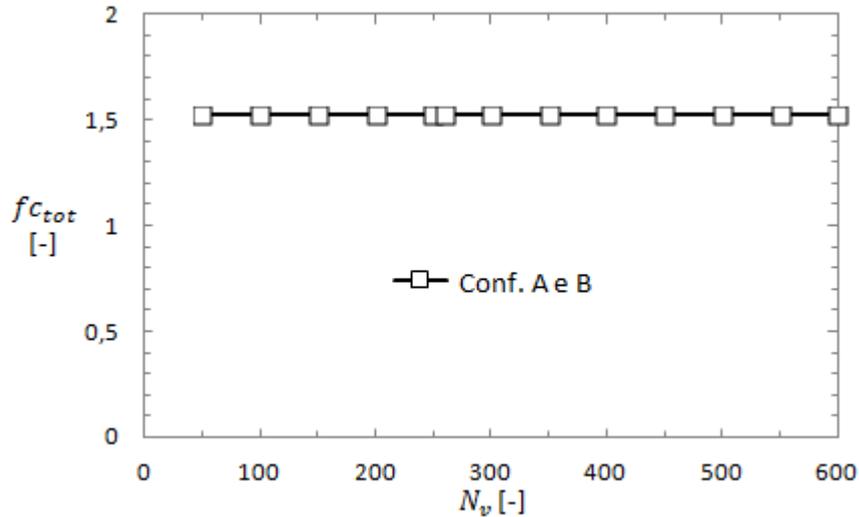


Figura 5.10 – Fração do consumo total em função do número de vacas (igual para ambas as configurações).

Porém, ressalva-se que, no presente trabalho, os consumos da vacaria modelo foram considerados diretamente proporcionais ao número de vacas. Numa instalação real, é expectável que existam consumos energéticos fixos (independentes do número de vacas), que não são contabilizados pelo método empregado para estimar os consumos da vacaria modelo. Isto limita o rigor dos resultados obtidos para a influência do número de vacas no desempenho da instalação.

Apesar de as frações dos consumos de calor, de eletricidade e total serem independentes do número de vacas, o aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento ( $\Delta T_{pré}$ ) varia com  $N_v$ . Como mostra a Figura 5.11,  $\Delta T_{pré}$  mantém-se constante na configuração A mas diminui com  $N_v$  na configuração B. Isto deve-se aos modos como se modelaram os COP do ciclo de compressão de vapor e do ciclo de absorção, o que afeta a relação entre a potência calorífica libertada no condensador ( $\dot{Q}_{F,H}$ ) e o caudal mássico de resíduos ( $\dot{m}_{res}$ ). Relembrando que quer  $\dot{m}_{res}$  quer a potência frigorífica produzida pela instalação ( $\dot{Q}_{p,frío}$ ) são diretamente proporcionais a  $N_v$ , no caso da configuração A, o COP do ciclo de compressão de vapor foi considerado uma variável de entrada do modelo e foi mantido constante nas simulações realizadas, o que significa que quer  $\dot{Q}_{F,H}$  quer  $\dot{m}_{res}$  são diretamente proporcionais a  $N_v$ . No caso da configuração B, o COP do ciclo de absorção é calculado pelo modelo de Gordon e Ng (Equação 4.69) e aumenta com  $\dot{Q}_{p,frío}$ , pelo que  $\dot{Q}_{F,H}$  não acompanha o aumento proporcional a  $N_v$  seguido por  $\dot{m}_{res}$ .

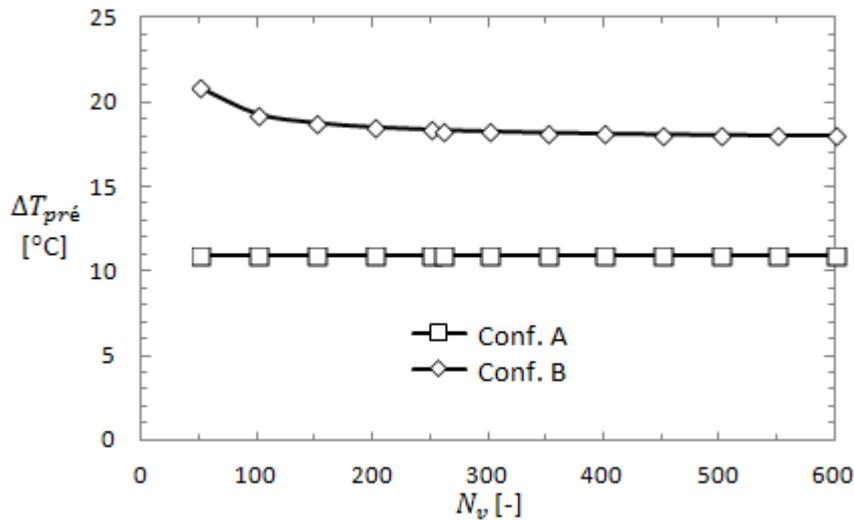


Figura 5.11 – Aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento em função do número de vacas para ambas as configurações.

#### 5.4. Influência da temperatura ambiente no desempenho da instalação

A temperatura ambiente tem uma influência significativa nos consumos de uma vacaria. Em primeiro lugar, a maiores temperaturas ambiente, as necessidades de aquecimento diminuem enquanto as necessidades de arrefecimento aumentam, uma vez que são condicionadas pelas temperaturas da água da rede e do leite à entrada do reservatório. As necessidades de eletricidade também podem ser afetadas pela temperatura ambiente em função do desempenho das bombas e dos outros dispositivos acionados eletricamente existentes na exploração (como máquinas de ordenha, raspadores para a recolha de excrementos e lâmpadas). No entanto, no âmbito desta dissertação, os valores de referência utilizados para os consumos são independentes da temperatura ambiente.

Ainda assim, o modelo leva em conta que o aumento da temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) diminui os consumos de calor associados ao pré-aquecimento dos resíduos e ao aquecimento do digestor, os quais podem ser consideráveis. Por exemplo, uma vacaria com 260 vacas (valor assumido por omissão, ver Anexo D) tem um consumo de calor de aproximadamente 2 kW, enquanto a instalação, supondo  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ , necessita de um total de 19 kW para o pré-aquecimento dos resíduos e para o digestor. Para além disso, este total é diretamente proporcional à diferença entre a temperatura no digestor ( $T_{dig} = 33^{\circ}\text{C}$ ) e a temperatura ambiente, pelo que a produção de calor da instalação é muito sensível a  $T_{amb}$ . Com efeito, a  $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$  em vez de  $10^{\circ}\text{C}$ , o consumo de calor total do pré-aquecimento e do digestor é aproximadamente 11 kW em vez de 19 kW. O modelo leva ainda em conta que o aumento da temperatura ambiente prejudica o rendimento elétrico do motor de ciclo Otto mas favorece o seu rendimento térmico, bem como o rendimento térmico da caldeira.

Os resíduos são pré-aquecidos com água à saída do condensador do ciclo frigorífico, que está à temperatura  $T_{F,H,S} = 35^{\circ}\text{C}$ , pelo que a temperatura dos resíduos pré-aquecidos ( $T_{pré}$ ) não pode ser superior a  $35^{\circ}\text{C}$ . Sendo inferior, também não é desejável que  $T_{pré}$  seja próxima a  $T_{F,H,S}$ , pois a

transferência de calor seria dificultada e requereria permutadores de maior atravancamento. Por isso, nas simulações realizadas, impôs-se que  $T_{pré} \leq 32^\circ\text{C}$ , valor que foi arbitrado pretendendo-se que fosse pouco inferior a  $T_{F,H,S} = 35^\circ\text{C}$ . Com base nesta restrição, quando  $T_{amb} \geq 22^\circ\text{C}$  no caso da configuração A e  $T_{amb} \geq 14^\circ\text{C}$  no caso da configuração B, considerou-se que deixa de ser possível utilizar a totalidade do calor de condensação do ciclo frigorífico para pré-aquecer os resíduos. Então, para ambas as configurações (A e B), apresentam-se os resultados obtidos em duas gamas de temperatura ambiente: uma em que todo o calor de condensação é aproveitado ( $f_{F,P} = 1$ ), sendo que  $T_{amb}$  varia entre  $0\text{--}20^\circ\text{C}$  no caso da configuração A e entre  $0\text{--}12^\circ\text{C}$  no caso da configuração B; outra em que se impôs uma temperatura dos resíduos pré-aquecidos de  $32^\circ\text{C}$  ( $T_{pré} = 32^\circ\text{C}$ ), sendo que  $T_{amb}$  varia entre  $22\text{--}30^\circ\text{C}$  no caso da configuração A e entre  $14\text{--}30^\circ\text{C}$  no caso da configuração B. Estas gamas podem ser visualizadas na Figura 5.12, que representa o aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento ( $\Delta T_{pré}$ ) em função de  $T_{amb}$ .

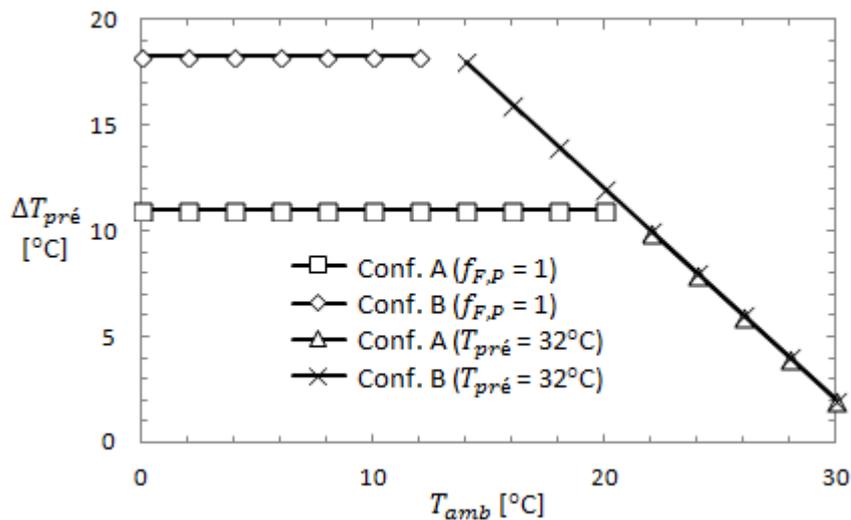


Figura 5.12 – Aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento em função da temperatura ambiente para ambas as configurações.

A Figura 5.13 apresenta a fração do consumo de calor em função da temperatura ambiente. Como esperado, a produção de calor aumenta com a temperatura ambiente, dado que as potências caloríficas consumidas pelo pré-aquecimento ( $\dot{Q}_{pré}$ ) e pelo digestor ( $\dot{Q}_{dig}$ ) diminuem com  $T_{amb}$  e o rendimento térmico do motor de ciclo Otto ( $\eta_{ter,O}$ ) aumenta com  $T_{amb}$ , bem como o rendimento da caldeira ( $\eta_C$ ). A partir do ponto em que deixa de ser possível aproveitar todo o calor de condensação, o aumento de temperatura dos resíduos durante o pré-aquecimento ( $\Delta T_{pré}$ ) diminui com  $T_{amb}$  (ver Figura 5.12), o que está associado a uma redução do aproveitamento do calor de condensação do ciclo frigorífico. No entanto, a diminuição de  $\dot{Q}_{pré}$  e de  $\dot{Q}_{dig}$  e o aumento de  $\eta_{ter,O}$  e de  $\eta_C$  com  $T_{amb}$  são suficientes para que a produção de calor continue a aumentar com  $T_{amb}$ , ainda que com menor sensibilidade a  $T_{amb}$ . Às condições simuladas, a configuração A assegura o consumo de calor da vacaria modelo para  $T_{amb} > 7^\circ\text{C}$ . Por sua vez, a configuração B requer  $T_{amb} > 10^\circ\text{C}$ .

