

ADRIÁN MUIÑO MALLADA

**COXERACIÓN DUN SISTEMA GASIFICADOR NUN
INVERNADOIRO**

TESIS

BRAGANÇA 2020

ADRIÁN MUIÑO MALLADA

**COXERACIÓN DUN SISTEMA GASIFICADOR NUN
INVERNADOIRO**

Traballo realizado no programa de Dobre Titulación entre a Universidade de A Coruña e o Instituto Politécnico de Bragança, como requisito para a obtención do título de Mestrado en Energías Renovaveis e Mestrado en Eficiencia e Aproveitamento Enerxético.

Orientador: Luís Frölen Ribeiro
Co – orientador: José Luis Calvo Rolle

BRAGANÇA 2020

AGRADECEMENTOS

Agradezo ao meu coordinador, o profesor Luís Frólén Ribeiro, pola confianza depositada en mi, pola súa paciencia e dispoñibilidade para axudarme a resolver calquera problema.

Agradezo á miña familia pola súa confianza total en min. En especial aos meus pais, Esther e Jesús, por todos os seus esforzos e sacrificios para poder brindarme a oportunidade de recibir unha educación académica como esta.

Agradezo aos meus amigos polo apoio anímico incondicional en todo momento, axudándome a ver sempre o lado positivo das cousas.

Agradezo en especial á miña noiva Bianca, por axudarme a buscar unha meta e servir de faro durante o camiño.

RESUMO

O sistema estudado está composto pelo gasificador Downdraft, um permutador de ar que refrigera o gás produzido de 400 a 40° C, um filtro de serrín (considerado adiabático o processo de filtrado) e um motor de quatro tempos de uma motocicleta Honda CG – 125 Titan. O estudo parte do balanço energético realizado por uma colega do Instituto Politécnico de Bragança [21], onde se obtinha para este sistema uma eficiência energética global de 22%. A energia mecânica final entregue pelo motor estimou-se entre 6,30 e 7,49 kW, enquanto que as perdas térmicas supunham entre 24,5 e 28,08 kW, dependendo da qualidade do gás produzido.

Atendendo a estes dados, propôs-se como finalidade do projecto maximizar a eficiência do sistema. A ideia proposta foi a de realizar uma análise preliminar da possibilidade de aproveitar as perdas térmicas da estufa num sistema de calefação para uma estufa. A estufa proposta, de uma extensão de 300 m², está localizado na província da Corunha, com um clima atlântico que não permite o desenvolvimento de espécies estivais durante os meses frios do ano. Estudam-se os parâmetros climáticos da localização para o posterior estudo das necessidades de calefação da estufa. Para uma temperatura média de 20° C durante o dia requerem-se 20,58 kW durante 10 horas diárias, é dizer, requer uma chegada diária de energia térmica de 246,96 kWh. Para manter uma temperatura de 15° C durante a noite a estufa demanda uma potência térmica de 10,54 kW durante as 14 horas restantes, é dizer, uma chegada térmica diário de 126,48 kWh.

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, o calor perdido pelo gasificador será ganho pelo ar circundante, que será o ar interior da estufa se o gasificador for instalado dentro da estufa. Esta instalação interna implica a descarga dos gases de escape do motor para a estufa, pelo que a sua composição terá de ser estudada. A análise dos gases de combustão é especialmente centrada no CO₂, para avaliar se é uma medida benéfica (fertilização carbónica) ou se, pelo contrário, excede os valores máximos de concentração para a cultura, resultando em danos para a cultura. A estimativa feita, ignorando a assimilação de CO₂ das plantas, quantifica em 1303,39 - 1534,23 ppm a concentração de CO₂ no interior para uma operação entre 12,947 e 15,24 h. Para além do calor, obtém-se uma potência eléctrica de 5,31 - 6,27 kW durante o funcionamento do motor, dependendo do PCI do gás de síntese. Para as horas de funcionamento estabelecidas, o grupo xerator (motor - alternador) deve ser capaz de produzir 80,92 - 81,17 kWh de energia eléctrica para auto-consumo no local de produção, ou pode ser vendido na rede eléctrica com uma retribuição económica.

ABSTRACT

The system studied is composed of the Downdraft gasifier, an air exchanger that cools the gas produced from 400 to 40°C, a sawdust filter (the filtering process is considered adiabatic) and a four-stroke engine of a Honda CG - 125 Titan motorbike. The study is based on the energy balance carried out by a colleague from the Polytechnic Institute of Bragança (Camila Fonseca Chaves), where an overall energy efficiency of 22% was obtained for this system. The final mechanical energy delivered by the engine was estimated at between 6.30 and 7.49 kW, while thermal losses were between 24.5 and 28.08 kW, depending on the quality of the gas produced.

Based on these data, the aim of the project was to maximise the efficiency of the system. The idea proposed was to carry out a preliminary analysis of the possibility of taking advantage of the thermal losses of the greenhouse in a greenhouse heating system. The proposed greenhouse, with an extension of 300 m², is located in the province of A Coruña, with an Atlantic climate that does not allow the development of summer species during the cold months of the year. The climatic parameters of the location are being studied for the subsequent study of the heating needs of the greenhouse. For an average temperature of 20°C during the day, 20.58 kW are required for 10 hours a day, that is, a daily input of thermal energy of 246.96 kWh is required. To maintain a temperature of 15°C at night, the greenhouse requires a thermal power of 10.54 kW for the remaining 14 hours, i.e. a daily thermal input of 126.48 kWh.

According to the first law of thermodynamics, the heat lost by the gasifier will be gained by the surrounding air, which will be the interior air of the greenhouse if the gasifier is installed inside the greenhouse. This internal installation involves the discharge of engine exhaust gases into the greenhouse, so its composition must be studied. The analysis of the combustion gases focuses particularly on CO₂, to assess whether it is a beneficial measure (carbonic fertilisation) or whether it exceeds the maximum concentration values for the crop, resulting in damage to the crop. The estimate made, ignoring the CO₂ assimilation of the plants, quantifies the concentration of CO₂ inside the plant at 1303.39 - 1534.23 ppm for an operation of between 12.947 and 15.24 hours. In addition to the heat, an electrical power of 5.31 - 6.27 kW is obtained during the operation of the engine, depending on the PCI of the synthesis gas. For the established operating hours, the generator group (engine - alternator) should be able to produce 80.92 - 81.17 kWh of electrical energy for self-consumption at the production site or it can be sold on the electricity grid for an economic fee.

RESUMEN

El sistema estudiado está compuesto por el gasificador *Downdraft*, un intercambiador de aire que refrigera el gas producido de 400 a 40°C, un filtro de serrín (considerado adiabático el proceso de filtrado) y un motor de cuatro tiempos de una motocicleta Honda CG – 125 Titan. El estudio parte del balance energético realizado por una compañera del Instituto Politécnico de Bragança (Camila Fonseca Chaves), donde se obtenía para este sistema una eficiencia energética global del 22%. La energía mecánica final entregada por el motor se estimó entre 6,30 y 7,49 kW, mientras que las pérdidas térmicas suponían entre 24,5 y 28,08 kW, dependiendo de la calidad del gas producido.

Atendiendo a estos datos, se propuso como finalidad del proyecto maximizar la eficiencia del sistema. La idea propuesta fue la de realizar un análisis preliminar de la posibilidad de aprovechar las pérdidas térmicas del invernadero en un sistema de calefacción para un invernadero. El invernadero propuesto, de una extensión de 300 m², está localizado en la provincia de A Coruña, con un clima atlántico que no permite el desarrollo de especies estivales durante los meses fríos del año. Se estudian los parámetros climáticos de la localización para el posterior estudio de las necesidades de calefacción del invernadero. Para una temperatura media de 20°C durante el día se requieren 20,58 kW durante 10 horas diarias, es decir, requiere un aporte diario de energía térmica de 246,96 kWh. Para mantener una temperatura de 15°C durante la noche el invernadero demanda una potencia térmica de 10,54 kW durante las 14 horas restantes, es decir, un aporte térmico diario de 126,48 kWh.

Según la primera ley de la termodinámica, el calor perdido por el gasificador será ganado por el aire del entorno, que será el aire interior del invernadero en caso de instalar el gasificador dentro del invernadero. Esta instalación interna supone la vertida de los gases de escape del motor al interior del invernadero, por lo que deberá estudiarse su composición. El análisis de los gases de combustión se centra especialmente en el CO₂, para valorar si supone una medida beneficiosa (fertilización carbónica) o si por el contrario supera los valores máximos de concentración para el cultivo, resultando dañino para el cultivo. La estimación realizada, ignorando la asimilación de CO₂ de las plantas, cuantifica en 1303,39 – 1534,23 ppm la concentración de CO₂ interior para un funcionamiento de entre 12,947 y 15,24 h. Además del calor, se obtiene una potencia eléctrica durante el funcionamiento del motor de 5,31 – 6,27 kW, dependiendo del PCI del gas de síntesis. Para las horas de funcionamiento establecidas se estima que el grupo generador (motor – alternador) puede producir 80,92 – 81,17 kWh de energía eléctrica para autoconsumo en la localidad de producción o puede ser vendida a la red eléctrica recibiendo una retribución económica.

ÍNDICE DE CONTIDOS

CAPÍTULO 1 – INTRODUCCIÓN	1
1.1 – ORGANIZACIÓN DO TEXTO	2
CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS E ESTADO DA ARTE.....	3
2.1 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	3
2.1.1 - Condicións climáticas e importancia para o cultivo.	3
2.1.2 – Invernadoiro.....	8
2.1.3 – Biomasa.....	11
2.1.4 - Gasificación.....	12
2.1.5. Motor de combustión alimentado con GG.....	13
2.1.6 - Coxeración (Gasificador – MCI – Invernadoiro).....	14
2.2 – ESTADO DA ARTE	14
CAPÍTULO 3 – MATERIAIS E MÉTODOS	17
3.1. BALANCE ENERXÉTICO DO GASIFICADOR.....	17
3.1.1. Balance de Enerxía do Gasificador.....	18
3.1.2 – Balance de Enerxía do Permutador	20
3.1.3 – Balance Enerxético do Motor	22
3.1.4 – Balance Enerxético Global	23
3.2. CARACTERÍSTICAS DO INVERNADOIRO	24
3.3. BALANCE ENERXÉTICO DO INVERNADOIRO.....	28
3.3.1 – Radiación neta, R_n	29
3.3.2 – Calor perdido por Condución – Convección	32
3.3.3 – Calor Sensible e Calor Perdido por Renovación do Aire, Q_{ren} :.....	34
3.3.4 – Calor latente consumido na evapotranspiración das plantas e o solo, Q_{evp}	37
3.3.5 – Fluxo de calor perdido por condución a través do solo, Q_{solo}	38
3.3.6 – Enerxía calorífica que é necesario aportar (Q_{cal}) ou eliminar (Q_{ref}) do invernadoiro, Q_{cli}	39
3.4. ANÁLISE CLIMÁTICO DA LOCALIZACIÓN SELECCIONADA PARA O INVERNADOIRO	39
3.5. ANÁLISE DA COMBUSTIÓN E CÁLCULO DOS GASES DE ESCAPE	45
3.6. XERACIÓN DO MOTOR.....	47
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSIÓN.....	49
4.1 - CONSIDERACIÓN PARA O BALANCE ENERXÉTICO DO INVERNADOIRO	49
4.2. RESULTADOS	52
4.2.1 – Resultados do Balance Enerxético do Invernadoiro:	52
4.2.2 – Resultados do Análise de Combustión	53
4.2.3 – Resultados de xeración enerxética do motor de combustión	56
4.3. VALORACIÓN DOS RESULTADOS	59
4.3.1 – Análise da composición do aire interior vertendo gases de escape	59

4.3.2 – Análise de Eficiencia Enerxética Global.....	60
CAPÍTULO 5 – CONCLUSIÓN E TRABALLOS FUTUROS.....	62
5.1. CONCLUSIÓN.....	62
5.2. TRABALLOS FUTUROS.....	63
BIBLIOGRAFIA.....	65

ÍNDICE DE TÁBOAS

TÁBOA 1: CONDICIÓN CLIMÁTICAS DE CULTIVO DALGUNHAS ESPECIES	5
TÁBOA 2: DEMOSTRACIÓN DA IMPORTANCIA DA DISPOSICIÓN CONSTRUTIVA DUN INVERNADOIRO	9
TÁBOA 3: PORCENTAXE DE POTENCIAS DE SAÍDA DUN MOTOR GASOLINA	18
TÁBOA 4: PROPIEDADES E RELACIÓN VOLUMÉTRICA DE SYNGAS. FONTE: [21].	18
TÁBOA 5: PROPIEDADES E CAUDAL MÁSIKO DA BIOMASA DE EUCALIPTO DE ENTRADA NO SISTEMA. FONTE: [21].	19
TÁBOA 6: COMPOSICIÓN DA BIOMASA DE EUCALIPTO E VOLUME DE AIRE ESTEQUIOMÉTRICO PARA A COMBUSTIÓN. FONTE: [21].	19
TÁBOA 7: PROPIEDADES E CAUDAL MÁSIKO DO AIRE DE ENTRADA. FONTE: [21].	20
TÁBOA 8: PROPIEDADES E POTENCIA TÉRMICA DO AIRE NO GASIFICADOR. FONTE: [21].	20
TÁBOA 9: BALANCE ENERXÉTICO DO GASIFICADOR. FONTE: [21].	20
TÁBOA 10: COMPOÑENTES GASOSOS E PORCENTAXE VOLUMÉTRICA E MÁSIKA NO SYNGAS. FONTE: [21].	21
TÁBOA 11: PROPIEDADES DOS GASES QUE COMPOÑEN O SYNGAS A 673K. FONTE: [21].	22
TÁBOA 12: PROPIEDADES E RESULTADOS DO CAUDAL MÁSIKO DE SYNGAS. FONTE: [21].	22
TÁBOA 13: PERDA DE POTENCIA TÉRMICA NO PERMUTADOR DE AIRE. FONTE: [21].	22
TÁBOA 14: BALANCE ENERXÉTICO DO MOTOR. FONTE: [21].	23
TÁBOA 15: CLASIFICACIÓN DE PERDAS TÉRMICAS NO SISTEMA GASIFICADOR	23
TÁBOA 16: PROPIEDADES DO POLICARBONATO COMO MATERIAL DE CUBIERTA PARA O CÁLCULO DO BALANCE ENERXÉTICO DO INVERNADOIRO. FONTE [73,74]	25
TÁBOA 17: DIMENSIÓN E PROPIEDADES DO INVERNADOIRO OBXECTO	26
TÁBOA 18: PROPIEDADES RELATIVAS AO CÁLCULO DO BALANCE ENERXÉTICO DE VARIOS MATERIAIS DE CUBERTA PARA INVERNADOIROS	30
TÁBOA 19: COEFICIENTES DE ABSORCIÓN DAS PLANTAS PARA A RADIACIÓN TÉRMICA E SOLAR EN FUNCIÓN DO ÍNDICE DE ÁREA FOLIAR (LAI). FONTE: [35].	31
TÁBOA 20: VALORES DE ALBEDO PARA DIFERENTES SUPERFICIES DE SOLO. FONTE: [36].	32
TÁBOA 21: CONDUTIVIDADE TÉRMICA DALGÚNS MATERIAIS DE CUBERTA, λ C. FONTE: ^A [40]; ^B [41].	33
TÁBOA 22: FÓRMULAS EMPÍRICAS PARA O CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EXTERIOR. FONTE: ^A [42]; ^B [43]; ^C [44]	33
TÁBOA 23: TAXAS DE RENOVACIÓN DE AIRE POR INFILTRACIÓN A TRAVÉS DA ESTRUCTURA DO INVERNADOIRO. FONTE: [49]	35
TÁBOA 24: VALORES DO COEFICIENTE DE EFECTO EÓLICO. FONTE: ^A [51]; ^B [52]; ^C [53]; ^D [54]; ^E [55]	36
TÁBOA 25: VALORES DO COEFICIENTE ADIMENSIONAL DE CAIDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DAS XANELAS. FONTE: ^A [57], ^B [58]; ^C [59].	37
TÁBOA 26: VALORES DOS COEFICIENTES DE CULTIVO PARA O ESTADO INICIAL, MEDIO E FINAL DO CICLO VITAL DALGUNHAS ESPECIES. FONTE: [65]	38
TÁBOA 27: VALORES DOS COEFICIENTES DO CULTIVO DE TOMATE SEGUNDO A FAO E UTMACH.	38
TÁBOA 28: COEFICIENTE DE CONDUTIVIDADE TÉRMICA DALGÚNS TIPOS DE SOLO	39
TÁBOA 29: PÁRAMETROS DE LOCALIZACIÓN DA ESTACIÓN METEOROLÓXICA ESTUDADA E PERÍODO DE DATOS ESCOLLIDO.	39
TÁBOA 30: DATOS CLIMÁTICOS DO FICHEIRO CLIMÁTICO DA LOCALIZACIÓN OBXECTO.	40
TÁBOA 31: VALORES MEDIOS DOS DATOS CLIMÁTICOS ESTUDADOS PARA A LOCALIZACIÓN OBXECTO.	40
TÁBOA 32: DATOS DE IRRADIANCIA PARA A ÁREA DE A CORUÑA. FONTE: AEMET	42

TÁBOA 33: PERFIL HORARIO DE IRRADIANCIA PARA OS MESES PERTENCENTES AO PERÍODO FRÍO NA LOCALIZACIÓN OBXECTO. FONTE: PVGIS	43
TÁBOA 34: PERFIL HORARIO DE TEMPERATURA PARA OS MESES PERTENCENTES AO PERÍODO FRÍO NA LOCALIZACIÓN OBXECTO. FONTE: PVGIS	44
TÁBOA 35: COMPOSICIÓN E PROPIEDADES DO SYNGAS SECO PRODUCIDO POLO GASIFICADOR. FONTE [21].	45
TÁBOA 36: CAUDAL MÁSIKO, VOLUMÉTRICO E DENSIDADE DO SYNGAS. FONTE [21].	46
TÁBOA 37: PARÁMETROS CALCULADOS PARA A REALIZACIÓN DO BALANCE ENERXÉTICO DO INVERNADOIRO OBXECTO.	51
TÁBOA 38: RESULTADOS DO BALANCE ENERXÉTICO DO INVERNADOIRO DURANTE AS HORAS NOCTURNAS E DIURNAS.	53
TÁBOA 39: COMPOÑENTES E CAUDAIS MÁSIKOS E VOLUMÉTRICOS DOS GASES DE ESCAPE.	56
TÁBOA 40: DENSIDADE E CAUDAIS MÁSIKO E VOLUMÉTRICO GLOBAL DOS GASES DE ESCAPE.	56
TÁBOA 41: CLASIFICACIÓN E COMPUTO TOTAL DAS PERDAS ENERXÉTICAS DO SISTEMA GASIFICADOR INICIAL.	56
TÁBOA 42: BALANCE E COMPARATIVA DA ENERXÍA PRODUCIDA FRONTE A ENERXÍA DEMANDADA POLO INVERNADOIRO PARA CALEFACIÓK.	58
TÁBOA 43: PARÁMETROS DE PRODUCIÓK DO MOTOR FUNCIONANDO CÓ SYNGAS PRODUCIDO NO GASIFICADOR.	58
TÁBOA 44: EFICIENCIA GLOBAL DA INSTALACIÓK CONXUNTA DO SISTEMA DE CALEFACIÓK E PRODUCIÓK ELÉCTRICA PROPOSTO.	61

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: ESQUEMA DO BALANCE ENERXÉTICO DO SISTEMA GASIFICADOR.	17
FIGURA 2: VOLUME DE CONTROL DA ANÁLISE ENERXÉTICA DO GASIFICADOR.	18
FIGURA 3: VOLUME DE CONTROL PARA O ANÁLISE ENERXÉTICO DO PERMUTADOR.	21
FIGURA 4: VOLUME DE CONTROL PARA O BALANCE ENERXÉTICO DO MOTOR.	23
FIGURA 5: DIAGRAMA DE SANKEY PARA O BALANCE ENERXÉTICO DO SISTEMA GASIFICADOR.	24
NA FIGURA 6 OBSERVASE UN ESQUEMA DO INVERNADOIRO PROPOSTO:	26
FIGURA 7: DIMENSIÓNS E FORMA DO INVERNADOIRO OBXECTO.	26
FIGURA 8: VOLUME DE CONTROL E FLUXOS PARA O BALANCE ENERXÉTICO DO INVERNADOIRO.	29
FIGURA 9: COMPORTAMENTO DO INVERNADOIRO E CULTIVO FRONTE A RADIACIÓN SOLAR.	31
FIGURA 10: NÚMERO MEDIO ANUAL DE HORAS DE SOL.	41
FIGURA 11: DATOS MENSUAIS DE IRRADIANCIA DIRECTA E DIFUSA NA LOCALIDADE DE A CORUÑA.	42
FIGURA 12: DATOS MENSUAIS DE IRRADIANCIA GLOBAL NA LOCALIDADE DE A CORUÑA.	42
FIGURA 13: DENSIDADE DO AIRE HÚMIDA PARA H.R DE 80% E PRESIÓN DE 1 ATM.	52

CAPÍTULO 1 – INTRODUCCIÓN

A biomasa é a principal fonte de enerxía renovable e a que maior independencia outorga, pola ampla dispoñibilidade que existe en zonas rurais. A gasificación da biomasa para producir enerxía é unha técnica antiga e plenamente establecida, que permite descentralizar a produción enerxética ás zonas con maior dificultade de acceso á rede eléctrica ou combustibles fósiles tradicionais. O principal problema desta tecnoloxía é a baixa rendibilidade dos sistemas gasificadores, en parte debido a escaseza de inversión en investigación e desenvolvemento das tecnoloxías de pequena escala funcionando con biomasa. [5]

A coxeración é o proceso de aproveitamento do calor producido durante o proceso de xeración mecánica ou eléctrica. No caso dos gasificadores, as perdas térmicas son moi cuantiosas debido as temperaturas alcanzadas na chimenea, superando en algúns casos os 1000 °C. A gasificación pode ser aplicada para a totalidade de sistemas tradicionais de xeración mecánica como os motores e as turbinas, o principal problema é a adecuación do gas para substituír o combustible de deseño.

Respecto a adecuación do sistema gasificador có sistema de xeración mecánica, establécese como óptima para unha instalación a pequena escala a combinación dos gasificadores de tipo *Downdraft* con motores de combustión interna. Isto é así pola limpeza do gas de síntese producido nos gasificadores deste tipo, sumado a maior adaptabilidade do motor, sendo menos esixente cós parámetros de impurezas que as turbinas.

Co obxectivo de maximizar a eficiencia, propónse o aproveitamento coxenerativo das perdas térmicas do gasificador como sistema de calefacción dun invernadoiro. As perdas do gasificador son convectivas, cedendo o calor directamente o aire do entorno, isto permite que a mera instalación do sistema no interior do invernadoiro o quente.

A calefacción debe ser adecuada aos requirimentos enerxéticos do invernadoiro. Por isto a liña de estudo foi a de estudar os parámetros que condicionan o clima interior do invernadoiro, recadar os datos climáticos da localización do invernadoiro e establecer así as necesidades de calefacción para o desenvolvemento dun cultivo. Estableceuse un rango de temperaturas xenérico que é válido para a maioría de especies estivais, de 20 °C durante o día e 15 °C durante a noite, considerando a duración do período diúrno de 10h e o nocturno de 14h. A continuación estableceuse os parámetros de coordinación satisfactoria do gasificador e o invernadoiro, resultando un exceso de potencia que permite cubrir a demanda térmica nos días máis fríos ou as condicións extremas non previstas.

Os subprodutos considerados son a enerxía eléctrica que pode ser vertida a rede obtendo unha retribución económica e o dióxido de carbono que aportan os gases de combustión do motor instalado. Ambos subprodutos son estudados e cuantificados. Isto permite considerar o sistema instalado como unha

coxeración de emisións negativas, pois ao utilizar biomasa a emisión é neutra, máis neste caso o cultivo absorbe parte do CO₂ producido.