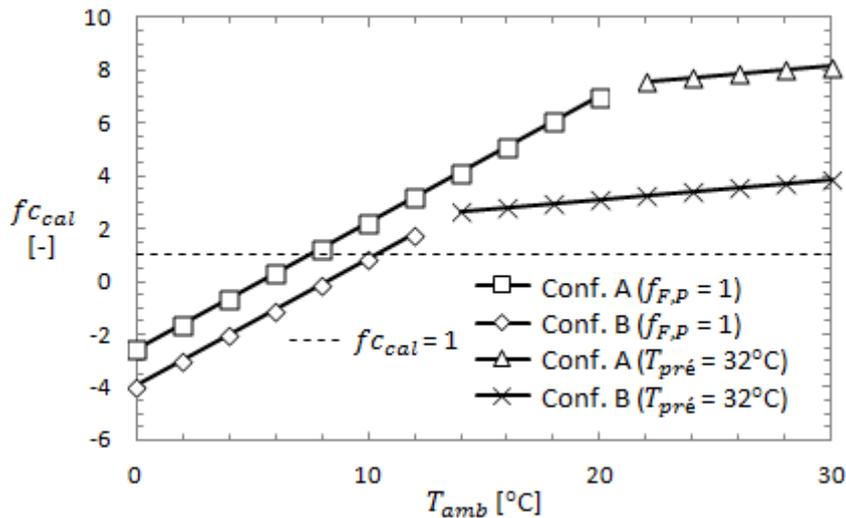


Figura 5.13 – Fração do consumo de calor em função da temperatura ambiente para ambas as configurações.

A Figura 5.14 mostra a evolução da fração do consumo de eletricidade em função da temperatura ambiente. A produção de eletricidade diminui com  $T_{amb}$  por causa da diminuição do rendimento elétrico do motor de ciclo Otto. No entanto, é menos sensível a  $T_{amb}$  que a produção de calor, pois, ao contrário das necessidades de calor, as necessidades de eletricidade da instalação foram consideradas independentes de  $T_{amb}$ . Note-se que variar o aproveitamento do calor de condensação do ciclo frigorífico não afeta a produção de eletricidade, uma vez que, como foi visto na secção 5.2, a potência elétrica consumida pelo ciclo de compressão de vapor permanece constante (configuração A) e o ciclo de absorção consome calor e não eletricidade (configuração B). Às condições simuladas, o consumo de eletricidade da vacaria modelo é assegurado ( $f_{c_{ele}} \geq 1$ ) em todo o intervalo considerado para  $T_{amb}$  (0–30°C). Então, é o consumo de calor que condiciona a viabilidade da instalação, recapitulando-se que a configuração A requer  $T_{amb} > 7^{\circ}\text{C}$  enquanto a configuração B requer  $T_{amb} > 10^{\circ}\text{C}$ . Relembra-se, porém, que a instalação inclui uma caldeira como apoio à produção de calor, sendo possível viabilizar a instalação a  $T_{amb}$  mais baixas acionando a caldeira em detrimento do motor de ciclo Otto, o que diminui a produção de eletricidade mas aumenta a produção de calor.

A Figura 5.15 representa a fração do consumo total ( $f_{c_{tot}}$ ) em função da temperatura ambiente. Sendo o aumento do calor produzido mais acentuado que a diminuição da eletricidade produzida, a produção energética total aumenta com a temperatura ambiente. Enquanto é possível aproveitar todo o calor de condensação do ciclo frigorífico ( $f_{F,P} = 1$ ), ambas as configurações da instalação têm produções energéticas totais idênticas, o que já foi justificado na secção 5.1 (ver Equações 5.1 e 5.2). A partir do ponto em que tal deixa de ser possível, a produção energética total da configuração A torna-se superior à da configuração B, porque ambas as configurações pré-aquecem os resíduos até à mesma temperatura (ver Figura 5.12) e, tal como foi dito na secção 5.2, o ciclo de absorção dissipa mais calor de condensação para o ambiente para o mesmo pré-aquecimento.

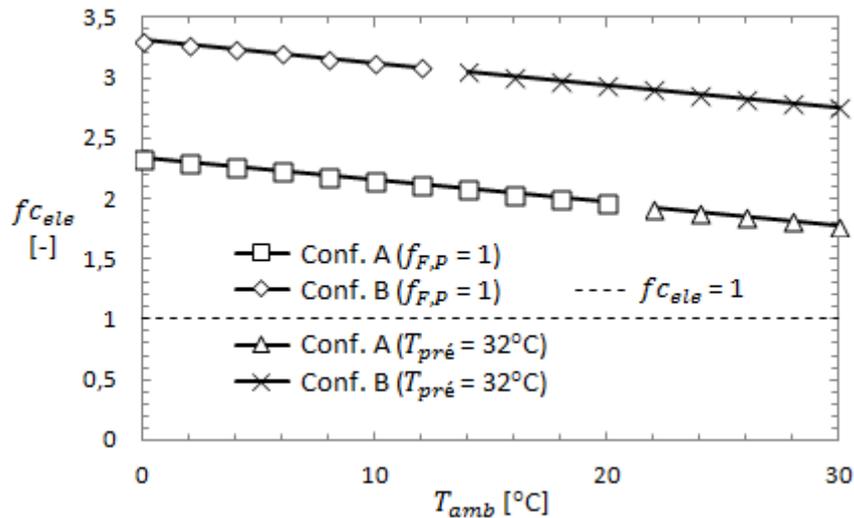


Figura 5.14 – Fração do consumo de eletricidade em função da temperatura ambiente para ambas as configurações.

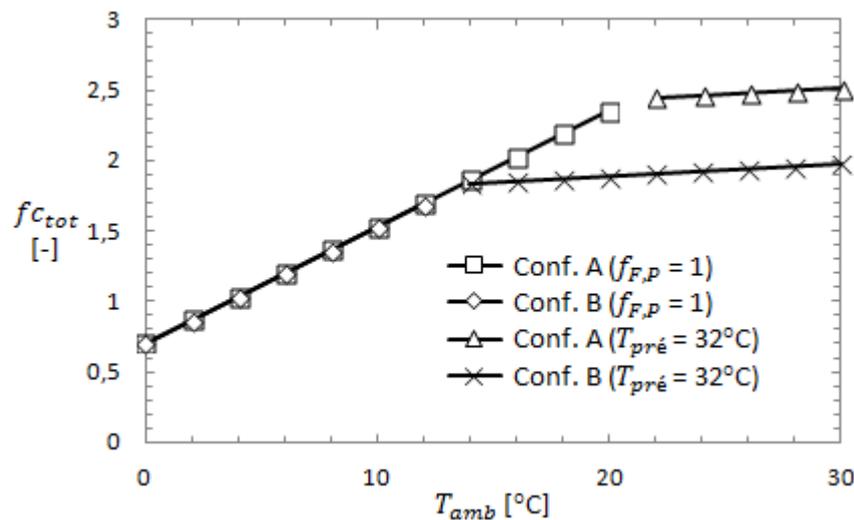


Figura 5.15 – Fração do consumo total em função da temperatura ambiente para ambas as configurações.

Através das Figuras 5.1 e 5.2 (secção 5.1), vê-se que, a  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ , é o consumo de calor da vacaria modelo que condiciona a quantidade de biogás que a instalação deve utilizar para assegurar as necessidades energéticas da vacaria. Uma vez que a produção de calor aumenta com a temperatura ambiente, a diminuição de  $T_{amb}$  é prejudicial à viabilidade da instalação, aumentando a quantidade de biogás requerida pela mesma. Como a configuração B agrava o consumo de calor da instalação (ao incorporar um ciclo frigorífico acionado termicamente), a configuração A satisfaz os consumos da vacaria a  $T_{amb}$  menores e, a temperaturas ambiente próximas ou inferiores a  $10^{\circ}\text{C}$ , requer menos biogás que a configuração B.

Todavia, enquanto a produção de calor aumenta com  $T_{amb}$ , a produção de eletricidade diminui (ver Figura 5.14), o que sugere que, a partir de certa temperatura ambiente, passe a ser a configuração B a que requer menos biogás. Para o comprovar, recorreu-se à Figura 5.16 (configuração A) e à Figura

5.17 (configuração B), que mostram, para  $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$  e para valores constantes das frações dos consumos de calor e de eletricidade, a relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto. Interpolando com base nos resultados obtidos para  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$  (Figura 5.1) e  $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$  (Figura 5.16), a quantidade de biogás requerida pela configuração A passa a ser condicionada pelo consumo de eletricidade a  $T_{amb} > 12^{\circ}\text{C}$ .

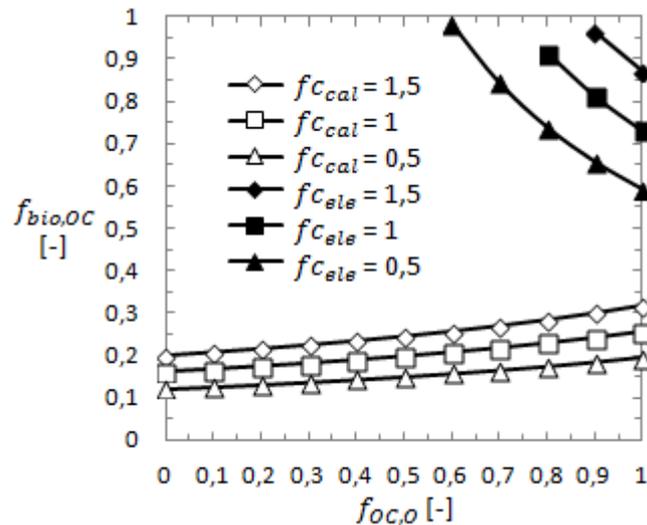


Figura 5.16 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes das frações dos consumos de calor e de eletricidade a uma temperatura ambiente de  $20^{\circ}\text{C}$  para a configuração A.

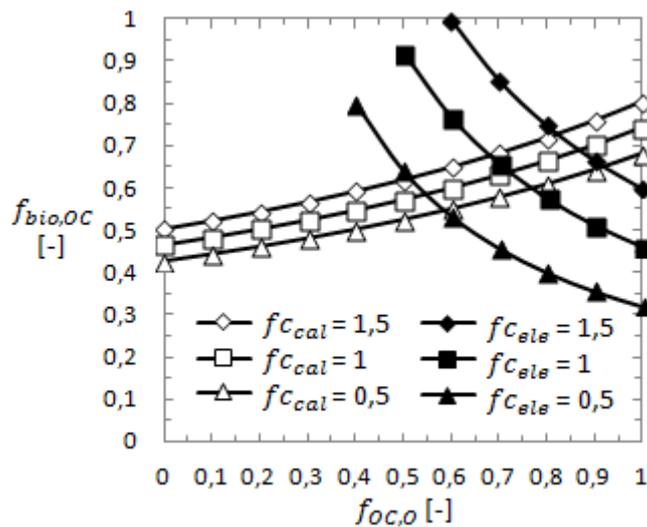


Figura 5.17 – Relação entre a fração do biogás utilizada pela instalação e a fração do biogás utilizado consumida pelo motor de ciclo Otto para valores constantes das frações dos consumos de calor e de eletricidade a uma temperatura ambiente de  $20^{\circ}\text{C}$  para a configuração B.