É de vital importancia o desenvolvemento de tecnoloxías a pequena escala que permitan reducir os custos de transporte e as emisións derivadas disto. Isto aplícase non só as materias primas de produción enerxética, senón tamén aos produtos que poden producirse a nivel local en vez de ser importados.

En este caso, o invernadoiro permite o consumo local de especies estivais nun clima que non posibilita o seu cultivo. A maioría das hortalizas deste tipo son importadas dende a zona mediterránea, a máis de 1000 km. Isto provoca a contaminación derivada do transporte, o uso de substancias químicas contaminantes que aumenten o tempo de vida das hortalizas e a sobre - explotación dunhas zonas fronte o desaproveitamento doutras, o que ten unha repercusión económica ao reducir os postos de traballo locais e a dependencia exterior.

1.1 – ORGANIZACIÓN DO TEXTO

O traballo divídese en 5 capítulos.

O primeiro capítulo contén unha breve introdución e o encadramento e xustificación dos obxectivos propostos.

O segundo capítulo consiste no estado da arte das tecnoloxías utilizadas e proxectos similares, o que permite contextualizar este documento e ollalo coa perspectiva adecuada. Neste capítulo recóllese información básica para o entendemento dos parámetros de funcionamento dun invernadoiro con sistema de calefacción.

No terceiro capítulo preséntanse os materiais utilizados para a realización do traballo. Foi un traballo práctico, polo que os materiais utilizados son os resultados do balance enerxético do gasificador, os datos climáticos estudados e a forma de interpretalos, o método de cálculo utilizado para o análise enerxético do invernadoiro e as consideracións teóricas que apoian a coxeración e o beneficio do CO₂ como fertilizante do cultivo.

No cuarto capítulo recóllense todos os resultados obtidos para o balance enerxético do invernadoiro e a necesidade de potencia do sistema de calefacción, así como o cálculo das horas de funcionamento requiridas. Calcúlase tamén a concentración de CO₂ na atmosfera interior do invernadoiro en función dos gases de escape da combustión do motor. Realízase unha valoración da produción enerxética do motor e da produción térmica para calefacción, establecendo a eficiencia enerxética da coxeración.

Por último, o quinto capítulo contén a conclusión extraída dos resultados obtidos neste traballo e algunhas propostas de traballos futuros.

CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS E ESTADO DA ARTE

2.1 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1.1 - Condicións climáticas e importancia para o cultivo.

En primeira instancia e de gran importancia estudar as características do clima local co fin de coñecer os factores favorables e desfavorables para o cultivo, así como para realizar un deseño adecuado das instalacións auxiliares (sistemas de calefacción, ventilación, refrixeración...). Denomínase clima espontáneo ao producido sen intervención humana, e dicir, o balance enerxético natural sen instalacións ou equipos que aporten ou extraian enerxía do mesmo.

Para coñecer o clima local deben establecerse as variables climáticas que inflúen no clima, que servirán para prever e interpretar as respostas do cultivo nas súas diferentes fases de desenrolo e facer concordar así as necesidades das plantas cós réximes de funcionamento das instalacións. O grado de control e eficiencia do invernadoiro dependerá do número de variables climáticas que sexan consideradas, sendo ambos aspectos directamente proporcionais. As variables climáticas máis importantes son [1]:

2.1.1.1 - Radiación solar

O nivel da intensidade de radiación solar total exterior ao longo do ano é un factor fundamental sobre o que inflúen a orientación da estrutura, o número de cubertas instaladas, o material de cuberta e outros moitos factores.

Compre explicar algúns conceptos asociados a radiación solar para entender mellor os datos que serán utilizados para os cálculos enerxéticos:

- Irradiancia: Densidade de potencia da radiación incidente sobre una superficie, isto é, o cociente entre o fluxo radiante incidente sobre a superficie e o área desa superficie, en W/m^2 . É dicir, é a **potencia** dispoñible de enerxía solar.
- Radiación: Enerxía incidente por unidade de área dunha superficie, obtida mediante a integración da irradiancia durante un intervalo de tempo dado, normalmente un día ou unha hora, en MJ/m^2 o J/m^2 . É dicir, a **enerxía** recibida do sol.
- A radiación recibida pode provir directamente do sol (Radiación Solar Directa) ou da reflexión do ceo e nubes (Radiación Solar Difusa). Para ceos despexados, predomina a radiación directa, mentres que para días con nubes case toda a radiación recibida é difusa. Por isto, no período estival acostuma ser moito maior a radiación directa sobre a difusa, mentres que nos meses de inverno ocorre o contrario. A suma de ambas formas de radiación chámase Radiación Solar Global e acostuma ser medida con piranómetros nas estacións meteorolóxicas.

2.1.1.2 - Temperatura

A temperatura é o factor máis importante, o que máis condiciona o cultivo e é por isto que a maioría de invernadoiros con control climático actúan simplemente sobre este parámetro para adecuar o clima. Deben coñecerse as temperaturas medias de todo o ano, prestando atención aos valores máximos e mínimos, pois serán os indicativos da necesidade de calefacción ou refrixeración do invernadoiro. Ademais, compre prestar atención as variacións diarias da temperatura e ao gradiente térmico entre o día e a noite.

A temperatura do aire interior do invernadoiro responde ao aporte térmico recibido da radiación solar e, en caso de contar con el, do sistema de calefacción. Durante a noite, as temperaturas dependen dos intercambios radiantes entre o exterior e o interior. Estes intercambios dependen das propiedades dos materiais de cuberta así como das condicións térmicas interiores e exteriores e do estado do ceo. A maiores deben considerarse os intercambios térmicos por conducción, convección e por fugas, os cales veñen determinados en gran parte pola velocidade do vento exterior. Por último, de ser posible debe considerarse a acción do cultivo no interior do invernadoiro e a condensación producida nas follas.

As especies cultivadas baixo protección dun invernadoiro son principalmente especies de estación cálida, adaptadas a temperaturas de aire con medias mensuais que varían de 17 a 27 °C, que aproximadamente se corresponden cós seguintes límites: temperaturas mínimas medias de 12 °C e temperaturas máximas medias de 32 °C [68].

As xeadas, moi habituais no clima da rexión Atlántica nas primeiras horas da mañá, son letais para as especies de estación cálida, aínda que xeralmente se acepta que a temperatura descenda por debaixo de cero durante un período curto de tempo. Nas zonas onde a temperatura media mensual excede os 7 °C non se considera un risco letal a ocorrencia de xeadas.

As temperaturas por debaixo dos 10 a 12 °C durante unha serie de días consecutivos, non destrúen os cultivos, mais afectan o seu comportamento e condicionan a produtividade, tanto cualitativa como cuantitativamente. Por outro lado, as temperaturas superiores a 30 °C (se a humidade do aire e baixa) ou por enriba de 35 °C para unha humidade relativa alta, afectan negativamente e causan danos extensivos nas colleitas [68].

A característica térmica principal dos cultivos é que requiren unha certa amplitude ou variación diaria da temperatura para que o seu comportamento fisiolóxico sexa correcto. A diferenza mínima entre as temperaturas medias do día e a noite é de ao redor de 5 – 7 °C [68].

As plantas precisan de dous rangos de temperatura, unha temperatura diúrna para realizar adecuadamente a fotosíntese, e outra durante a noite, que será sempre inferior. Dependendo das especies cultivadas variarán estes rangos de temperatura, algúns exemplos disto encóntranse na Táboa 1.

Na Táboa 1 encóntranse, en síntese, os niveis de máxima e mínima temperatura biolóxica, a mínima temperatura letal e as óptimas diúrnas e nocturnas. As temperaturas máxima e mínima son os rangos baixo os cales

asegúrase a ausencia de danos graves no cultivo, xa que permiten á planta realizar con normalidade as súas funcións vitais. A temperatura mínima letal representa o punto límite baixo co cal a planta podería sufrir danos irreversibles, mentres que as temperaturas óptimas son aquelas que proporcionan o maior confort térmico e permite ao cultivo realizar as súas funcións vitais con maior eficiencia.

Táboa 1: Condicións climáticas de cultivo dalgunhas especies

Especie	Mínima		Óptima		Máxima Biolóxica	HR Óptima (%)	CO2 (ppm)
	Letal	Biolóxica	Noite	Día			
Tomate	0 – 2	8 – 10	13 – 16	22 – 26	26 – 30	55 – 60	1000 – 2000
Pepino	0 – 4	10 – 13	18 – 20	24 – 28	28 – 32	70 – 90	1000 – 3000
Pemento	0 – 4	10 – 12	16 – 18	22 – 28	28 – 32	65 – 70	-
Leituga	0 – 2	4 – 6	10 – 15	15 – 20	25 – 30	60 – 80	1000 – 2000

Fonte: Adaptado Tesi [2].

A temperatura interior do invernadoiro depende da interacción e fluxo de calor intercambiado entre o aire exterior e interior do invernadoiro. Esta relación non é precisa debido á acción do cultivo, variando algún parámetros como: humidade relativa, absorción, temperatura interior, composición do aire... Todo isto, ademais, depende da cantidade de superficie cultivada, así como da especie e o momento de crecemento ou floración no que se atopa o cultivo. Sumando isto a variabilidade climática respecto a hora, día e estación do ano, resulta demasiado complexo a obtención de resultados reais e precisos das condicións interiores do invernadoiro. A medida adoptada para realizar unha estimación é a de considerar nula a acción das plantas respecto ao clima interior.

2.1.1.3 - Humidade do aire

A continuación explícase a influencia da humidade no clima interior do invernadoiro, pero antes compre explicar algúns conceptos que serán tratados a continuación:

- P_v , Presión de vapor, presión exercida polo vapor de auga do aire húmido á temperatura t .
- P_{vs} , Presión de vapor de saturación, presión exercida polo vapor de auga do aire húmido cando está saturado á temperatura t .
- HR , Humidade relativa, é a relación entre a presión parcial do vapor de auga do aire e a presión de saturación dese vapor a unha temperatura dada, expresada como porcentaxe. Carece de verdadeira importancia se non vai asociada á temperatura.

$$HR = \frac{P_v}{P_{vs}} \cdot 100 \quad (\text{Ec.1})$$

- DPV , Déficit de presión de vapor ou déficit de saturación, é un índice do déficit de saturación ou poder desecante do aire, cantidade de auga que o aire pode absorber ata saturarse, a unha temperatura dada.

$$DPV = P_{vs} - P_v \quad (\text{Ec.2})$$

- T_o , Punto de orballo, temperatura á que debe descender o aire, a presión constante e contido de vapor de auga constante, para que se produza a súa saturación.
- X , é a humidade absoluta do aire

$$X = \frac{m_{va}}{V_{as}} \quad (\text{g/m}^3) \quad (\text{Ec.3})$$

m_{va} : Masa de vapor de auga contida no aire

V_{as} : Volume de aire seco

Os sensores máis comercializados son os de tipo capacitivo. Estes sensores contan cunha capa moi fina dun polímero higroscópico que cambia a súa constante dieléctrica ao absorber ou ceder vapor de auga en función da humidade do entorno. Isto causa unha variación da capacitancia do material, o que resulta en variacións de impedancia lineais coa humidade do aire.

O déficit de humidade do aire, expresado como déficit de presión de vapor de auga (DPV), presenta os datos máis elevados nas horas intermedias do día, cando a radiación ten unha maior intensidade. Baixo estas condicións radiativas o cultivo aumenta a súa taxa de transpiración para refrixerarse, o que pode ter consecuencias negativas se supera o límite recomendado.

Os valores recomendados dependen da especie cultivada e do resto de condicións climáticas, sen embargo pode establecerse o rango de 0,3 – 1,0 kPa para un cultivo en condicións higrométricas óptimas. A maior parte de cultivos teñen unha gran adaptabilidade respecto ao DPV, sempre que esta variación non sexa demasiado brusca.

2.1.1.4 - Vento

É de gran importancia coñecer as condicións do vento, prestando especial atención a súa velocidade e dirección, xa que serán parámetros moi condicionantes á hora de deseñar o invernadoiro. As características construtivas deben supoñer a velocidade do vento e ser suficientemente ríxidas para evitar que cause danos no invernadoiro.

O vento motivará os intercambios de enerxía entre o interior e exterior do invernadoiro mediante a renovación do aire interior a través das aberturas da cuberta (fiestras e portas). Este intercambio dependerá tamén da orientación do invernadoiro en relación á dirección do vento.

2.1.1.5 – Atmosfera interior e fertilización carbónica

O carbono é o principal compoñente da masa das plantas, constituíndo un 40 – 45% da súa materia seca total. O carbono é asimilado da atmosfera, onde se encontra en forma de CO₂, durante a fotosíntese. A concentración de CO₂ na atmosfera considerase no rango de 300 – 400 ppm, sen embargo esta non é a concentración óptima para o cultivo. A concentración de CO₂ e a eficiencia de crecemento do cultivo garda unha relación directamente proporcional, aumentando a taxa fotosintética da planta ata un límite no que a planta non pode assimilar tanta cantidade de CO₂. Este límite, de alcanzarse provocará estrés hídrico e causará danos o cultivo. Os niveis de CO₂ óptimos dependen da especie e/ou variedade cultivada, da radiación solar recibida, da humidade interior do invernadoiro, da taxa de ventilación e da temperatura interior e exterior do invernadoiro. Respecto á luminosidade e humidade, cada especie ten un óptimo distinto. Algúns exemplos son expostos na Táboa 1.

A concentración de CO₂ redúcese durante o día, xa que é absorbido polo cultivo, chegando a ser un factor que limita o crecemento das plantas nalgúns casos, obrigando a ventilar para que se introduza aire exterior con CO₂. A concentración óptima defínese como aquela coa que as plantas alcanzan un 98% da taxa máxima de crecemento. Por isto, cobra especial interese introducir CO₂ no invernadoiro, é a poder ser sen necesidade de ventilación para non perder calor. Esta técnica coñécese como fertilización carbónica [3].

A fertilización carbónica pode ser levada a cabo de distintas formas, destacando o aporte de CO₂ puro dende un depósito, ou mediante a introdución de gases de combustión (con altos niveis de CO₂) no interior do invernadoiro. No caso de introducir gases de combustión debe medirse a composición destes, para evitar introducir compoñentes non desexables contidos nos combustibles fósiles, como é o axofre. A concentración desexada non é precisa e é aínda unha técnica pouco investigada, sen embargo, os agricultores que a utilizan soen procurar obter unha concentración igual ao dobre da atmosférica, sendo amplamente probados os beneficios desta concentración de 600 – 800 ppm.

Algúns dos beneficios da aplicación da fertilización carbónica son [3]:

- Incrementa a produción e o rendemento das colleitas. Para unha concentración de CO₂ de 600 – 800 ppm estímase un aumento entre o 25 e 30%.
- Permite adiantar a época de recolección do cultivo en aproximadamente un 20%, o que nalgúns casos permite realizar unha colleita adicional por tempada.
- Mellora a calidade dos froitos e flores en canto a densidade da planta, a coloración dos froitos, o tamaño do froito...
- Acidifica o solo de cultivo, o que optimiza a asimilación de nutrientes e a actividade metabólica da planta.
- Aumenta a resistencia do cultivo e a vulnerabilidade deste a plagas e enfermidades, reducindo o coste derivado do uso de produtos agroquímicos e pesticidas.

- En caso de contar cun sistema de rego por goteo, a alta concentración de CO₂ reduce as incrustacións no sistema, reducindo o coste derivado do mantemento ou substitución.
- No caso de aproveitar os gases de combustión dun motor ou caldeira en vez de ser vertidos a atmosfera, supón unha práctica que axuda a previr a contaminación e o cambio climático.

La fertilización con CO₂ é aínda unha tecnoloxía incipiente, polo que é preciso realizar máis investigacións e estudos neste sentido, xa que se prevé un gran potencial nos próximos anos.

2.1.2 – Invernadoiro

2.1.2.1 - Consideracións de Construción

2.1.2.1.1 - *Orientación*

Unha vez seleccionada a parcela de construción do invernadoiro, é importante considerar a orientación deste. A orientación debe ser seleccionada procurando maximizar a captación de enerxía solar durante os meses de menor radiación (meses de inverno). Porén, é estudiada considerando a forma do teito e a súa pendente.

A orientación selecciónase en relación ao eixo lonxitudinal do invernadoiro. Para latitudes superiores a 40° a experiencia demostra que a orientación Este – Oeste supera á Norte – Sur respecto ás horas de radiación solar nos meses de inverno. Durante a primavera a orientación non supón unha diferenza significativa, mentres que nos meses de verano a orientación Norte - Sur supera en horas de sol á orientación Este – Oeste [4].

A pesar de obterse unha maior uniformidade da luminosidade coa orientación N – S pola rapidez de movemento das sombras principais ao longo do día, a bibliografía revisada recomenda a orientación Este – Oeste para zonas con unha latitude superior aos 25 – 30° onde a luz podería limitar o desenrolo do cultivo [4].

2.1.2.1.2 - *Dimensións*

O obxectivo da selección do método de cultivo baixo invernadoiro é a posibilidade que proporciona de controlar as condicións climáticas interiores. As dimensións do mesmo supoñen o factor máis condicionante respecto a facilidade de conseguir este obxectivo. Porén, cando se proxecta a construción dun invernadoiro é necesario coñecer a relación entre o ancho e o largo da estrutura. De esta relación depende a superficie exposta do invernadoiro, é dicir, os metros de cuberta en contacto co clima exterior.

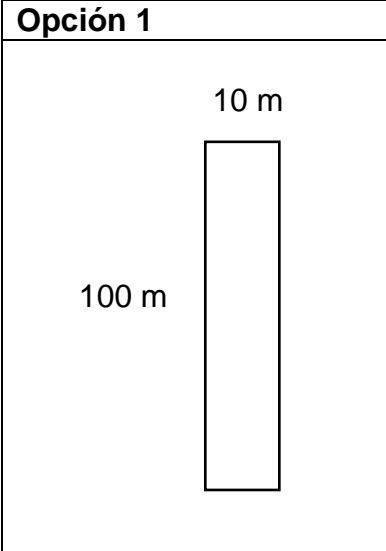
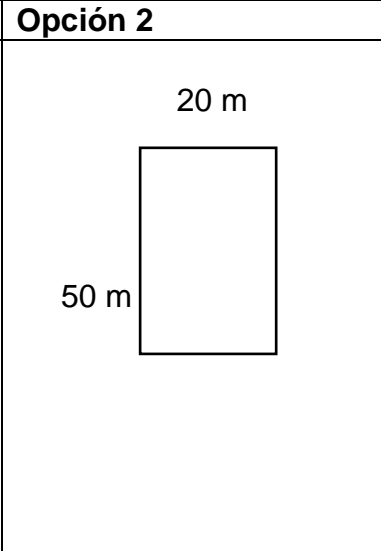
O intercambio de calor realizase a través das paredes do invernadoiro por conduction, por isto, as perdas enerxéticas son proporcionais á cantidade de material de cuberta en contacto co exterior. Isto é, canto maior superficie estea

en contacto co exterior, maior será o fluxo enerxético dende o interior, perdendo a calor contida no recinto de forma máis rápida nos meses de inverno.

Para exemplificar o anterior expone na Táboa 2 dúas disposicións dun invernadoiro dunha mesma superficie. A superficie escollida é de 1000 m^2 , sendo as dúas disposicións seleccionadas de $50 \times 20\text{ m}$ e de $100 \times 10\text{ m}$.

A altura do invernadoiro será a mesma en ambos casos, establececese en $2,5\text{ m}$ de acordo con o Real Decreto 486/97, que especifica que a altura libre nun posto de traballo non pode ser menor a $2,5\text{ m}$ [4].

Táboa 2: Demostración da importancia da disposición construtiva dun invernadoiro

	Opción 1	Opción 2
	 <p>10 m</p> <p>100 m</p>	 <p>20 m</p> <p>50 m</p>
Superficies Frontais	$2 \times 10 \times 2,5 = 50\text{ m}^2$	$2 \times 20 \times 2,5 = 100\text{ m}^2$
Superficies Laterais	$2 \times 100 \times 2,5 = 500\text{ m}^2$	$2 \times 50 \times 2,5 = 250\text{ m}^2$
Superficie Total	550 m^2	350 m^2

A superficie de cuberta do teito, independentemente do número de capelas e a pendente destas, sempre supera lixeiramente a superficie do chan e, en ningún caso modifica a relación establecida para ás paredes.

Atendendo a Táboa 2, a diferenza de superficie entre as disposicións seleccionadas cuantifícase en 200 m^2 , o que representa un 36% máis de superficie de contacto, é dicir, superficie de intercambio de calor. Porén, o invernadoiro coas dimensións da *Opción 1* será máis frío en inverno, necesitando unha maior potencia térmica para lograr a temperatura óptima, ou o que é o mesmo, será menos eficiente.

Unha característica que define o clima interior do invernadoiro é o volume unitario. O volume unitario calculase mediante o cociente entre volume interior total e a superficie do chan. O resultado desta operación indica a inercia térmica do invernadoiro, sendo dous termos directamente proporcionais. Recoméndase así un valor para o volume unitario non inferior a 3, sendo a forma máis apropiada de obter este o aumento da altura do invernadoiro. Isto é así debido a que a

superficie exposta aumenta coa pendente e altura do invernadoiro en menor medida que mediante a variación das dimensións de ancho e largo, reportándose ademais beneficios enerxéticos relativos a altura polo aumento de captación de radiación solar [4].

2.1.2.1.3 - Forma e pendente da cuberta

A maioría dos cultivos baixo invernadoiro do mundo atópanse en latitudes medias e altas, por resultar a duración e intensidade da luz solar factores pobres nos meses de inverno. Estudos realizados en distintas situacións demostran que os teitos curvos transmiten maior cantidade de luz que os teitos planos, influíndo nestes de forma moi apreciable a pendente da cuberta.

En concreto, a experiencia indica que para a zona Mediterránea na época invernal o teito plano resulta o máis desfavorable, aumentando a captación de luz a medida que se aumenta a pendente, obtendo os máximos valores ás inclinación de entre 20 e 30°. En verano, non se aprecian grandes variacións entre a cuberta inclinada e a plana [4].

2.1.2.1.4 - Aberturas do invernadoiro

A ventilación natural é o método máis económico de refrixerar un invernadoiro, regulando deste xeito tamén a humidade relativa e favorecer a renovación do CO₂. A ventilación realizarase de forma natural por a diferenza de densidades do aire interior e exterior, circulando a través das aberturas instaladas na cuberta. A forma de asegurar unha ventilación eficiente e mediante o cálculo de aberturas necesarias e as súas dimensións. Isto exprésase en forma de porcentaxe da superficie do chan, establecéndose un porcentaxe acertado dun 25% a *grossomodo* [4].

Un cálculo máis profundo debería ter en conta factores demasiado difíciles de calcular, como a velocidade e orientación do vento, rango temperatura da zona, precipitacións... Deben considerarse parte de esas aberturas as portas de acceso e saída ao invernadoiro, aínda que o seu principal obxectivo non sexa a ventilación.

2.1.2.2 Consideracións Enerxéticas

O balance de calor do invernadoiro establécese como resultado entre as ganancias polo aporte da radiación solar principalmente e, no caso de que exista, pola calefacción mentres que as perdas consideradas poden clasificarse nas seguintes [1]:

- Convección, que é a transmisión do calor entre unha superficie e un fluído en movemento. No caso do invernadoiro dáse entre o aire interno do invernadoiro e a superficie interna do material de cuberta, así como entre a cara externa de cuberta e o aire exterior ao invernadoiro.
- Condución, que é a transmisión do calor entre as moléculas dun sólido ou entre dos sólidos en contacto. No caso do invernadoiro dáse na cuberta provocada pola diferenza de temperaturas entre a cara exterior e a interior.