Acionando o sistema de cogeração sem apoio da caldeira, para assegurar os consumos da vacaria modelo ( $f_{c_{cal}} \geq 1$  e  $f_{c_{ele}} \geq 1$ ) a  $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$ , a configuração A necessita de cerca de 72,5% do biogás produzido enquanto a configuração B necessita de cerca de 75%. Então, sem acionar a caldeira, a configuração A continua a ser a que requer menos biogás. Porém, a configuração B pode

economizar biogás e evitar produzir eletricidade excedente se destinar cerca de 72,5% do biogás utilizado ao motor de ciclo Otto, consumindo aproximadamente 62,5% do biogás produzido. Por sua vez, a configuração A não permite evitar produzir calor excedente, sendo 72,5% a fração mínima do biogás produzido que esta configuração requer para suprir os consumos da vacaria. Em adição, se não for acionada a caldeira, constata-se, através de uma extrapolação dos resultados obtidos para  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$  (Figuras 5.1 e 5.2) e  $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$  (Figuras 5.16 e 5.17), que a configuração B é a que necessita de menos biogás para  $T_{amb} > 20^{\circ}\text{C}$ . Com efeito, à temperatura ambiente de  $20^{\circ}\text{C}$ , a quantidade de biogás de que a instalação precisa para assegurar os consumos da vacaria é condicionada pelo consumo de eletricidade no caso da configuração A mas pelo consumo de calor no caso da configuração B, devendo-se esta diferença ao maior consumo elétrico da instalação se for empregue a configuração A, que incorpora um ciclo frigorífico acionado eletricamente. Então, se  $T_{amb}$  aumentar, como a produção de calor aumenta mas a produção de eletricidade diminui, a configuração A requererá mais biogás enquanto a configuração B requererá menos. Na Tabela 5.2, resumem-se os regimes de funcionamento da instalação mencionados neste parágrafo.

**Tabela 5.2 – Regimes de funcionamento da instalação a uma temperatura ambiente de  $20^{\circ}\text{C}$**

<b>Configuração A</b>			
$f_{cal}$ [-]	$f_{ele}$ [-]	$f_{OC,O}$ [%]	$f_{bio,OC}$ [%]
= 1	$\geq 1$	100	72,5
= 1	= 1	-----	-----
<b>Configuração B</b>			
$f_{cal}$ [-]	$f_{ele}$ [-]	$f_{OC,O}$ [%]	$f_{bio,OC}$ [%]
= 1	$\geq 1$	100	75
= 1	= 1	72,5	62,5

Em resumo, a configuração A, ao conseguir satisfazer as necessidades energéticas da vacaria a menores  $T_{amb}$ , é adequada a um intervalo mais amplo de  $T_{amb}$  que a configuração B. Para além disso, a menores  $T_{amb}$ , em que são as necessidades de calor que condicionam a gestão do biogás, a configuração A precisa de menos biogás que a configuração B e, em ambas as configurações, o aumento da temperatura ambiente diminui a quantidade de biogás requerida pela instalação. Porém, a maiores  $T_{amb}$ , a configuração B passa a precisar de menos biogás que a configuração A, pois a última vê a sua gestão do biogás condicionada pelas necessidades de eletricidade, o que faz com que a quantidade de biogás que requer passe a aumentar com a temperatura ambiente.

No seguimento disto, para além do apoio à produção de calor (caldeira a biogás), poder-se-ia adicionar à instalação um gerador a biogás como apoio à produção de eletricidade. Se a gestão do biogás for condicionada pelas necessidades de eletricidade, o gerador permitiria reduzir a quantidade de biogás requerida pela instalação e dispensaria a produção de calor excedente por parte do motor de ciclo Otto. Não obstante, manter-se-ia que a configuração B precisa de menos biogás que a configuração A a maiores temperaturas ambiente, porque a relação entre os consumos de calor e de

eletricidade da instalação empregando a configuração B é, a maiores temperaturas ambiente, mais próxima à RCE (relação calor–eletricidade) do motor de ciclo Otto, o que possibilita que uma maior fração do biogás utilizado seja utilizada pelo motor de ciclo Otto, que tem um maior aproveitamento energético para a mesma quantidade de biogás consumida.

## **5.5. Influência do tempo de retenção hidráulico no desempenho da instalação**

O tempo de retenção hidráulico (TRH) influencia o desempenho da instalação alterando a quantidade de biogás produzida e o consumo elétrico do digestor. A produção de biogás é quantificada através do modelo cinético básico de primeira ordem, pelo qual a quantidade de biogás obtida aumenta com o TRH a uma taxa decrescente, tendendo para um valor máximo (ver Equação 4.16, secção 4.3). Por sua vez, o consumo elétrico do digestor é diretamente proporcional ao volume de substrato no digestor (Equação 4.24, secção 4.3) e, conseqüentemente, ao TRH (Equação 4.47, subsecção 4.3.2).

As Figuras 5.18 a 5.20 apresentam as frações dos consumos de calor, de eletricidade e total em função do TRH. A gama de valores do TRH baseou-se nos valores típicos usados por digestores de mistura completa (10–20 dias [2], ver subsecção 2.2.3). A produção de calor da instalação aumenta com o TRH a uma taxa decrescente, aproximando-se de um valor máximo, como resultado da quantidade de biogás obtida, que segue uma evolução semelhante. Este fator afeta a produção de eletricidade de modo parecido. No entanto, por causa do aumento do consumo elétrico do digestor proporcionalmente ao volume de substrato no digestor, a produção de eletricidade atinge um máximo a um TRH de cerca de 11 dias. A partir daí, tende para uma diminuição linear com o TRH, à medida que a produção de biogás estabiliza mas o consumo elétrico do digestor continua a aumentar. A produção energética total segue uma evolução semelhante mas tem o seu máximo a um TRH de aproximadamente 13,5 dias. De forma análoga ao observado nas secções anteriores, as duas configurações têm produções energéticas totais idênticas, porque todo o calor de condensação é aproveitado pela instalação (ver Equações 5.1 e 5.2, secção 5.1).

Como mostram as Figuras 5.18 a 5.20, no intervalo de TRH considerado, a variação do desempenho da instalação é reduzida. A influência do TRH no desempenho da instalação é condicionada pela ordem de grandeza de variáveis como o caudal volúmico de resíduos por vaca, as propriedades dos resíduos e a potência elétrica necessária por volume de substrato. No entanto, outra explicação é que, no intervalo de TRH considerado, a produção de biogás é próxima ao seu máximo possível, pelo que não pode variar muito. Com efeito, desde  $TRH = 10$  dias até  $TRH = 25$  dias, a razão entre as produções real e máxima aumentou de aproximadamente 0,96 até 1,0 (mais rigorosamente, até 0,9997). Se o desempenho da instalação fosse analisado a TRH inferiores, poder-se-ia observar uma evolução mais pronunciada.

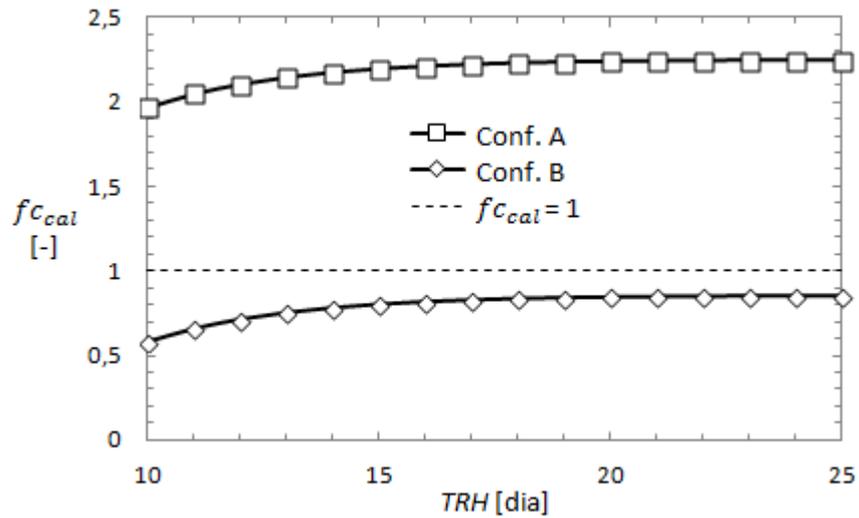


Figura 5.18 – Fração do consumo de calor em função do tempo de retenção hidráulico para ambas as configurações.

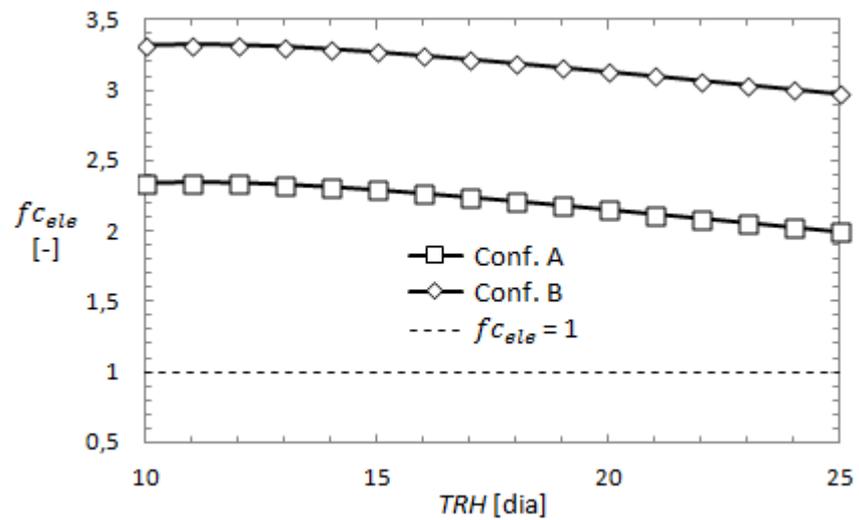


Figura 5.19 – Fração do consumo de eletricidade em função do tempo de retenção hidráulico para ambas as configurações.

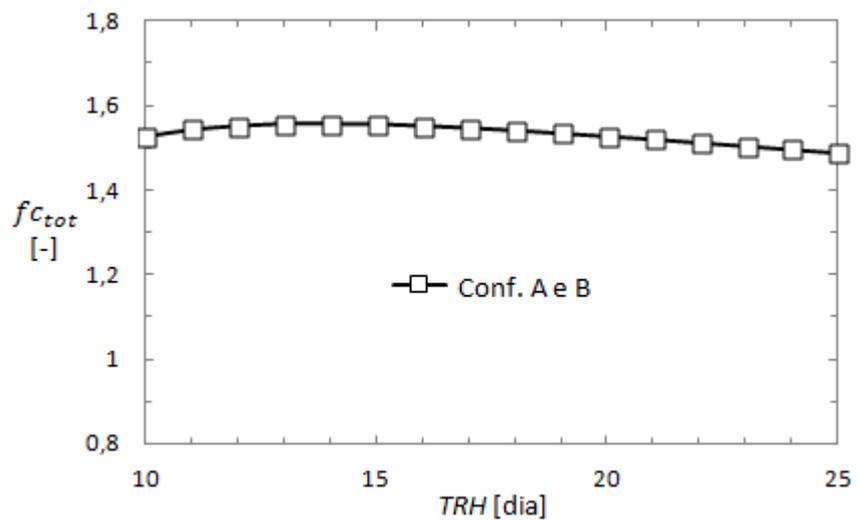


Figura 5.20 – Fração do consumo total em função do tempo de retenção hidráulico (igual para ambas as configurações).

Do ponto de vista económico, é desejável utilizar-se o menor TRH que assegure os consumos da vacaria modelo (apesar de ser recomendável levar em conta uma margem de segurança), porque maiores TRH requerem digestores de maiores dimensões. Porém, do ponto de vista energético, não há vantagem em empregar TRH inferiores a 11 dias, que foi o TRH associado à produção máxima de eletricidade (ver Figura 5.19), dado que as produções quer de calor quer de eletricidade são menores. Para TRH superiores a 11 dias, a produção de calor aumenta mas a produção de eletricidade diminui, pelo que a otimização de TRH depende do excedente ou escassez de calor ou eletricidade. Ainda assim, relembra-se que, respeitando-se os valores típicos do TRH, a variação do desempenho da instalação é reduzida, o que sugere que a otimização do TRH não seja importante.

## **6. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros**

Neste capítulo, enunciam-se as principais conclusões atingidas durante o trabalho realizado, nomeadamente em que circunstâncias a digestão anaeróbia é viável e quando é melhor empregar a configuração A ou B. De seguida, propõem-se trabalhos futuros no seguimento desta dissertação.

Com base em simulações do modelo matemático desenvolvido, avaliou-se a viabilidade energética da instalação concebida, isto é, a sua adequação aos consumos energéticos (calor, eletricidade e frio) de uma vacaria. Foram estudadas duas configurações para a instalação: uma com um ciclo de compressão de vapor (configuração A) e outra com um ciclo de absorção (configuração B). O primeiro é acionado eletricamente e o segundo termicamente, logo a configuração A produz mais calor mas menos eletricidade que a configuração B. No entanto, verificou-se que, desde que a totalidade do calor de condensação libertado pelo ciclo frigorífico seja aproveitada no pré-aquecimento dos resíduos, ambas as configurações demonstram a mesma produção energética total.

### **6.1. Conclusões**

Observou-se que a temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) influencia significativamente a viabilidade energética da instalação. Um aumento de  $T_{amb}$  contribui para a redução da eletricidade produzida, mas favorece de forma mais apreciável a produção de calor. Para temperaturas ambiente próximas ou inferiores a 10°C, é o consumo de calor que condiciona a quantidade de biogás que a instalação requer, por conseguinte  $T_{amb}$  favorece a viabilidade energética da instalação e, em adição, a configuração A precisa de menos biogás que a configuração B. Sem apoio da caldeira, a temperatura ambiente mínima necessária para a instalação ser viável é de 7°C no caso da configuração A e de 10°C no caso da configuração B. Acionando a caldeira em detrimento do motor de ciclo Otto, é possível viabilizar a instalação a  $T_{amb}$  mais baixas, pois diminui-se a produção de eletricidade mas aumenta-se a produção de calor.

Contudo, para  $T_{amb} > 12^\circ\text{C}$ , a gestão do biogás da configuração A é condicionada pelo consumo de eletricidade, enquanto a da configuração B continua a ser condicionada pelo consumo de calor. Então, a quantidade de biogás requerida pela configuração A passa a aumentar com  $T_{amb}$ , enquanto a da configuração B diminui com  $T_{amb}$ . Apesar de a configuração A permanecer viável a temperaturas ambiente mais baixas, estimou-se que a configuração B precisa de menos biogás que a configuração A para  $T_{amb} > 20^\circ\text{C}$ .

Em função do que foi referido nos dois parágrafos anteriores, concluiu-se que a digestão anaeróbia é energeticamente viável para explorações leiteiras situadas em regiões temperadas ou quentes. Quanto à escolha entre as configurações A ou B, no caso de vacarias em construção, recomenda-se a configuração A para regiões temperadas e a configuração B para regiões quentes. Se a diferença entre os desempenhos de ambas as configurações não for significativa, propõe-se a configuração A, porque, em caso de avaria ou paragem da instalação, o ciclo de compressão de vapor

pode ser acionado com eletricidade da rede, enquanto o ciclo de absorção (configuração B) necessitaria de um dispositivo alternativo para a produção de calor. No caso de vacarias já existentes, assumindo-se que operam com eletricidade da rede e, portanto, já possuem um ciclo frigorífico acionado eletricamente, recomenda-se a configuração A mesmo para regiões quentes, pois a sua implementação acarretaria menores custos de construção.

A adição da caldeira a biogás, apesar de aumentar o custo de investimento da instalação, torna-a mais vantajosa em termos energéticos. Se a gestão do biogás for condicionada pelas necessidades de calor, acionar a caldeira em detrimento do motor de ciclo Otto permite, simultaneamente, diminuir o consumo de biogás e evitar a produção de eletricidade excedente. Também possibilita que a instalação seja viável em situações em que, sem apoio da caldeira, a produção de calor seria insuficiente. Em particular, como foi referido anteriormente, permite que as configurações A e B assegurem o consumo energético de uma vacaria a temperaturas ambiente mais baixas que os limites mínimos estimados.

O aproveitamento do calor de condensação do ciclo frigorífico para pré-aquecer os resíduos antes da sua entrada no digestor também tem uma influência significativa no desempenho da instalação. De forma geral, aumentar o calor utilizado no pré-aquecimento favorece a produção de calor útil. Observou-se que a configuração B necessita de recuperar maiores frações do calor de condensação ( $f_{F,P}$ ) para disponibilizar a mesma quantidade de calor útil que a configuração A, o que é devido ao consumo de calor do ciclo de absorção. Idealmente, o calor de condensação deveria ser aproveitado na sua totalidade ( $f_{F,P} = 1$ ), mas tal pode não ser possível se a temperatura no condensador for baixa. Por este motivo, o aumento da temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) pode impedir o aproveitamento completo do calor de condensação, ainda que a instalação se mantenha energeticamente viável. Refere-se que os resíduos podem atingir temperaturas mais altas na configuração B para o mesmo valor de  $f_{F,P}$ . Isto significa que aproveitar a totalidade do calor de condensação deixa de ser possível a  $T_{amb}$  menores na configuração B que na configuração A. Nas simulações realizadas, considerou-se que  $f_{F,P} = 1$  é possível até  $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$  no caso da configuração A e  $T_{amb} = 12^{\circ}\text{C}$  no caso da configuração B. Outro motivo para não atingir  $f_{F,P} = 1$  é que pré-aquecer os resíduos utilizando uma temperatura no condensador mais baixa aumenta o COP do ciclo frigorífico, o que pode melhorar o desempenho da instalação se a diminuição do consumo energético do ciclo frigorífico compensar a diminuição do calor de condensação recuperado no pré-aquecimento (todavia, nas simulações realizadas, manteve-se a mesma temperatura no condensador).

Desde que se respeitem os seus valores recomendados, o tempo de retenção hidráulico (TRH) tem uma influência menos significativa no desempenho da instalação. Ainda assim, em termos energéticos, concluiu-se que não há vantagem em empregar TRH inferiores a 11 dias, que estão associados a menores produções quer de calor quer de eletricidade. Para TRH superiores a 11 dias, a produção de calor aumenta mas a produção de eletricidade diminui, pelo que a otimização de TRH

depende dos consumos de calor e de eletricidade da vacaria. Ressalva-se, porém, que maiores TRH estão associados a digestores de maiores dimensões.

Na literatura, existem dados acerca do número mínimo de vacas necessário para a digestão anaeróbia ser economicamente viável. Todavia, na presente abordagem, os indicadores de desempenho analisados não dependeram do número de vacas ( $N_v$ ). Apontou-se que isto foi devido a ter-se modelado os consumos da vacaria como sendo diretamente proporcionais a  $N_v$ , o que limita o rigor dos resultados obtidos. Numa vacaria real, espera-se que existam consumos energéticos fixos (independentes de  $N_v$ ).

O aquecimento do digestor consome uma fração apreciável do potencial energético do biogás produzido. Às condições simuladas, uma vacaria com 260 vacas produz biogás cuja queima pode libertar aproximadamente 30 kW. Por sua vez, o calor consumido pelo pré-aquecimento dos resíduos e pelo digestor depende da temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ). Para  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$ , é de cerca de 19 kW, enquanto para  $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$  é de cerca de 11 kW, o que corresponde a respetivamente 0,63 e 0,37 do potencial energético do biogás.

## **6.2. Sugestões para trabalhos futuros**

Em primeiro lugar, para melhorar o rigor da modelação do desempenho do digestor, aconselha-se a pesquisa de equações e de valores empíricos para funcionamento em regime contínuo, por oposição à referência bibliográfica utilizada, cujos resultados foram obtidos para regime semicontínuo.

Para aumentar os resultados obtidos com o modelo desenvolvido, sugere-se que se avalie a influência de variáveis que descrevem o desempenho dos equipamentos, incluindo os rendimentos térmico e elétrico do motor de ciclo Otto, o rendimento da caldeira e os COP do ciclo de compressão de vapor e do ciclo de absorção. Também se sugere que a avaliação do desempenho da instalação inclua outros aspetos além da viabilidade energética, por exemplo as dimensões do digestor, do permutador de pré-aquecimento dos resíduos e do permutador de aquecimento do digestor. Propõe-se ainda que seja realizada uma análise de sensibilidade em função de diversas variáveis, por exemplo a composição do biogás e o desempenho dos equipamentos, de modo a comparar a sua importância para o desempenho da instalação e melhor avaliar que condições são necessárias a que a instalação seja viável.

Para se poder estudar a influência da composição dos resíduos e da temperatura no digestor no desempenho da instalação, propõe-se a pesquisa de como modelar a produção e a composição do biogás em função destes fatores, uma vez que, no presente estudo, estes fatores estiveram restringidos aos valores referidos num artigo científico, do qual se aproveitaram os resultados empíricos específicos ao seu caso de estudo. Também seria interessante aumentar o detalhe com que são modelados o motor de ciclo Otto, a caldeira, o ciclo de compressão de vapor e o ciclo de absorção, de

modo a que se possa contabilizar a influência de parâmetros como, nomeadamente, o regime de carga, a temperatura ambiente e a temperatura e o caudal dos diversos fluxos de água (o que aciona o ciclo de absorção e os que são aquecidos pelo motor de ciclo Otto, pela caldeira e pelo calor de condensação do ciclo frigorífico).

Com vista a melhorar a modelação da transferência de calor no digestor, seria preferível que o coeficiente de convecção entre o ar e o digestor fosse calculado separadamente para o topo e para a superfície lateral. Também seria preferível que, para além da convecção forçada entre o ar e a envolvente do digestor, fosse considerada a contribuição da convecção natural. Em adição, na modelação da convecção natural sobre o permutador de aquecimento do digestor, deveria ser utilizada uma correlação para convecção sobre tubo helicoidal em vez de cilindro horizontal.

Sugere-se que o leite seja pré-arrefecido antes da sua entrada no reservatório fazendo-o escoar num permutador em contacto com o ambiente, o que diminuiria o consumo de frio da vacaria modelo. Nesta dissertação, como não se considerou a realização de pré-arrefecimento do leite, assumiu-se que a estimativa utilizada para o consumo de frio por vaca ( $\dot{q}_{c,frio} = 22,64 \text{ W}$ ) é conservadora. Porém, em termos do consumo de calor, esta estimativa é otimista, uma vez que o ciclo frigorífico, ao produzir mais frio, produz também mais calor de condensação, que é aproveitado para pré-aquecer os resíduos e atenuar as necessidades de calor da instalação.

A utilização de valores de referência médios por vaca para estimar os consumos da vacaria modelo tem limitações, que se propõe que sejam resolvidas de modo a avaliar mais adequadamente a viabilidade da instalação modelada. Em primeiro lugar, as necessidades de calor e de frio deveriam depender da temperatura ambiente, que condiciona a temperatura da água da rede e do leite à entrada do reservatório. As necessidades de eletricidade também podem ser afetadas pela temperatura ambiente em função do desempenho das bombas e dos outros dispositivos acionados eletricamente existentes na exploração (como máquinas de ordenha, raspadores para a recolha de excrementos e lâmpadas). Em segundo lugar, os consumos energéticos de uma exploração leiteira não são diretamente proporcionais ao número de vacas. Com efeito, cada espécimen animal produz diferentes quantidades de leite e resíduos, pelo que acarreta diferentes gastos com, por exemplo, a lavagem do estábulo, a ordenha e a conservação do leite, para além de que nem todos os bovinos pertencentes a uma exploração são vacas leiteiras. Podem ainda existir consumos fixos independentes do número de vacas.