- Radiación, que é a transmisión de calor entre as superficies de dos corpos que non están en contacto directo e sen un fluído que actúe como condutor. A lei de Stefan – Boltzman establece que a cantidade de enerxía emitida polo corpo radiante é directamente proporcional á cuarta potencia da súa temperatura absoluta
- Fugas, é dicir, por gretas no material de cobertura e ocos na estrutura por onde se intercambia o aire entre o interior e o exterior, realizándose así o intercambio de calor.
- Condución co solo, aínda que normalmente estas son ignoradas nos cálculos pola súa pouca importancia (supoñen un 5 - 10% das perdas totais).
- Condensación e evapotranspiración, que no invernadoiro ten lugar mediante a transpiración do cultivo e coa condensación e evaporación sobre paredes e teito de cuberta.

2.1.3 – Biomasa

Coa introdución dunha política enerxética estrita e comprometida coa sustentabilidade do medio ambiente, as fontes renovables adoptan o papel de protagonista na loita contra os combustibles fósiles. Ademais, a subida progresiva dos prezos enerxéticos, deducida das políticas sustentables, centra o interese das investigación actuais nas enerxías renovables.

De todos os recursos enerxéticos renovables, a biomasa é a máis abundante e prominente [5]. A enerxía solar e eólica depende enormemente das condicións climáticas, o que provoca que só podan ser utilizadas en sistemas de alimentación diversificada, onde xeralmente a enerxía procedente dos combustibles fósiles proporciona a enerxía de funcionamento cando o clima é desfavorable. A biomasa é a cuarta fonte de enerxía máis grande do mundo, constituíndo case un 14% da demanda de enerxía primaria mundial. Para moitos países en desenvolvemento as contribucións de enerxía procedente da biomasa encóntrase entre o 20% ata máis do 90%.

A situación da biomasa en Europa é a dun crecemento motivado polos estímulos políticos. En Austria a contribución da biomasa a calefacción urbana multiplicouse por seis e en Suecia por oito durante a última década [5]. A combustión directa de biomasa representa o 5% do total de enerxía primaria en Francia e o 18% en Finlandia, estando prognosticada a aumentar ata un 23% en 2025. Isto é un indicativo do potencial de mercado dos sistemas de coxeración de pequena escala dentro do marco europeo.

O ciclo de vida dun sistema de enerxía de biomasa ten un efecto case neutro na concentración da atmosfera, xa que a biomasa utilizada suponse que durante o seu crecemento absorbe o CO₂ equivalente ás emisións durante o funcionamento do sistema [5]. Lineback et al [6] compararon as emisións da combustión do carbón coas de varios sistemas alimentados con biomasa e estableceron que o uso da biomasa é unha estratexia positiva para mitigar o efecto invernadoiro. En relación ao dióxido de azufre (principal culpable da

chuvia ácida) achouse un contido nas emisións de 5% para os combustibles fósiles fronte un 0,1 – 1% para a biomasa. [5]

A biomasa, polas súas propiedades intrínsecas, adáptase mellor aos sistemas de coxeración descentralizados a pequena e micro escala [5]. A súa instalación descentralizada axuda a minimizar os custos de transporte da biomasa, utilizando a biomasa dispoñible no lugar de consumo. Centrándose nisto, cobra especial importancia a xeración *in situ*. A potenciación deste tipo de xeración reportaría un valor económico de elevado potencial, actualmente non aproveitado, ás zonas rurais con gran cantidade de residuos orgánicos e forestais [7].

Os sistemas de pequena e micro escala son os máis apropiados para cumprir coa política enerxética e social da sustentabilidade, como por exemplo a redución de emisións de gases invernadoiro, a mellora da seguridade e independencia enerxética, o aforro dos custos de transmisión e distribución da rede, a redución de custos para os consumidores... [8].

Debe considerarse pequena escala a todos os sistemas combinados cunha xeración eléctrica inferior a 100 kW, e micro escala a aqueles cunha capacidade inferior a 15 kWe. Na actualidade estes sistemas están experimentando un desenvolvemento considerable, contando coas perspectivas máis prometedoras para o futuro próximo [8,9].

Resultando do anterior a solución máis eficiente os sistemas de gasificación de biomasa.

2.1.4 - Gasificación

Os sistemas de gasificación son uns dos sistemas de conversión primaria da biomasa máis destacados e comercializados. Neles, a biomasa introducida e transformada nun gas de gasificación que pode ser utilizado, despois do acondicionamento e limpeza, en calderas, motores de combustión interna ou turbinas de gas para producir calor e enerxía. O gas producido constitúese de CO, CO₂, H₂, H₂O, N₂ e CH₄ e tamén de pequenas partículas de carbón, cinzas e alquitrán que deben ser extraídas en maior ou menor medida. Por norma xeral os sistemas de gasificación teñen unha eficiencia superior á combustión directa de biomasa.

Existen distintos tipos de sistemas gasificadores, sen embargo, cando se establece a aplicación nun sistema de conrexación a pequena ou micro escala, destaca o gasificador de corrente descendente (Downdraft). A relativa facilidade de construción destes dispositivos, permite a súa elaboración deslocalizada con materiais locais fáciles de atopar, sen embargo o seu deseño está sometido a numerosas variedades que condicionarán a súa eficiencia de funcionamento. A variable máis condicionante é a variedade e heteroxeneidade na orixe da biomasa residual. Isto pon de manifesto a necesidade de deseño de sistemas con gran flexibilidade nos parámetros de funcionamento [7,10].

Establecendo a biomasa como combustible sólido primario (CSP) e

procesando esta en sistemas de gasificación é obtido o gas de gasificación (GG), tamén coñecido como gas de síntese (syngas, en inglés). O GG obtido é un combustible cun baixo poder enerxético, pero resulta beneficiado cando se compara cós combustibles fósiles é os seus prezos de obtención.

O GG que se obtén tras a gasificación da biomasa acostuma ter altos niveis de partículas contaminantes e de alquitrán, o que é un factor de risco potencial para a alimentación de motores de combustión interna ou turbinas de gas. Por isto, non sistemas de coxeración a pequena e micro escala empréganse normalmente gasificadores Downdraft, por producir un GG con baixa concentración de alquitrán que permite a limpeza do gas con métodos sinxelos e de baixo coste.

Baseándose no exame da bibliografía [11 - 15], establécese como óptimo o gasificador Downdraft para funcionamento conxunto cun motor de combustión interna.

2.1.5. Motor de combustión alimentado con GG

A configuración conxunta dun gasificador downdraft con un motor de combustión interna (MCI) está amplamente probada, realizándose numerosas investigacións sobre a mellora do funcionamento do motor, debido as características do GG. A diferenza máis notable cun combustible fósil tradicional como o diésel ou gasolina, para os cales están deseñados os motores, é o poder calorífico do GG. Sen embargo, sometendo o GG aos procesos de acondicionamento adecuados, o funcionamento do motor será satisfactorio [7].

De acordo con [16], establécense como os parámetros máis condicionantes do rendemento do MCI: temperatura de entrada da mestura GG/aire no motor, volume de dos cilindros do motor, velocidade de combustión da mestura, período de retardo do auto - prendido, a relación de compresión e a sincronización da chispa co recorrido do motor.

A densidade enerxética da mestura GG/aire determínase en función ao valor calorífico volumétrico, resultando menor para o GG que para os combustibles fósiles tradicionais. Por isto, o motor experimenta unha redución da potencia cando funciona có gas de síntese. Por outra parte, a menor tendencia ás turbulencias e o maior retardo de auto - prendido permiten unha operación do motor cunha relación de compresión superior, o que compensa en certa parte a perda de potencia [17].

A pesar do gran investimento na última década, aínda non se alcanzou unha gran cota de mercado dos sistemas de gasificación de biomasa para pequena escala [5]. Isto débese a dúas razóns principais; a gran variación dos parámetros que determinan a calidade dos gases de gasificación da biomasa, que de alcanzar certos niveis de suciedade, poderían danar o motor ou turbina alimentado. Por outra parte, rara vez son utilizados instrumentos de medición e control que permitan o funcionamento automático, complicando manter o réxime do sistema dentro dun rango constante e eficiente [18].

2.1.6 - Coxeración (Gasificador – MCI – Invernadoiro).

Os invernadoiros, pola súa natureza de funcionamento, son consumidores de varias fontes enerxéticas (calor e electricidade), isto sumado ao beneficio que supón ao cultivo a chegada de dióxido de carbono, fai moi interesante o estudo de aplicación dun sistema CHP (Combined Heat and Power) para maximizar a produción dos invernadoiros. A calor producida introdúcese directamente no invernadoiro, para conseguir un microclima interior adecuado para o cultivo explotado, normalmente especies estivais en climas desfavorables para iso. Isto axuda a minimizar os custos de transporte de froita e verduras, alén de contar cunha mellor calidade ao poder chegar ao consumidor nun período inferior e podendo por isto minimizar substancias químicas habitualmente utilizadas para prolongar a vida do produto. Cunha instalación básica, esta calor tamén pode ser acumulada como auga quente para o seu uso cando sexa necesario.

A electricidade producida pode ser utilizada con diversos remates segundo a situación climática á que se ve suxeito o invernadoiro. Os usos máis habituais son a ventilación mecánica, logrando unha redución de temperatura e unha renovación da atmosfera interior, ou ben para alimentar focos que cubran a falta de radiación solar. Baixo condicións ideais de cultivo, onde non se requira chegada de enerxía, esta pode ser vendida á rede eléctrica local.

O factor adicional que fai tan interesante a instalación de sistemas CHP en invernadoiros de cultivo é o beneficio que reporta ás plantas o enriquecemento de CO₂ da atmosfera interior. Os principais beneficios que supoñen este tipo de instalacións son:

- Niveis de eficiencia de ata o 95%, polo que a conservación de recursos é elevada á vez que se maximizan os beneficios
- Proporciona enerxía de forma independente posibilitando a venta á rede eléctrica en momentos de alta demanda e altos prezos.
- O consumo do invernadoiro é altamente flexible e permite xestionar a operación e coidado de forma sinxela.
- Posibilita a subministración de CO₂ de alta calidade a coste cero.

2.2 – ESTADO DA ARTE

España é unha potencia europea en recursos biomásicos de todo tipo (forestais, residuais, purines...). En relación aos recursos absolutos da biomasa forestal, España sitúase no terceiro posto dentro da Unión Europea, só por detrás de Suecia e Finlandia. España conta cunha superficie forestal de 27.664.674 hectáreas (57% do total da superficie estatal), sendo ademais o país europeo cun maior índice de incremento dos bosques (2,2 % anual), moi por encima da media europea (0,51 %). Pese a isto, sitúase na cola do ranking europeo en materia de aproveitamento destes recursos [19].

A aplicación de sistemas eficientes que aproveiten este enorme potencial pasa pola aposta de inversión en investigación. Existen múltiples tecnoloxías de eficiencia establecida, mais a investigación debe centrarse tamén na xestión da materia prima, é dicir, a biomasa. O uso de biomasa forestal en conxunto con unha correcta xestión dos bosques é un dos aspectos máis interesantes, pois pode reducirse a contaminación por incendios ou a contaminación de árbores en mal estado ou mortos [20].

A utilización de biomasa non é un tecnoloxía novidosa. En España actualmente se consumen en torno a catro mil kilotoneladas equivalentes ao petróleo de enerxía procedente da biomasa entre a enerxía térmica e eléctrica producida. A enerxía térmica utilízase normalmente como calefacción ou para auga quente sanitaria no ámbito doméstico, e tamén nalgúns procesos industriais. Respecto a xeración eléctrica, según os datos da CNMC, a capacidade de xeración equivale a 518 MW de biomasa sólida, 224 MW de biogás e 290 MW a partir de residuos orgánicos. A principal vantaxe da produción a partir de biomasa é que supón unha fonte renovable que non depende das condicións climáticas, posibilitando ser utilizada como fonte de apoio á enerxía eólica e solar, rol que actualmente desenrolan os combustibles fósiles [19].

Unha das tecnoloxías de produción máis interesantes é a de gasificación da biomasa. A través deste proceso transformase a biomasa sólida nunha serie de gases susceptibles de ser utilizados como substituto dos combustibles fósiles en caldeiras, turbinas e motores tras un adecuado acondicionamento. A eficiencia do proceso depende de moitos factores, situándose normalmente entre o 70 e 80 %. A mestura de gases obtidos, coñecida como gas de síntese ou *syngas*, ten un poder calorífico inferior (PCI) moi por debaixo dos combustibles tradicionais. O que fai interesante a este combustible é a facilidade e o baixo coste de obtención, o que posibilita a produción e consumo de xeito descentralizado a pequena escala.

O uso de *syngas* para a produción de electricidade pode alcanzar unha eficiencia eléctrica de ata o 30 – 32 % mediante o uso de moto – xeradores, mentres que co ciclo de Rankine convencional as cifras son cercanas ao 50 %. Perseguindo maximizar a eficiencia global, é habitual a coxeración térmica. Para isto, poden utilizarse en xeral todos os ciclos que se aplican con outros combustibles como o gas natural. En ciclos Rankine con caldeira de vapor e turbina acoplada a un alternador existen certas limitacións relativas a produción do vapor, sendo o principal problema a cantidade de cinzas do gas producido.

A coxeración utilizando biomasa como combustible primario acostuma usarse en sistemas a gran escala (a partir de 1 MW), mentres que a integración da gasificación permite sacar rendemento dende poucos kW de potencia. A produción de calor e electricidade en pequena escala está cobrando importancia en paralelo ao desenrolo tecnolóxico que permite aumentar o rendemento de uso dos gases de síntese. [20]

Este movemento cara os sistemas de enerxía descentralizada e de menor tamaño estase acelerando recentemente polo avance de tecnoloxías dixitais,

que provocan que a xeración *in situ* e con micro – redes sexa moito máis económica que manter acceso a enerxía centralizada en certas localidades. Dentro dos sistemas que máis motivan a descentralización encóntrase a coxeración, por ser o proceso máis eficiente e a posibilidade de aportar tanto luz como calor para calefacción ou auga quente sanitaria.

Sen embargo, estas tecnoloxías requiren dunha transición cara as demandas ecolóxicas de hoxe en día permitindo reducir as emisión de gases de efecto invernadoiro. A posibilidade de xuntar os beneficios da coxeración con combustibles sintéticos neutros en CO₂ e o obxectivo máis prometedor para o crecemento exponencial da enerxía verde. Pese a ser unha tecnoloxía probada, debe someterse a unha investigación severa que permita establecer se é o suficientemente rendible como para poder manter a industria e economía, e a valoración dos prexuízos que tería unha explotación masiva destas técnicas.

Non se encontrou ningunha aplicación coxenerativa dun sistema gasificador para a produción eléctrica e como fonte para o sistema de calefacción dun invernadoiro, mais existen numerosos traballos aplicados ao uso doméstico e a coxeración de calor, luz e CO₂ para invernadoiros a maior escala con técnicas máis complexas e custosas. A normativa vixente respecto á edificación provoca uns gastos elevados de instalación, mentres que a fácil construción e instalación permite utilizar a técnica de gasificación para autoconsumo en practicamente calquera sitio onde haxa biomasa.

CAPÍTULO 3 – MATERIAIS E MÉTODOS

3.1. BALANCE ENERXÉTICO DO GASIFICADOR

Serán considerados como materiais de traballo dados os resultados obtidos pola compañeira do IPB Camila Fonseca Chaves e recollidos na súa tese [21]. Neste traballo realízase o balance enerxético do gasificador considerado neste documento, que foi deseñado e construído por Daniel Sousa Lemos [22], outro compañeiro do Instituto Politécnico de Bragança.

Serán considerados os fluxos principais, que aparecen representados na Figura 1:

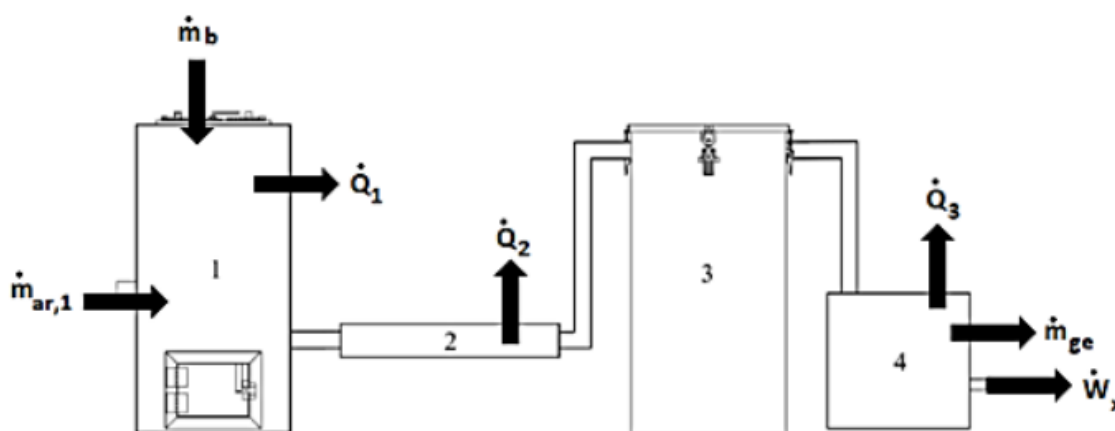


Figura 1: Esquema do balance enerxético do sistema gasificador. Fonte: [21].

Onde:

1 – Gasificador; 2 – Permutador de calor aire/gas; 3 – Filtro de serrín; 4 – Motor

Para o Gasificador (1) considérase o caudal máxico de aire ($\dot{m}_{ar,1}$) e o caudal máxico de biomasa (\dot{m}_b) introducidos no sistema, sendo na saída considerada a potencia térmica perdida para o ambiente (\dot{Q}_1).

No Permutador (2) considérase a potencia perdida igual á potencia térmica que o syngas cede por transferencia de calor ao aire (\dot{Q}_2).

O Filtro (3), aínda non foi construído nin instalado. Neste punto realízase o filtrado do syngas có fin de adecuar o combustible para a entrada no motor, eliminando as partículas que poderían afectar negativamente o funcionamento e mantemento deste. O proceso de filtrado non estará incluído no balance enerxético por tomar como consideración que é un proceso adiabático, o que permite cálculos máis sinxelos.

Para o Motor (4) considérase na saída a potencia mecánica entregada ao medio (\dot{W}_x) así como a potencia térmica perdida ao ambiente (\dot{Q}_3) e o caudal máxico dos gases de escape (\dot{m}_{ge}). A potencia térmica dos gases de escape será sumada á potencia térmica total perdida no motor por convención e no sistema de refrixeración segundo as consideracións recollidas na Táboa 3.

Táboa 3: Porcentaxe de potencias de saída dun motor Gasolina

\dot{Q}_{conv}	\dot{Q}_{refr}	\dot{Q}_{ge}	\dot{W}_x
6,7 %	30 %	30 %	33,3 %

Fonte: Martins, J., 2006 [23]

3.1.1. Balance de Enerxía do Gasificador

Na Figura 2 móstrase o volume de control onde se especifican os fluxos de entrada e saída do gasificador có fin de calcular a potencia calorífica perdida (\dot{Q}_1):

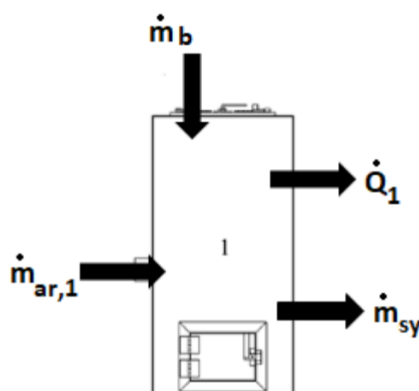


Figura 2: Volume de control da análise enerxética do gasificador. Fonte: [21].

3.1.1.1 – Caudal Volumétrico de Syngas (\dot{V}_{sy})

Para o seguinte cálculo, considerouse que o caudal de syngas na saída do gasificador é o mesmo caudal de consumo do motor utilizado. Coas especificacións do motor da motocicleta CG-12 Titan estímase o consumo máximo de syngas.

O motor é a 4 tempos, con unha razón estequiométrica estimada de aire/syngas igual a 1,1:1 e unha eficiencia volumétrica de 90% [22]. A Táboa 4 mostra os caudais volumétricos de syngas na saída do gasificador:

Táboa 4: Propiedades e relación volumétrica de syngas. Fonte: [21].

Propiedades	Resultados
N (rps)	150
C (m ³)	124 x 10 ⁻⁶
$\dot{V}_{ar+comb}$ (m ³ /s)	9,31 x 10 ⁻³
\dot{V}_{sy} (m ³ /s)	3,99 x 10 ⁻³

O caudal volumétrico de syngas na saída do gasificador é de $3,99 \times 10^{-3}$ m³/s. Este valor de caudal volumétrico será considerado o mesmo no abastecimento do motor.

3.1.1.2 – Caudal Másico de Biomasa de Madeira (\dot{m}_b)

Considérase una variación do Poder Calorífico Inferior (PCI) do syngas de entre 5000 e 5900 kJ/m³ [1]. Pola alta dispoñibilidade de biomasa residual de eucalipto na localización de estudo, emprégase esta como combustible primario, tendo un valor de PCI = 19400 kJ/kg [24]. Considerando unha eficiencia de gasificación estimada dun 70% [25], calcúlase o consumo de biomasa no gasificador. Os resultados atópanse na Táboa 5.

Táboa 5: Propiedades e caudal máxico da biomasa de eucalipto de entrada no sistema. Fonte: [21].

Propiedades	Resultados	
$PCI_{sy} (kJ/m^3)$	5000	5900
$\dot{V}_{sy} (m^3/s)$	$3,99 \times 10^{-3}$	$3,99 \times 10^{-3}$
$\dot{Q}_{sy} (kW)$	19,95	23,54
$\dot{Q}_b (kW)$	28,49	33,62
$\dot{m}_b (kg/s)$	$1,47 \times 10^{-3}$	$1,73 \times 10^{-3}$

Polo tanto, de acordo coa variación considerada para o PCI do syngas, exprésase o caudal máxico consumido no gasificador en forma de intervalo, resultando entre $1,47 \times 10^{-3}$ e $1,73 \times 10^{-3}$ kg/s.

3.1.1.3 – Caudal Máxico de Aire

En función á composición química da biomasa do eucalipto, calcúlase o Volume de Aire Estequiométrico (VA), mostrándose os resultados na Táboa 6:

Táboa 6: Composición da biomasa de eucalipto e Volume de Aire estequiométrico para a combustión. Fonte: [21].

Composición	Porcentaxe (%)
Carbono (C)	49,00
Axofre (S)	0,01
Hidróxeno (H)	5,87
Oxíxeno (O)	43,97
VA (Nm ³ /kg)	4,45

O volume de aire resultante foi de 4,45 Nm³/kg. Dado o valor para o Factor de Aire (FA = 0,30) e a masa volumétrica do aire á temperatura de 298 K (25°C) é de 1,184. Con isto, e considerando o caudal máxico de biomasa anteriormente

calculado, obtense o caudal máxico de aire de entrada, que aparece recollido na Táboa 7.

Táboa 7: Propiedades e caudal máxico do aire de entrada. Fonte: [21].

Propiedades	Resultados	
\dot{m}_b (kg/s)	$1,47 \times 10^{-3}$	$1,73 \times 10^{-3}$
\dot{V}_{ar} (m ³ /s)	$1,96 \times 10^{-3}$	$2,31 \times 10^{-3}$
$\dot{m}_{ar,1}$ (kg/s)	$2,32 \times 10^{-3}$	$2,74 \times 10^{-3}$

Dado que o caudal de biomasa calculado foi expresado en forma de intervalo, o caudal de aire tamén compre expresalo do mesmo xeito, resultando de entre $2,32 \times 10^{-3}$ e $2,74 \times 10^{-3}$ kg/s.