Também para avaliar melhor a viabilidade da instalação modelada, sugere-se a realização de auditorias a explorações leiteiras existentes, com vista a conhecer a sua produção de resíduos, os seus consumos energéticos e as suas condições climatéricas ao longo de um ano. Adicionalmente, o modelo deve ser modificado para analisar o comportamento da mesma instalação perante circunstâncias variáveis (clima de verão ou de inverno, produção de resíduos maior ou menor que o esperado, entre outras). Por oposição, o modelo realizado dimensiona a instalação de novo para cada conjunto de circunstâncias que for introduzido. Outro melhoramento útil seria que o modelo analisasse o

comportamento da instalação em regime transiente, uma vez que, na realidade, quer as necessidades da vacaria quer a produção energética da instalação variam ao longo do tempo. No seguimento disto, pode-se modelar o uso do biogás armazenado em períodos de menor disponibilidade. De forma semelhante, pode-se ainda contemplar o armazenamento da eletricidade excedente (por exemplo, em baterias) ou mesmo do calor e do frio excedentes (por exemplo, em reservatórios).

Além da viabilidade energética da digestão anaeróbia, propõe-se melhorar o modelo para que seja possível analisar a viabilidade económica, o que contempla a escolha de equipamentos (nomeadamente o digestor, o sistema de cogeração e o ciclo frigorífico), a construção dos circuitos de transporte de fluidos (inclui tubagens, bombas e compressores), a contratação de pessoal, a montagem e o consumo energético de sistemas de controlo, a necessidade de energia de apoio, entre outros. No entanto, também contabiliza a poupança financeira conseguida com a independência energética da exploração e, em adição, podem ser contempladas algumas práticas lucrativas. Por exemplo, se a produção energética o permitir, pode-se vender a eletricidade excedente à rede, enquanto o calor e o frio excedentes podem, ainda que seja menos habitual, ser aproveitados para climatização. Eventualmente, o biogás excedente pode também ser vendido. Seria ainda interessante ponderar a adição de um processo de separação das frações sólida e líquida do digerido (respetivamente a fibra e o líquido clarificado). É possível que isto represente um consumo energético significativo, mas a fibra pode ser usada como condicionador de solo e o líquido clarificado pode ser usado como fertilizante. Para além disso, o pré-tratamento dos resíduos pode ser realizado com a adição de fibra (se o teor de água for excessivo) ou de líquido clarificado (se o teor de água for insuficiente). Por fim, tudo isto pode também ser considerado para um sistema centralizado que acumule os resíduos de várias explorações vizinhas.

[página em branco]

## Referências

1. Castro CAMd. Gestão de efluentes nas explorações leiteiras do Entre Douro e Minho: gestão do chorume [dissertação de Mestrado]. Escola Superior Agrária do Instituto Politécnico de Viana do Castelo; 2016.
2. Gonçalves CS. Avaliação do Potencial de Geração de Biogás a partir de Resíduos de Boviniculturas na Área Metropolitana do Porto [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2010.
3. Instituto Nacional de Estatística. Estatísticas da Produção e Consumo de Leite [Internet]. 2015 [acedido 16-02-2017]. Disponível em: [https://www.ine.pt/ngt\\_server/attachfileu.jsp?look\\_parentBoui=274314683&att\\_display=n&att\\_download=y](https://www.ine.pt/ngt_server/attachfileu.jsp?look_parentBoui=274314683&att_display=n&att_download=y).
4. Direção Regional de Agricultura e Pescas de Lisboa e Vale do Tejo. Leite [Internet]. 2015 [atualizado 06-05-2015; acedido 25-02-2017]. Disponível em: [http://www.draplvt.mamaot.pt/Documents/Destaques/Apresenta%C3%A7%C3%A3o%20GPP%20-%20LEITE%202015%20-%20CCS%20-%205\\_jun\\_FINAL.pdf](http://www.draplvt.mamaot.pt/Documents/Destaques/Apresenta%C3%A7%C3%A3o%20GPP%20-%20LEITE%202015%20-%20CCS%20-%205_jun_FINAL.pdf).
5. European Union [Internet]. Wikipedia; s.d. [acedido 25-01-2018]. Disponível em: [https://en.wikipedia.org/wiki/European\\_Union](https://en.wikipedia.org/wiki/European_Union).
6. Rodrigues AM, Pitacas FI, Vaz ESR. O fim das quotas leiteiras – um desafio para os produtores portugueses. VI Jornadas de Bovinicultura, IAAS-UTAD, 14–15 março, Vila Real. 2014:127–31.
7. TVI24. Fim das quotas leiteiras deixa 60% dos produtores dos Açores falidos [Internet]. 2016 [acedido 15-02-2017]. Disponível em: <http://www.tvi24.iol.pt/sociedade/capoulas-santos/fim-das-quotas-leiteiras-deixa-60-dos-produtores-dos-aco-res-falidos>.
8. Curry G, Jott P. Produtores de leite reclamam consumo de leite nacional [Internet]. JPN; 2016 [atualizado 15-03-2016; acedido 15-02-2017]. Disponível em: <https://jpn.up.pt/2016/03/15/produtores-de-leite-reclamam-a-entrada-de-leite-estrangeiro-no-pais/>.
9. Teston DC. A produção de energia a partir de esterco bovino como solução ambiental para impactos gerados por sistemas intensivos de produção animal [monografia para conclusão de Curso de Especialização]. Brasil: Instituto de Eletrotécnica e Energia da Universidade de São Paulo; 2010.
10. Chuva ácida [Internet]. Wikipedia; s.d. [acedido 14-07-2018]. Disponível em: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Chuva\\_ácida](https://pt.wikipedia.org/wiki/Chuva_ácida).
11. Szarblewski MS, Schneider RdCdS. Remoção de Gás Sulfídrico de Efluentes Gasosos. 34ª Reunião Anual da Sociedade Brasileira de Química. 2011.
12. Instituto Nacional de Estatística. Indicadores Agro-Ambientais 1989–2007 [Internet]. 2009 [acedido 16-02-2017]. Disponível em:

[https://www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine\\_publicacoes&PUBLICACOESpub\\_boui=74873737&PUBLICACOESmodo=2](https://www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine_publicacoes&PUBLICACOESpub_boui=74873737&PUBLICACOESmodo=2).

13. Rural News. Adubação orgânica [Internet]. 2017 [acedido 24-01-2018]. Disponível em: <http://www.ruralnews.com.br/visualiza.php?id=709>.
14. Pereira JLdS. Manipulação de efluentes de bovinicultura: Pré-tratamento e aplicação ao solo [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa; 2005.
15. Hobson PN, Wheatley AD. Anaerobic digestion: modern theory and practice. Londres, Reino Unido: Elsevier Applied Science; 1993.
16. Fujino J, Morita A, Matsuoka Y, Sawayama S. Vision for utilization of livestock residue as bioenergy resource in Japan. *Biomass and Bioenergy*. 2005;29(5):367–74.
17. Noorollahi Y, Kheirrouz M, Asl HF, Yousefi H, Hajinezhad A. Biogas production potential from livestock manure in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;50:748–54.
18. Bond T, Templeton MR. History and future of domestic biogas plants in the developing world. *Energy for Sustainable development*. 2011;15(4):347–54.
19. Chasnyk O, Sołowski G, Shkarupa O. Historical, technical and economic aspects of biogas development: Case of Poland and Ukraine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;52:227–39.
20. Monteiro E, Mantha V, Rouboa A. Prospective application of farm cattle manure for bioenergy production in Portugal. *Renewable Energy*. 2011;36(2):627–31.
21. Khan EU, Martin AR. Review of biogas digester technology in rural Bangladesh. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016;62:247–59.
22. Wang X, Lu X, Yang G, Feng Y, Ren G, Han X. Development process and probable future transformations of rural biogas in China. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016;55:703–12.
23. Upton J, Murphy M, Shalloo L, Koerkamp PWGG, De Boer IJM. Assessing the impact of changes in the electricity price structure on dairy farm energy costs. *Applied energy*. 2015;137:1–8.
24. Upton J, Murphy M, Shalloo L, Koerkamp PWGG, De Boer IJM. A mechanistic model for electricity consumption on dairy farms: Definition, validation, and demonstration. *Journal of dairy science*. 2014;97(8):4973–84.
25. Upton J, Humphreys J, Koerkamp PWGG, French P, Dillon P, De Boer IJM. Energy demand on dairy farms in Ireland. *Journal of dairy science*. 2013;96(10):6489–98.
26. Upton J. Dairy Farm Energy Consumption [Internet]. Teagasc; 2010 [acedido 07-03-2017]. Disponível em: [https://www.teagasc.ie/media/website/publications/2010/John\\_Upton\\_EnergyEfficiencyonDairyFarms.pdf](https://www.teagasc.ie/media/website/publications/2010/John_Upton_EnergyEfficiencyonDairyFarms.pdf).

27. Castanheira EG, Dias AC, Arroja L, Amaro R. The environmental performance of milk production on a typical Portuguese dairy farm. *Agricultural Systems*. 2010;103(7):498–507.
28. Leite [Internet]. Wikipedia; s.d. [acedido 25-01-2018]. Disponível em: <https://pt.wikipedia.org/wiki/Leite>.
29. Monteiro FJBMB. Kinetic studies of biogas generation using enzymes for hydrolyze [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2012.
30. Monte MMd. Contributo para o estudo da valorização energética de biogás em estações de tratamento de águas residuais [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa; 2009.
31. Xie S, Hai FI, Zhan X, Guo W, Ngo HH, Price WE, Nghiem LD. Anaerobic co-digestion: A critical review of mathematical modelling for performance optimization. *Bioresource technology*. 2016;222:498–512.
32. Zainol N. Kinetics of biogas production from banana stem waste. In: Kumar S, editor. *Biogas*. InTech; 2012.
33. Figueiredo JNd, Mayerle SF. A systemic approach for dimensioning and designing anaerobic bio-digestion/energy generation biomass supply networks. *Renewable Energy*. 2014;71:690–4.
34. Amorim HTA. Digestão Anaeróbia de Resíduos Gerados na FEUP: Relva e Glicerol [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2015.
35. Moço EAdS. Projeto de uma unidade produtora de biogás [dissertação de Mestrado]. Escola Superior de Tecnologia do Instituto Politécnico de Tomar; 2012.
36. Steffen R, Szolar O, Braun R. *Feedstocks for anaerobic digestion*. Áustria: Institute for Agrobiotechnology, Tulln, University of Agricultural Sciences, Viena; 1998.
37. Anastácio MCF. Produção de energia na forma de biogás a partir de resíduos animais para o desenvolvimento rural [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2012.
38. Hamilton DW. Anaerobic digestion of Animal Manures: Types of Digesters [Internet]. Oklahoma Cooperative Extension Service; 2017 [acedido 10-06-2018]. Disponível em: <http://factsheets.okstate.edu/documents/bae-1750-anaerobic-digestion-of-animal-manures-types-of-digesters/>.
39. Monteiro SDdSC. Produção de biometano: análise de mercado e estudo da separação por PSA [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2013.
40. Moutinho TSST. Utilização de Sistemas de Cogeração. Benefícios para os Utilizadores em que Condições? [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2013.
41. Afonso C. *Termodinâmica para Engenharia*. FEUP edições; 2012.
42. Pinho CMCTd. Gestão de Energia Térmica [material didático de Unidade Curricular]. Gestão de Energia Térmica (EM0052), Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2015.

43. Caresana F, Pelagalli L, Comodi G, Renzi M. Microturbogas cogeneration systems for distributed generation: Effects of ambient temperature on global performance and components' behavior. *Applied Energy*. 2014;124:17–27.
44. Pinho CMCTd. Sistemas Térmicos [material didático de Unidade Curricular]. Sistemas Térmicos (EM0100), Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2015.
45. Ascensão JMS. Avaliação do potencial energético e económico de uma unidade de trigeriação numa indústria do sector automóvel [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2011.
46. Ferreira TJF. Análise do potencial de melhoria de eficiência energética através da aplicação de tecnologias mais modernas em sistemas de frio [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2015.
47. Lopes PJG. Análise experimental de um ciclo de arrefecimento solar com ejetor de geometria variável [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2013.
48. Oliveira ACFCd. Sistemas solares de arrefecimento [material didático de Unidade Curricular]. Energia Solar (EM0120), Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; s.d.
49. Motta SY, Domanski PA. Impact of Elevated Ambient Temperature on Capacity and Energy Input to a Vapour Compression System – Literature Review. Gaithersburg, EUA: National Institute of Standards and Technology; 2000.
50. Jorge JGRAB. O impacto de boas práticas de gestão e utilização dos sistemas de refrigeração na eficiência energética [dissertação de Mestrado]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2015.
51. Oliveira ACFCd. Sistemas solares de arrefecimento – sistemas fotovoltaicos [material didático de Unidade Curricular]. Energia Solar (EM0120), Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; s.d.
52. Novella R, Dolz V, Martín J, Royo-Pascual L. Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system used to cool down the intake air in an Internal Combustion Engine. *Applied Thermal Engineering*. 2017;111:257–70.
53. Thermax. Hot water driven chillers [Internet]. s.d. [acedido 26-01-2018]. Disponível em: <http://www.thermaxglobal.com/thermax-absorption-cooling-systems/vapour-absorption-machines/hot-water-driven-chillers/>.
54. Thermax. Direct fuel fired chillers (2V series) [Internet]. s.d. [acedido 26-01-2018]. Disponível em: <http://www.thermaxglobal.com/thermax-absorption-cooling-systems/vapour-absorption-machines/direct-fuel-fired-chillers/>.
55. Yazaki Energy Systems, Inc. Gas Fired Double-Effect Chiller-Heaters [Internet]. s.d. [acedido 26-01-2018]. Disponível em: <http://www.yazakienergy.com/gasfiredspecifications.htm>.

56. Absorção (química) [Internet]. Wikipedia; s.d. [acedido 26-01-2018]. Disponível em: [https://pt.wikipedia.org/wiki/Absorção\\_\(química\)](https://pt.wikipedia.org/wiki/Absorção_(química)).
57. Gwadera M, Kupiec K. Adsorption cooling as an effective method of waste heat utilization. *Czasopismo Techniczne Chemia*. 2011;108:61–70.
58. Demir H, Mobedi M, Ülkü S. A review on adsorption heat pump: Problems and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2008;12(9):2381–403.
59. InvenSor. Adsorption Chiller – InvenSor LTC 30 e plus [Internet]. s.d. [acedido 27-01-2018]. Disponível em: [http://invensor.com/wp-content/uploads/2017/07/InvenSor\\_LTC30\\_e\\_plus\\_Datasheet.pdf](http://invensor.com/wp-content/uploads/2017/07/InvenSor_LTC30_e_plus_Datasheet.pdf).
60. Rao PV, Baral SS, Dey R, Mutnuri S. Biogas generation potential by anaerobic digestion for sustainable energy development in India. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010;14(7):2086–94.
61. Akbulut A. Techno-economic analysis of electricity and heat generation from farm-scale biogas plant: Çiçekdağı case study. *Energy*. 2012;44(1):381–90.
62. Reddy KS, Aravindhan S, Mallick TK. Investigation of performance and emission characteristics of a biogas fuelled electric generator integrated with solar concentrated photovoltaic system. *Renewable Energy*. 2016;92:233–43.
63. Gazda W, Stanek W. Energy and environmental assessment of integrated biogas trigeneration and photovoltaic plant as more sustainable industrial system. *Applied Energy*. 2016;169:138–49.
64. Soares M, Castanheira E, Costa ML, Ribeiro C, Pereira CD. A Digestão Anaeróbia no tratamento de efluentes de origem bovina: viabilidade em explorações da Beira Litoral e Entre Douro e Minho. CERNAS, Escola Superior Agrária de Coimbra; 2005.
65. Hreiz R, Adouani N, Jannot Y, Pons M-N. Modeling and simulation of heat transfer phenomena in a semi-buried anaerobic digester. *Chemical Engineering Research and Design*. 2017;119:101–16.
66. Saev M, Koumanova B, Simeonov M. Anaerobic co-digestion of wasted tomatoes and cattle dung for biogas production. *Journal of the University of Chemical Technology and Metallurgy*. 2009;44(1):55–60.
67. Gordon JM, Ng KC. A general thermodynamic model for absorption chillers: theory and experiment. *Heat Recovery Systems and CHP*. 1995;15(1):73–83.
68. Bergman TL, DeWitt DP, Incropera FP, Lavine AS. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons; 2011.
69. Rajaniemi M, Turunen M, Ahokas J. Direct energy consumption and saving possibilities in milk production. *Agronomy Research*. 2015;13(1):261–8.

[página em branco]

## **Anexos**

[página em branco]

## Anexo A – Cálculo do coeficiente de convecção

Neste anexo, ilustra-se como se pode calcular o coeficiente de convecção ( $h$ ) em várias situações. Em primeiro lugar, enumeram-se as propriedades termodinâmicas que podem ser relevantes e definem-se vários números adimensionais utilizados na literatura. A seguir, apresentam-se correlações que permitem obter  $h$  de modo alternativo ao que foi utilizado no modelo, nomeadamente as sub-rotinas do *EES*. O conteúdo deste anexo foi retirado de Bergman *et al.* [68].

Em geral, a convecção envolve a troca de calor entre um fluido e uma superfície. Nos casos de convecção natural e de convecção forçada com escoamento exterior, considera-se que a superfície está a uma temperatura  $T_s$  e que o fluido longe da superfície está a uma temperatura  $T_\infty$ . As propriedades termodinâmicas do fluido são habitualmente avaliadas à chamada “temperatura de filme” ( $T_f$ ), definida por:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (\text{A.1})$$

No caso de convecção forçada com escoamento interior, a superfície é o interior de um tubo com um certo comprimento, escoando o fluido no seu interior. Neste caso, considera-se que o fluido evolui de  $T_{m,e}$ , a temperatura média do fluido à entrada do tubo, até  $T_{m,s}$ , a temperatura média do fluido à saída do tubo. As propriedades termodinâmicas do fluido são habitualmente avaliadas à temperatura média  $T_m$ , definida por:

$$T_m = \frac{T_{m,e} + T_{m,s}}{2} \quad (\text{A.2})$$

As propriedades termodinâmicas do fluido que podem ser relevantes são as mencionadas na Tabela A.1.

**Tabela A.1 – Propriedades termodinâmicas do fluido que podem ser relevantes**

Símbolo	Designação	Unidade
$c$	Calor específico*	[J/kg·°C]
$k$	Condutividade térmica	[W/m·°C]
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$\alpha$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Coefficiente de expansão volumétrico	[1/K]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[Pa·s]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Massa volúmica	[kg/m <sup>3</sup> ]

\*No caso de gases, usa-se  $c_p$ , o calor específico a pressão constante.

Refere-se que  $Pr$  é definido a partir de  $\alpha$  e  $\nu$  através da Equação A.3, que  $\nu$  se relaciona com  $\mu$  e  $\rho$  pela Equação A.4 e que  $\alpha$  é definida a partir de  $k$ ,  $\rho$  e  $c$  de acordo com a Equação A.5:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{A.3})$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{A.4})$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho c} \quad (\text{A.5})$$

No caso de gases perfeitos, o coeficiente de expansão volumétrico ( $\beta$ ) depende apenas da temperatura do gás ( $T$ ) pela Equação A.6, com  $T$  em unidades de K:

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (\text{A.6})$$

Para além das propriedades termodinâmicas, pode importar conhecer a aceleração gravítica ( $g$ ) e a velocidade do fluido ( $u$ ). No caso de convecção com escoamento exterior,  $u$  é a velocidade do fluido longe da superfície, enquanto no caso de convecção com escoamento interior  $u$  é a velocidade média do escoamento. No âmbito de convecção forçada com escoamento interior, pode importar conhecer a rugosidade do interior da conduta ( $\varepsilon$ ). Para calcular os números adimensionais mencionados a seguir, resta mencionar o chamado “comprimento característico” ( $L$ ), cujo significado depende da correlação usada. Por exemplo, pode referir-se a um diâmetro ou a uma altura.

O número de Grashof ( $Gr_L$ ), que é aplicado no âmbito de convecção natural, é dado por:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (\text{A.7})$$

O número de Rayleigh ( $Ra_L$ ), também aplicado no âmbito de convecção natural, é dado por:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} Pr \quad (\text{A.8})$$

Nestes dois números adimensionais, se  $T_s < T_\infty$ , utiliza-se a diferença de temperatura  $T_\infty - T_s$  em vez de  $T_s - T_\infty$ .

O número de Reynolds ( $Re_L$ ), que é aplicado no âmbito de convecção forçada, é dado por:

$$Re_L = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (\text{A.9})$$

Por fim, o número de Nusselt ( $Nu_L$ ) é dado pela Equação A.10, em que aparece o coeficiente de convecção ( $h$ ):

$$Nu_L = \frac{h \cdot L}{k} \quad (\text{A.10})$$

### A.1. Correlações para convecção natural

Seguem-se algumas correlações para convecção natural que poderiam ter sido usadas para modelar a convecção entre o biogás e o digestor e entre o substrato e o digestor.

Para convecção sobre placa vertical, apresenta-se a Equação A.11 para regime laminar ( $10^4 \leq Ra_L \leq 10^9$ ) e a Equação A.12 para regime turbulento ( $10^9 \leq Ra_L \leq 10^{13}$ ), sendo  $L$  a altura da placa:

$$Nu_L = 0,59 \cdot Ra_L^{1/4} \quad (A.11)$$

$$Nu_L = 0,10 \cdot Ra_L^{1/3} \quad (A.12)$$

Uma alternativa aplicável a ambas as gamas de  $Ra_L$  é a Equação A.13, recomendada por Churchill e Chu:

$$Nu_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (A.13)$$

As correlações para placa vertical podem também ser aplicadas a cilindros verticais, desde que  $\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}}$ , em que  $D$  é o diâmetro e  $L$  é a altura do cilindro.

Para convecção sobre placa horizontal, distinguem-se duas configurações possíveis. A primeira configuração é a convecção sobre face superior de placa quente (ou face inferior de placa fria), em que são aplicáveis a Equação A.14 (para  $10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$  e  $Pr \geq 0,7$ ) e a Equação A.15 (para  $10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$  e qualquer  $Pr$ ):

$$Nu_L = 0,54 \cdot Ra_L^{1/4} \quad (A.14)$$

$$Nu_L = 0,15 \cdot Ra_L^{1/3} \quad (A.15)$$

A segunda configuração é a convecção sobre face inferior de placa quente (ou face superior de placa fria), em que é aplicável a Equação A.16 (para  $10^4 \leq Ra_L \leq 10^9$  e  $Pr \geq 0,7$ ):

$$Nu_L = 0,52 \cdot Ra_L^{1/5} \quad (A.16)$$

Estas três correlações são aplicáveis a várias formas geométricas (como placas retangulares ou circulares), sendo o comprimento característico a usar dado pela Equação A.17, a partir área da superfície da placa ( $A$ ) e do seu perímetro ( $P$ ):

$$L = \frac{A}{P} \quad (A.17)$$

Para convecção sobre cilindro horizontal, o comprimento característico a usar é o diâmetro do cilindro ( $D$ ). Neste caso, podem-se utilizar correlações na forma da Equação A.18, sendo aplicados os coeficientes da Tabela A.2 em função de  $Ra_D$ :

$$Nu_D = C \cdot Ra_D^n \quad (A.18)$$

**Tabela A.2 – Coeficientes a aplicar na Equação A.18**

$Ra_D$	$C$	$n$
$10^{-10}$ – $10^{-2}$	0,675	0,058
$10^{-2}$ – $10^2$	1,02	0,148
$10^2$ – $10^4$	0,850	0,188
$10^4$ – $10^7$	0,480	0,250
$10^7$ – $10^{12}$	0,125	0,333

Uma alternativa é a Equação A.19 (para  $Ra_L \leq 10^{12}$ ), recomendada por Churchill e Chu:

$$Nu_L = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (A.19)$$

## A.2. Correlações para convecção forçada com escoamento exterior

Seguem-se algumas correlações para convecção forçada com escoamento exterior que poderiam ter sido usadas para modelar a convecção entre o ar e o digestor.