Debe considerarse a temperatura media na lareira durante a combustión, que corresponde a 1203 K (930°C) e as condicións normais de presión atmosférica, obtense a potencia térmica do aire, que se representa na Táboa 8:

Táboa 8: Propiedades e potencia térmica do aire no gasificador. Fonte: [21].

Propiedades	Resultados	
$\dot{m}_{ar,1}$ (kg/s)	$2,32 \times 10^{-3}$	$2,74 \times 10^{-3}$
$\dot{Q}_{ar,1}$ (kW)	2,29	2,70

A potencia térmica contida no aire que se introduce no sistema encóntrase no rango de 2,29 a 2,70 kW.

A potencia térmica perdida no gasificador, é sintetizada na Táboa 9, que corresponde ao calor perdido por conduction có aire exterior.

Táboa 9: Balance enerxético do gasificador. Fonte: [21].

	Propiedades	Resultados	
Entrada	\dot{Q}_b (kW)	28,49	33,62
	$\dot{Q}_{ar,1}$ (kW)	2,29	2,70
Saída	\dot{Q}_{sy} (kW)	19,95	23,54
	\dot{Q}_1 (kW)	10,84	12,79

3.1.2 – Balance de Enerxía do Permutador

Para o balance de enerxía no permutador considéranse como parámetros de entrada o caudal de aire e o caudal de entrada de syngas, que será o mesmo que o de saída pero con outras propiedades termodinámicas. O volume de control móstrase na Figura 3:

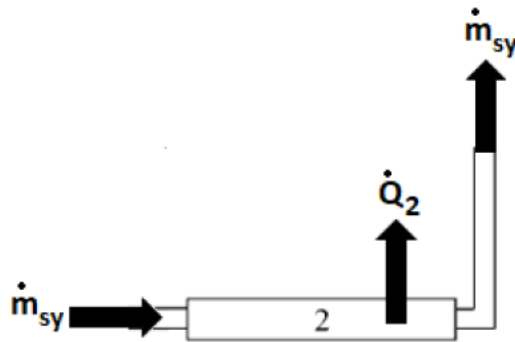


Figura 3: Volume de control para o análise enerxético do permutador. Fonte: [21].

3.1.2.1. – Caudal Másico de Syngas (\dot{m}_{sy})

Análises experimentais dun gasificador de características similares, onde as mostras de syngas a saída do gasificador foron tomadas a unha temperatura de 1203 K (930°C) permiten identificar a composición volumétrica do syngas seco [26].

A partir da composición volumétrica e coñecendo as masas volumétricas de cada compoñente [26,27], determinase a porcentaxe de cada elemento contido no syngas. Os resultados recóllense na Táboa 10:

Táboa 10: Compoñentes gasosos e porcentaxe volumétrica e másica no syngas. Fonte: [21].

Composición do Syngas Seco (1203 K)			
Gas	% en Volume	ρ (kg/m³)	% en Masa
CO ₂	11,0	0,3043	15,1
O ₂	0,10	0,3198	0,10
CO	19,0	0,1949	16,7
H ₂	18,8	0,0202	1,70
C _n H _n	0,10	1,2610	0,60
CH ₄	0,80	0,7170	2,60
N ₂	50,2	0,2800	63,3
Total	100	-	100

A partir da porcentaxe másica dos compoñentes representativos, determinase o c_p do syngas a temperatura de saída do gasificador (400°C). Os resultados móstranse na Táboa 11:

Táboa 11: Propiedades dos gases que compoñen o syngas a 673K. Fonte: [21].

Propiedades dos Gases a 673 K (400°C)			
Gas	% en Masa	ρ (kg/m ³)	Cp (kJ/kg)
CO ₂	15,10	0,7877	1,1138
CO	16,70	0,5010	1,1070
H ₂	01,70	0,0362	14,594
N ₂	63,30	0,5029	1,0918
Total	96,8	0,59	1,34

Considerando o caudal volumétrico (calculado en “1.1 – Caudal Volumétrico de Syngas”), e obtidos os datos de densidade (0,59 kg/m³) e o Cp (1,34 kJ/kg) mediante a media aritmética proporcional respecto ao porcentaxe en masa, determinase o caudal máxico de syngas, Táboa 12:

Táboa 12: Propiedades e resultados do caudal máxico de syngas. Fonte: [21].

Propiedades	Resultados
\dot{V}_{sy} (m ³ /s)	3,99 x 10 ⁻³
ρ (kg/m ³)	0,59
\dot{m}_{sy} (kg/s)	2,36 x 10 ⁻³

Sendo o valor do cp igual a 1,34 kJ/kgK e considerando que a cantidade de calor que o syngas perde para reducir a temperatura de 400 a 40°C é a mesma que recibe o aire que rodea o permutador, pode calcularse a potencia térmica intercambiada, Táboa 13:

Táboa 13: Perda de potencia térmica no permutador de aire. Fonte: [21].

Propiedades	Resultados
\dot{m}_{sy} (kg/s)	2,36 x 10 ⁻³
ΔT	360
\dot{Q}_2 (kW)	1,03

3.1.3 – Balance Enerxético do Motor

Na Figura 4 móstrase o volume de control considerado para a realización do balance enerxético do motor, representándose tamén os fluxos de entrada e saída. Como parámetros de entrada considéranse o fluxo máxico de syngas (\dot{m}_{sy}) e de saída a potencia mecánica entregada ao medio (\dot{W}_x), as perdas térmicas (\dot{Q}_3) e o caudal máxico dos gases de escape (\dot{m}_{ge}).

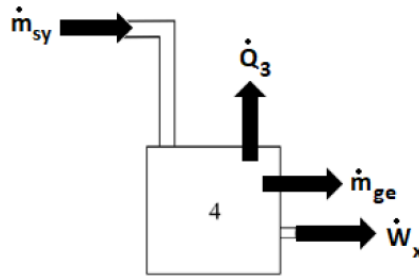


Figura 4: Volume de control para o balance enerxético do motor. Fonte: [21].

Considerando \dot{Q}_3 a suma das potencias térmicas pérdidas por convección, na refrixeración e contida nos gases de escape segundo o establecido na Táboa 1 en función aos resultados da potencia térmica contida no syngas (calculada en “1.2 – Caudal Másico de Biomasa de Madeira”). Os resultados finais para o balance enerxético recóllense na Táboa 14.

Táboa 14: Balance enerxético do motor. Fonte: [21].

	Propiedades	Resultados		%
Entrada	$\dot{Q}_{sy}(kW)$	18,92	22,51	100
Saída	$\dot{Q}_{conv}(kW)$	1,27	1,51	6,70
	$\dot{Q}_{refr}(kW)$	5,68	6,75	30
	$\dot{Q}_{ge}(kW)$	5,68	6,75	30
	$\dot{W}_{x,sy}(kW)$	6,30	7,49	33,30
	$\dot{Q}_3(kW)$	12,63	15,01	

O total de perdas térmicas (\dot{Q}_3) estímase no rango de 12,63 – 15,01 kW, mentres que o traballo entregado ($\dot{W}_{x,sy}$) estímase en 6,30 – 7,49 kW.

3.1.4 – Balance Enerxético Global

Considerando a enerxía introducida no sistema a contida na biomasa de eucalipto, e a enerxía de saída a mecánica entregada polo motor, tense a eficiencia do motor, que estímase en 22%. O restante da enerxía, que non é aproveitada, supón o 78%, sendo toda esta perdida por transferencia de calor có medio. Os resultados recóllense na Táboa 15.

Táboa 15: Clasificación de perdas térmicas no sistema gasificador

Pérdidas Térmicas (kW)	Resultados	
Gasificador (\dot{Q}_1)	10,84	12,79
Permutador (\dot{Q}_2)	1,03	
Motor (\dot{Q}_3)	12,63	15,01
Total	24,5	28,08

Observando estes datos, resulta evidente o interese de instalación dun sistema de coxeración que poda aproveitar as pérdidas térmicas tan cuantiosas, sendo estas case 4 veces maiores que a potencia útil. Có fin de mostrar estes resultados de xeito máis gráfico, realízase un diagrama de Sankey, Figura 5:

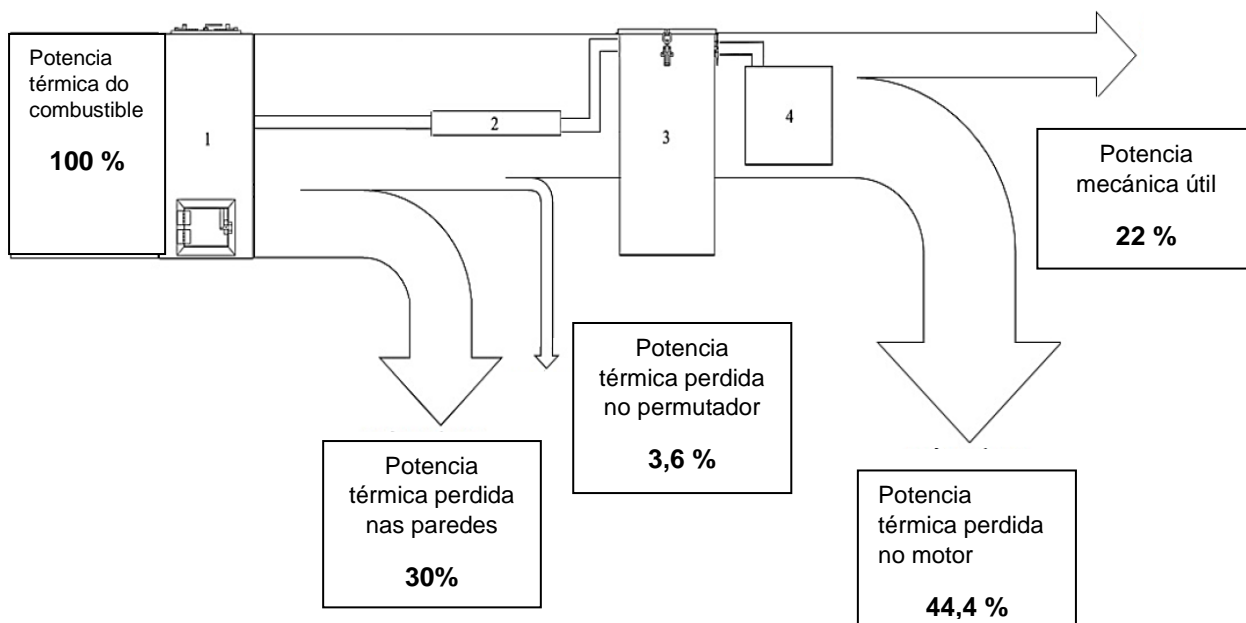


Figura 5: Diagrama de Sankey para o balance enerxético do sistema gasificador. Fonte: [21].

3.2. CARACTERÍSTICAS DO INVERNADOIRO

Atendendo aos datos estatísticos e tratando de que este documento sexa consecuente coa realidade, establécese como obxecto de estudo un invernadoiro de 300 m². O tipo de invernadoiro será o *tipo túnel* por ser o máis representativo no mundo agrícola na rexión Atlántica. Seguindo esta lóxica, establécese como material de cuberta do invernadoiro un plástico de capa simple, amplamente utilizado polo seu baixo coste de construción, mantemento e recambio. O plástico seleccionado é o Policarbonato (PC), polas súas condicións óptimas para climas con baixas temperaturas. Na Táboa 16, recóllense as características do Policarbonato:

Táboa 16: Propiedades do Policarbonato como material de cubierta para o cálculo do balance enerxético do invernadoiro. Fonte [73,74]

Espesor	Rad. Solar (300 – 2500 nm)			Rad. Visible (380 – 760 nm)			Rad. Térmica (2500 – 40.000 nm)			U	ρ_c	λ_c
	(mm)	$\alpha=\varepsilon$	τ	δ	$\alpha=\varepsilon$	τ	δ	$\alpha=\varepsilon$	τ			
4	0,08 – 0,11	0,78	0,14 – 0,15	0,06 – 0,10	0,75 – 0,79	0,15	0,89 – 0,98	0,02 – 0,03	0,09	3,5	0,17 – 0,20	0,19

Para os cálculos posteriores, realízase a media aritmética dos parámetros expresados nun rango de valores, e tomase esta media como o dato representativo a empregar.