Destas correlações, para calcular o coeficiente de convecção entre o ar e o topo do digestor, considerou-se que a alternativa mais adequada seria uma correlação para convecção forçada com escoamento sobre placa paralela. Porém, as correlações apresentadas a seguir foram desenvolvidas para placas retangulares alinhadas com o escoamento, não tendo sido encontrada referência a uma definição “versátil” do comprimento característico como no caso da convecção natural sobre placa horizontal (Equação A.17), pelo que não são adequadas ao topo do digestor (forma circular).

As correlações seguintes são para escoamento sobre placa paralela com temperatura da superfície constante (também existem correlações para fluxo de calor constante), sendo  $L$  o comprimento da placa na direção do escoamento. A primeira correlação é para regime laminar ( $Re_L < Re_{x,c}$ , sendo  $Re_{x,c}$  o número de Reynolds crítico) e é dada pela Equação A.20 (válida para  $Pr \geq 0,6$ ):

$$Nu_L = 0,664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (A.20)$$

O número de Reynolds crítico ( $Re_{x,c}$ ) relaciona-se com a possibilidade do escoamento evoluir de laminar para turbulento. Assumindo que esta transição ocorre abruptamente a uma distância  $x$  do início da placa, define-se  $Re_{x,c}$  por:

$$Re_{x,c} = \frac{u \cdot x}{\nu} \quad (\text{A.21})$$

Para escoamento sobre placa plana,  $Re_{x,c}$  toma normalmente valores entre  $10^5$  e  $3 \times 10^6$ , sendo normalmente assumido  $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$ .

Se o escoamento evoluir de laminar para turbulento a meio da placa (a uma distância  $x$ , a que corresponde um valor de  $Re_{x,c}$ ), aplicam-se as Equações A.22 e A.23, válidas para  $Re_{x,c} \leq Re_L \leq 10^8$  e  $0,6 \leq Pr \leq 60$ :

$$A = 0,037 \cdot Re_{x,c}^{4/5} - 0,664 \cdot Re_{x,c}^{1/2} \quad (\text{A.22})$$

$$Nu_L = (0,037 \cdot Re_L^{4/5} - A) \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{A.23})$$

Se for considerado que  $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$ , as equações anteriores resultam em:

$$Nu_L = (0,037 \cdot Re_L^{4/5} - 871,3) \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{A.24})$$

Por outro lado, se for assumido que o escoamento é turbulento ao longo de toda a placa ( $x = 0 \rightarrow Re_{x,c} = 0$ ), as Equações A.22 e A.23 resultam em:

$$Nu_L = 0,037 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{A.25})$$

A seguir, apresentam-se correlações para convecção forçada com escoamento cruzado em torno de cilindro de secção circular (também existem correlações para outras secções, por exemplo quadrada ou hexagonal). Neste caso, o comprimento característico a usar é o diâmetro do cilindro ( $D$ ) e podem-se utilizar correlações na forma da Equação A.26 (válida para  $Pr \geq 0,7$ ), sendo aplicados os coeficientes da Tabela A.3 em função de  $Re_D$ :

$$Nu_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{A.26})$$

**Tabela A.3 – Coeficientes a aplicar na Equação A.26**

$Re_D$	$C$	$m$
0,4–4	0,989	0,330
4–40	0,911	0,385
40–4000	0,683	0,466
4000–40 000	0,193	0,618
40 000–400 000	0,027	0,805

Uma alternativa é a Equação A.27 (para  $Re_D \cdot Pr \geq 0,2$ ), proposta por Churchill e Bernstein:

$$Nu_D = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282\,000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (\text{A.27})$$

### A.3. Correlações para convecção forçada com escoamento interior

Seguem-se algumas correlações para convecção forçada com escoamento interior que poderiam ter sido usadas para modelar a convecção entre a água que aquece o digestor e o tubo. Mostra-se também como se poderia ter estimado a perda de carga em linha no permutador de aquecimento do digestor.

Para calcular o coeficiente de convecção entre a água que aquece o digestor e o tubo, a alternativa à sub-rotina utilizada deveria ser uma correlação para escoamento em conduta helicoidal. Porém, não foram encontrados exemplos na literatura, que indica principalmente resultados experimentais para casos específicos (por exemplo, diâmetros fixos), tendo-se por isso optado por apresentar correlações para conduta cilíndrica.

As correlações seguintes são para escoamento em conduta de secção circular, sendo que o comprimento característico a usar é o diâmetro interior da conduta ( $D$ ). Como primeiro exemplo, para regime laminar (admite-se que isto corresponde a  $Re_D \leq 2300$ ) e temperatura da superfície constante (também existem correlações para fluxo de calor constante), tem-se que o número de Nusselt ( $Nu_D$ ) é constante e toma o valor:

$$Nu_D = 3,66 \quad (A.28)$$

Para escoamento turbulento completamente desenvolvido ( $Re_D \geq 10\,000$ ) em condutas lisas ( $\epsilon \approx 0$ ), pode-se aplicar a Equação A.29, válida se  $0,6 \leq Pr \leq 160$ , sendo  $n = 0,4$  se o fluido estiver a ser aquecido e  $n = 0,3$  se o fluido estiver a ser arrefecido:

$$Nu_L = 0,023 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^n \quad (A.29)$$

Admite-se que, em regime turbulento e sendo assumido que o fluido entra na conduta com um perfil de velocidade uniforme, o escoamento estar completamente desenvolvido corresponde a  $L/D \geq 10$ , em que  $L$  é o comprimento da conduta. No entanto, no âmbito do modelo, considerar-se-ia esta restrição sem efeito, uma vez que o permutador de aquecimento do digestor já estaria inserido numa rede de tubagem.

Uma terceira correlação é a Equação A.30, válida para condutas lisas,  $0,5 \leq Pr \leq 2000$  e  $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ :

$$Nu_D = \frac{f/8 \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (A.30)$$

Na Equação A.30,  $f$  é o fator de atrito de Darcy, que pode ser calculado por várias correlações (para conduta cilíndrica de secção circular): pela Equação A.31 (para regime laminar), resolvendo-se a

Equação A.32 (para regime turbulento) em ordem a  $f$  ou pela Equação A.33 (para  $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ ):

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (\text{A.31})$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \cdot \log \left[ \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right] \quad (\text{A.32})$$

$$f = [0,790 \cdot \ln(Re_D) - 1,64]^{-2} \quad (\text{A.33})$$

Na Equação A.32, é utilizada a rugosidade da conduta ( $\varepsilon$ ).

O fator de atrito de Darcy também permite calcular, pela equação de Darcy-Weisbach (Equação A.34), a perda de carga em linha ( $\Delta P$ ) num troço de tubagem de diâmetro interno  $D$  e comprimento  $L$ , sendo  $u$  a velocidade média do escoamento e  $\rho$  a massa volúmica do fluido:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \rho \quad (\text{A.34})$$

[página em branco]

## Anexo B – Diâmetros de tubagem previstos pela norma EN 10220

Na Tabela B.1, indicam-se os diâmetros de tubagem previstos pela norma EN 10220 que são normalmente encontrados no mercado, sendo especificados o seu diâmetro nominal ( $D_n$ ) e o seu diâmetro exterior ( $D_e$ ), respetivamente em unidades de in e mm. Os valores para estas dimensões foram retirados de Pinho [44]. Faz-se também a correspondência entre os diâmetros de tubagem e a variável  $N_D$ , que é utilizada no modelo (ver secção 4.7).

**Tabela B.1 – Diâmetros de tubagem previstos pela norma EN 10220 que são normalmente encontrados no mercado [44]**

$N_D$ [-]	$D_n$ [in]	$D_e$ [mm]
1	1/8 (0,125)	10,2
2	1/4 (0,25)	13,5
3	3/8 (0,375)	17,2
4	1/2 (0,5)	21,3
5	3/4 (0,75)	26,9
6	1	33,7
7	1 1/4 (1,25)	42,4
8	1 1/2 (1,5)	48,3
9	2	60,3
10	2 1/2 (2,5)	76,1
11	3	88,9
12	3 1/2 (3,5)	101,6
13	4	114,3
14	5	139,7
15	6	168,3
16	8	219,1
17	10	273,0
18	12	323,9
19	14	355,6
20	16	406,4
21	18	457,2
22	20	508,0
23	22	558,8
24	24	610,0

[página em branco]

## Anexo C – Dimensionamento de permutadores de calor

Neste anexo, indicam-se algumas equações que regem o comportamento de permutadores de calor. São abordadas as configurações de tubo concêntrico em equicorrente e em contracorrente (referindo-se também a troca de calor entre um caudal e um meio com temperatura constante), que são as mais simples, mas existem outras configurações, como o permutador de carcaça e tubo e o permutador de escoamento cruzado com passagem única. O conteúdo deste anexo foi retirado de Bergman *et al.* [68].

Em primeiro lugar, os permutadores em equicorrente e em contracorrente estão representados na Figura C.1. Em ambos os casos, existe um caudal a maior temperatura com taxa de capacidade térmica  $\dot{C}_Q$  e um caudal a menor temperatura com taxa de capacidade térmica  $\dot{C}_F$ . O caudal mais quente reduz a sua temperatura de  $T_{Q,e}$  (entrada) a  $T_{Q,s}$  (saída), enquanto o caudal mais frio aumenta a sua temperatura de  $T_{F,e}$  (entrada) a  $T_{F,s}$  (saída). Nos permutadores em equicorrente, os dois caudais entram e saem na mesma extremidade, enquanto nos permutadores em contracorrente os dois caudais entram e saem em extremidades opostas.

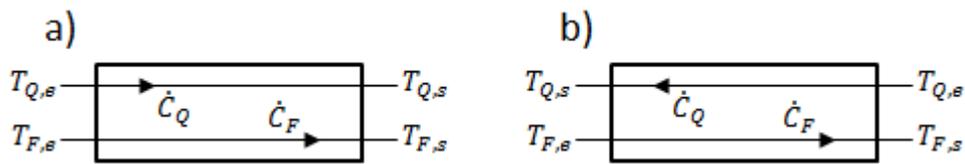


Figura C.1 – Permutadores de calor em equicorrente (a) e contracorrente (b).

As taxas de capacidade térmica de ambos os fluidos são definidas como:

$$\dot{C}_Q = \dot{m}_Q \cdot c_Q \quad (C.1)$$

$$\dot{C}_F = \dot{m}_F \cdot c_F \quad (C.2)$$

Nas Equações C.1 e C.2,  $\dot{m}_Q$  e  $\dot{m}_F$  são os caudais mássicos e  $c_Q$  e  $c_F$  são os calores específicos (no caso de gases, seriam usados os calores específicos a pressão constante) dos respetivos fluidos.

Chama-se a atenção para uma diferença importante entre os permutadores em equicorrente e em contracorrente. Em cada secção ao longo do “comprimento” do permutador, a temperatura do caudal mais quente mantém-se superior à temperatura do caudal mais frio. Para além disso, da entrada à saída, a temperatura do caudal mais quente diminui enquanto a temperatura do caudal mais frio aumenta. Isto significa que, no caso dos permutadores em equicorrente,  $T_{Q,s}$  é sempre maior que  $T_{F,s}$ . Porém, esta restrição não existe no caso dos permutadores em contracorrente, uma vez que  $T_{Q,s}$  “contacta” com  $T_{F,e}$  (que é menor que  $T_{F,s}$ ) e  $T_{F,s}$  “contacta” com  $T_{Q,e}$  (que é maior que  $T_{Q,s}$ ).

Para caracterizar a troca energética, resta calcular a potência calorífica trocada entre os dois caudais ( $\dot{Q}$ ):

$$\dot{Q} = \dot{C}_Q \cdot (T_{Q,e} - T_{Q,s}) = \dot{C}_F \cdot (T_{F,s} - T_{F,e}) \quad (C.3)$$

Dimensionar um permutador no sentido de se obterem os valores pretendidos para as variáveis anteriores envolve a determinação de  $UA$ , que é o produto entre o coeficiente de transferência de calor global ( $U$ ) e a área de permuta ( $A$ ). Normalmente, para a definição de  $U$ , usa-se como referência a área exterior da superfície de transferência de calor.

Para o dimensionamento do permutador, em primeiro lugar, importa distinguir qual dos dois caudais (o mais quente ou o mais frio) tem a menor taxa de capacidade térmica ( $\dot{C}_{\min}$ ) e qual tem a maior ( $\dot{C}_{\max}$ ). O caudal de  $\dot{C}_{\min}$ , ao ter menor taxa de capacidade térmica, sofre uma maior variação da sua temperatura que o caudal de  $\dot{C}_{\max}$  para a mesma potência  $\dot{Q}$  trocada.

Em segundo lugar, define-se a eficiência de um permutador de calor ( $\varepsilon$ ) como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_{\min} \cdot (T_{Q,e} - T_{F,e})} \quad (C.4)$$

$\varepsilon$  compara  $\dot{Q}$  com a potência calorífica máxima que seria possível transferir entre os dois caudais. Esta última potência seria atingida se o caudal de menor taxa de capacidade térmica ( $\dot{C}_{\min}$ ) variasse a sua temperatura de  $T_{Q,e}$  (entrada do fluido mais quente) a  $T_{F,e}$  (entrada do fluido mais frio), ou então de  $T_{F,e}$  a  $T_{Q,e}$  se o fluido estiver a ser aquecido. Faz-se com que  $\varepsilon$  seja o valor pretendido ajustando-se o chamado “número de unidades de transferência” ( $NTU$ , *number of transfer units*), que por sua vez depende de  $UA$  e de  $\dot{C}_{\min}$  por:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{\min}} \quad (C.5)$$

Também importa definir a razão de capacidade térmica ( $C_r$ ):

$$C_r = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} \quad (C.6)$$

Para calcular  $\varepsilon$  a partir de  $NTU$  e de  $C_r$ , no caso da configuração em equicorrente, aplica-se:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (C.7)$$

No caso da configuração em contracorrente (Equação C.8), aplica-se uma expressão se  $C_r < 1$  e outra se  $C_r = 1$ , sendo a última o limite da primeira quando  $C_r$  tende para 1:

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NTU \cdot (1 - C_r)]} & C_r < 1 \\ \frac{NTU}{NTU + 1} & C_r = 1 \end{cases} \quad (C.8)$$

Porém, no âmbito do dimensionamento de permutadores, é mais usual pretender-se calcular  $NTU$  a partir de  $\varepsilon$ , o que pode ser feito pela Equação C.9 (equicorrente) ou pela Equação C.10 (contracorrente), que resultam de resolver as Equações C.7 e C.8 em ordem a  $NTU$ :

$$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon \cdot (1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (C.9)$$

$$NTU = \begin{cases} -\frac{1}{1 - C_r} \ln\left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon \cdot C_r}\right) & C_r < 1 \\ \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} & C_r = 1 \end{cases} \quad (C.10)$$

Para iguais valores de  $C_r$  e  $NTU$ , os permutadores em contracorrente atingem maiores eficiências que os permutadores em equicorrente exceto se  $C_r = 0$ , caso em que os valores de  $\varepsilon$  de ambas as configurações são iguais. Em adição, a eficiência dos permutadores diminui com  $C_r$  mas aumenta com  $NTU$ . Para além disso, fazendo  $NTU \rightarrow \infty$ , enquanto a eficiência dos permutadores em contracorrente tende para 1, a eficiência dos permutadores em equicorrente está limitada a:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + C_r} \quad (C.11)$$

Resta apenas abordar o aquecimento e o arrefecimento de um caudal por troca de calor com um meio a temperatura constante. Este meio pode ser, por exemplo, um material ou caudal a sofrer mudança de fase, um corpo de elevada capacidade térmica ou um caudal de elevada taxa de capacidade térmica. Na Figura C.2, representa-se um caudal de taxa de capacidade térmica  $\dot{C}$ . Este caudal varia a sua temperatura de  $T_e$  (entrada) a  $T_s$  (saída), através da troca de calor com um caudal à temperatura  $T_c$  constante.

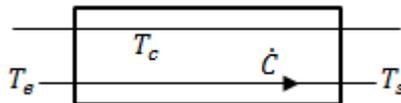


Figura C.2 – Troca de calor com meio a temperatura constante.

A taxa de capacidade térmica  $\dot{C}$  é definida como:

$$\dot{C} = \dot{m} \cdot c \quad (C.12)$$

Na Equação C.12,  $\dot{m}$  é o caudal mássico e  $c$  é o calor específico (no caso de um gás, seria usado o calor específico a pressão constante) do fluido que varia a sua temperatura.

Para caracterizar a troca energética, resta calcular  $\dot{Q}$  por:

$$\dot{Q} = \dot{C} \cdot |T_s - T_e| \quad (\text{C.13})$$

Para o dimensionamento de permutadores neste caso, podem-se usar as definições de  $\varepsilon$  e  $NTU$  referidas anteriormente, bem como as relações entre  $\varepsilon$  e  $NTU$  para qualquer configuração (incluindo as que não foram abordadas), simplesmente fazendo  $\dot{C}_{\min} = \dot{C}$ ,  $\dot{C}_{\max} \rightarrow \infty$  e, por consequência,  $C_r = 0$ . Quanto às temperaturas, usa-se  $T_{Q,e} = T_{Q,s} = T_c$ ,  $T_{F,e} = T_e$  e  $T_{F,s} = T_s$  no caso de aquecimento do caudal  $\dot{C}$  e  $T_{Q,e} = T_e$ ,  $T_{Q,s} = T_s$  e  $T_{F,e} = T_{F,s} = T_c$  no caso de arrefecimento.

A eficiência do permutador ( $\varepsilon$ ) é definida por:

$$\varepsilon = \frac{T_s - T_e}{T_c - T_e} \quad (\text{C.14})$$

A Equação C.14 é válida quer para aquecimento quer para arrefecimento. Com efeito:

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\dot{Q}}{\dot{C} \cdot (T_c - T_e)} = \frac{\dot{C} \cdot |T_s - T_e|}{\dot{C} \cdot (T_c - T_e)} = \frac{\dot{C} \cdot (T_s - T_e)}{\dot{C} \cdot (T_c - T_e)} = \frac{T_s - T_e}{T_c - T_e} & T_s > T_e \\ \frac{\dot{Q}}{\dot{C} \cdot (T_e - T_c)} = \frac{\dot{C} \cdot |T_s - T_e|}{\dot{C} \cdot (T_e - T_c)} = \frac{\dot{C} \cdot (T_e - T_s)}{\dot{C} \cdot (T_e - T_c)} = \frac{T_s - T_e}{T_c - T_e} & T_s < T_e \end{cases} \quad (\text{C.15})$$

$NTU$  é definido por:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}} \quad (\text{C.16})$$

Por fim, a relação entre  $NTU$  e  $\varepsilon$  é dada pelas equações seguintes:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (\text{C.17})$$

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (\text{C.18})$$

## Anexo D – Valores utilizados por omissão nas simulações

Por omissão, nas simulações realizadas ao longo da dissertação, utilizaram-se os valores apresentados nas Tabelas D.1 a D.4 para as variáveis de entrada do modelo. Indicam-se também as referências em que se baseou a escolha desses valores. Apenas  $\Delta T_{pré}$  não possui um valor por omissão, tendo sido ajustado de modo a se suprir o consumo de frio da vacaria modelo ( $f_{c_{frio}} = 1$ ).

**Tabela D.1 – Valores utilizados por omissão para as variáveis de entrada introduzidas na secção 4.2 (pré-aquecimento)**

Variável	Valor	Referência
$N_v$	260	-----
$\dot{v}_{res}$	22,70 m <sup>3</sup> /ano	Tabela 2.4
$\rho_{res}$	Igual a $\rho_{água}$	-----
$MS$	0,07	[66]
$MS_{máx}$	0,10	[2]
$\Delta T_{pré}$	-----	$f_{c_{frio}} = 1$
$T_{amb}$	10°C	[65]
$c_{res}$	Igual a $c_{água}$	-----

**Tabela D.2 – Valores utilizados por omissão para as variáveis de entrada introduzidas na secção 4.3 (digestor)**

Variável	Valor	Referência
$p_{bio,r}$	1 atm	Condições PTN
$T_{bio,r}$	0°C	Condições PTN
$x_{CH4}$	0,7273	[66]
$k_{DA}$	0,33/dia	[66]
$TRH$	20 dias	[66]
$SV$	0,81	[66]
$B_{0,bio}$	0,11 m <sup>3</sup> /kg	[66]
$\Delta T_D$	45°C	-----
$T_{OC,s}$	90°C	-----
$T_{dig}$	33°C	[66]
$f_{R,env}$	0,05	-----
$\dot{w}_{dig}$	5,5 W/m <sup>3</sup>	[30]
$u_{ven}$	15 km/h	[65]
$TRB$	0,5 dias	[61]
$\theta$	0,5	[35, 61]
$\delta_D$	1 mm	-----
$u_{D,p}$	1,5 m/s	-----

**Tabela D.3 – Valores utilizados por omissão para as variáveis de entrada introduzidas na secção 4.4 (ciclo frigorífico)**

Variável	Valor	Referência
$\Delta T_{A,G}$	7°C	-----
$COP_{CV}$	2,2	Subsecção 2.4.1
$a_{A,1}$	21,6 kW	[67]
$a_{A,2}$	24,3 kW	[67]
$\Delta T_{A,ger}$	10°C	-----
$\Delta T_{F,con}$	5°C	-----
$\Delta T_{F,eva}$	5°C	-----
$T_{F,con}$	40°C	-----
$T_{lei}$	3,5°C	[69]
$f_{F,P}$	1	-----
$\Delta T_{F,H,dis}$	5°C	-----

**Tabela D.4 – Valores utilizados por omissão para as variáveis de entrada introduzidas na secção 4.5 (motor de ciclo Otto e caldeira)**

Variável	Valor	Referência
$\eta_{ter,O,r}$	0,50	[40]
$\eta_{ele,O,r}$	0,335	[40]
$a_{ter,O}$	0,70%/°C	[43]*
$a_{ele,O}$	-0,51%/°C	[43]*
$T_{O,r}$	15°C	[43]*
$f_{bio,OC}$	1	-----
$f_{oc,O}$	1	-----
$\eta_{C,r}$	0,80	-----
$a_C$	Igual a $a_{ter,O}$	-----
$T_{C,r}$	Igual a $T_{O,r}$	-----
$\Delta T_{cal}$	5°C	-----

\*Apesar de estes valores se referirem a microturbinas, foram considerados aplicáveis ao motor de ciclo Otto (ver secção 3.2).