O factor máis condicionante no comportamento do invernadoiro é a localización do mesmo e as condicións climáticas desta. A localización seleccionada é a provincia de A Coruña, en Galicia. A selección baseouse na gran extensión de cultivos e a reducida aplicación de métodos modernos, resultando un sector con un gran potencial moi desaproveitado. Considérase que o estudo pode axudar á inversión en investigación e a modernización do sector.

A norma UNE 76 – 208/92 sinala os mínimos respecto a altura para invernadoiros en 2,5 m entre o chan e o canal e en 3,8 m entre o chan e a cumbreira. As estruturas de maior altura aportan distintas vantaxes como unha mellor ventilación, posibilitan a introdución de equipos de control climático, aportan unha maior estabilidade fronte a factores climáticos como o vento.

A norma anteriormente citada (UNE 76 – 208/92) tamén establece as directrices sobre as dimensións das portas de acceso. As portas dunha sola folla deben medir 1,5 x 2,4 m, mentres que as de folla dobre deben ser de 3,0 x 2,4m. Débese prestar especial atención á hora de construír as portas, pois acostuman ser puntos de infiltración de aire exterior e a consecuente perda térmica cando non se precisa ventilación, supoñendo un coste adicional do sistema de calefacción. As dimensións do invernadoiro recóllense na Táboa 17:

Táboa 17: Dimensións e propiedades do invernadoiro obxecto

Parámetros	Valor	Unidade
<i>Lonxitude</i>	10	m
<i>Anchura</i>	30	m
<i>Altura</i>	2,5	m
<i>Cumbrera</i>	3,8	m
<i>Área do solo</i>	300	m ²
<i>Superficie de cuberta</i>	540	m ²
<i>Volume de aire interior</i>	920	m ³
<i>Volume unitario</i>	3,07	
<i>Superficie Aberturas</i>	75	m ²

Na Figura 7 obsérvase un esquema do invernadoiro proposto:

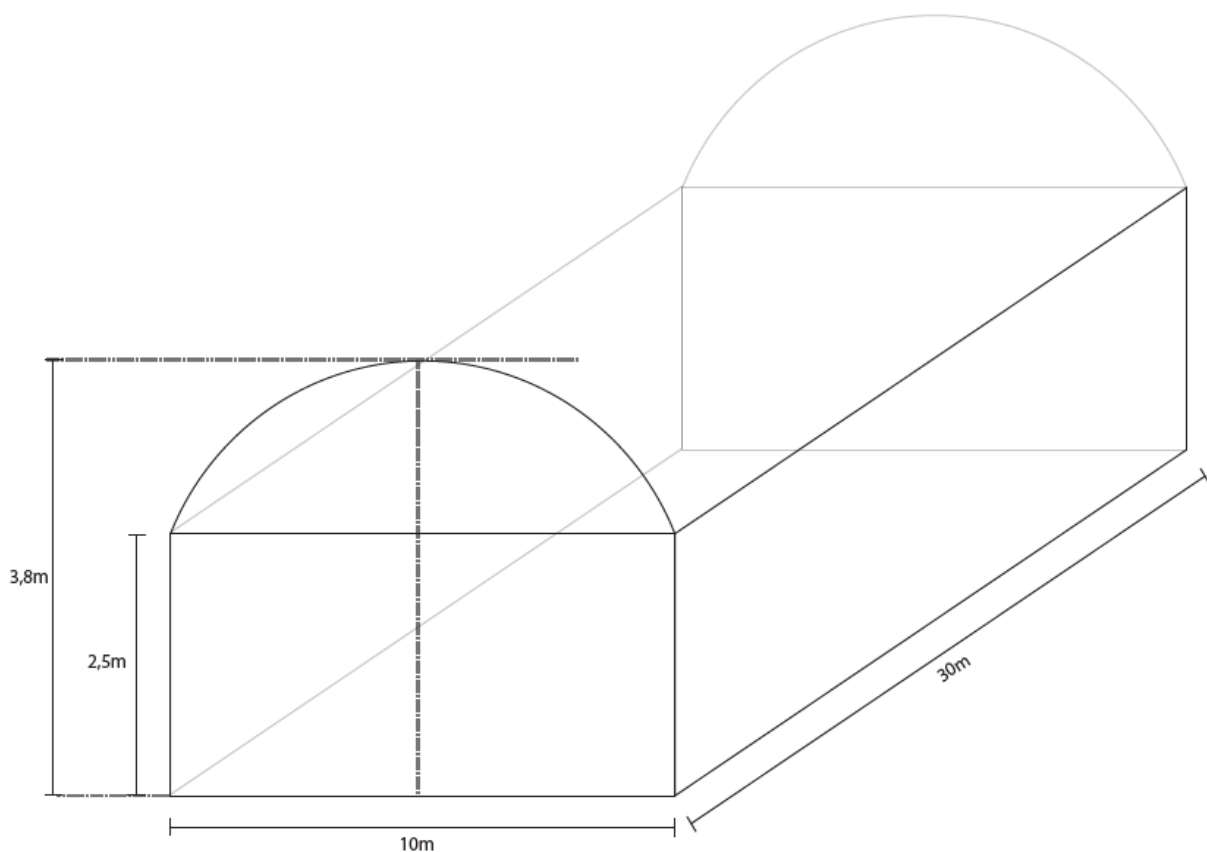


Figura 6: Dimensións e forma do invernadoiro obxecto.

Atendendo a todo o exposto, establécese o rango de valores de temperatura desexable do aire interior, supoñendo os valores de temperatura máxima durante as horas máis quentes do día e as mínimas durante as horas nocturnas:

Temperatura mínima media: 15 °C

Temperatura máxima media: 20 °C

3.3. BALANCE ENERXÉTICO DO INVERNADOIRO

Os termos que interveñen no cálculo do balance enerxético dun invernadoiro indícanse en forma de intensidade de enerxía. Seguindo o Primeiro Principio da Termodinámica, a enerxía absorbida polo invernadoiro iguálase a enerxía que cede ao medio. Sen embargo, existen distintos modelos de cálculo onde se contemplan diferentes compoñentes e se desprezan outros, tratando así de realizar un modelo de cálculo máis simplificado. Entre estes destacan os propostos polos autores recollidos na bibliografía [28 – 34].

En base a bibliografía establécese a forma simplificada da ecuación do balance enerxético do invernadoiro:

$$R_n + Q_{cli} = Q_{cc} + Q_{ren} + Q_{evp} + Q_{sol} \quad (\text{Ec.4})$$

R_n : Radiación solar neta.

Q_{cli} : Enerxía calorífica necesaria retirar (Q_{ref}) ou introducir (Q_{cal}) no invernadoiro.

Q_{cc} : Calor perdido por conduction ou convección.

Q_{ren} : Calor latente e sensible perdido pola renovación do aire interior do invernadoiro.

Q_{evp} : Calor latente consumido pola evotranspiración do cultivo.

Q_{sol} : Fluxo de calor perdido por conduction do aire interior co solo.

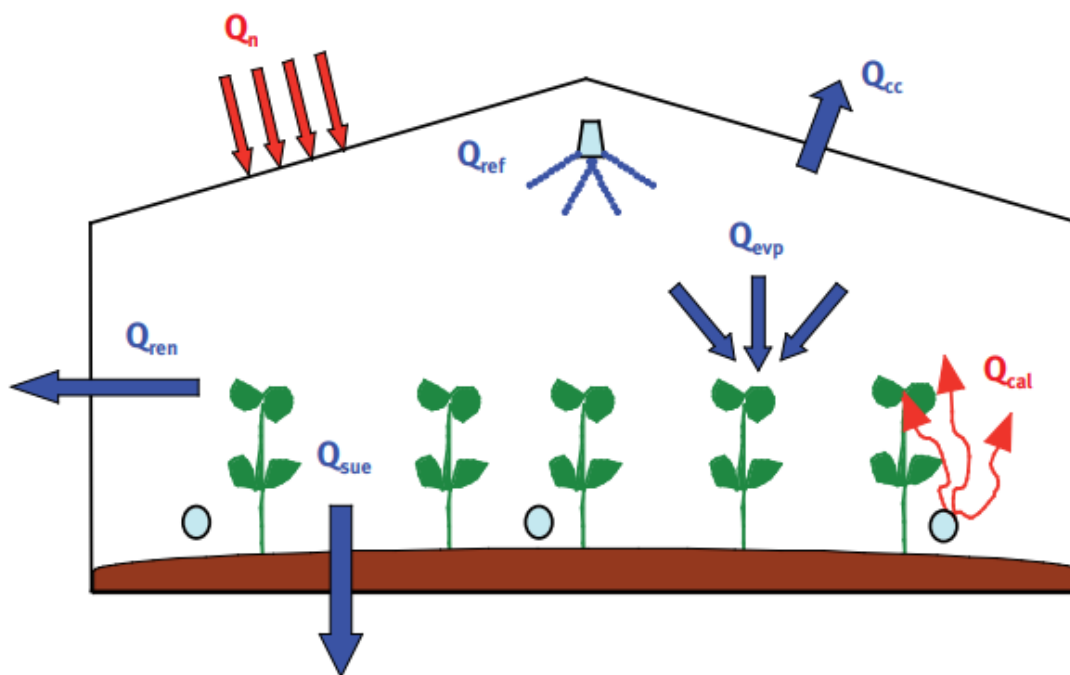


Figura 7: Volume de control e fluxos para o balance enerxético do invernadoiro. Fonte:[75]

3.3.1 – Radiación neta, Rn

Para o cálculo do balance radiativo a nivel do invernadoiro pode considerarse que a radiación neta que quenta o invernadoiro é igual a enerxía absorbida pola cuberta, solo e plantas menos a radiación reflectida pola cuberta:

$$R_n = S_s \cdot [I \cdot (\alpha + \tau + \alpha_s)] + S_c \cdot \sigma \cdot \tau_{ter} \cdot (\varepsilon_{atm} \cdot T_{atm}^4 - \varepsilon_{ter} \cdot T_c^4) \quad (\text{Ec.5})$$

Onde:

S_s : superficie captadora de radiación solar (m^2)

I : radiación solar incidente (W/m^2)

α : coeficiente de absorción da cuberta para a radiación solar (Táboa 8)

τ : coeficiente de transmisión do material de cuberta para a radiación solar.

S_c : superficie de solo cuberta (m^2)

σ : constante de Stefan-Boltzman ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{°C}^4$)

τ_{ter} : coeficiente de transmisión do material de cuberta para a radiación térmica

ε_{ter} : emisividade do material de cuberta para a radiación térmica

T_c : temperatura absoluta da cuberta (°C)

T_{atm} : temperatura de emisión de enerxía da atmosfera

ε_{atm} : emisividade da atmosfera

Na Táboa 18 recóllense os principais materiais utilizados como cuberta nos invernadoiros incluíndo as súas características principais e comportamento enerxético segundo a radiación recibida. As medidas de espesor considéranse segundo os perfís comerciais máis comúns.

Táboa 18: Propiedades relativas ao cálculo do balance enerxético de varios materiais de cuberta para invernadoiros

Material	Espesor (mm)	Rad. Solar (300 – 2500 nm)			Rad. Visible (380 – 760 nm)			Rad. Térmica (2500 – 40.000 nm)			U W/m ² °C	ρ_c g/cm ³
		$\alpha=\varepsilon$	τ	δ	$\alpha=\varepsilon$	τ	δ	$\alpha=\varepsilon$	τ	δ		
Vidro Hortícola ^{b,c}	4	0,03	0,89	0,08	0,01	0,91	0,08	0,90	0,00	0,10	6,7	2,40
Polimetacrilato de Metilo (PMMA) ^{e,f}	8	0,06	0,82	0,12	0,01	0,92	0,07	0,98	0,00	0,02	3,4	1,19
Policarbonato (PC) ^{e,f}	4	0,08 – 0,11	0,78	0,14 – 0,15	0,06 – 0,10	0,75 – 0,79	0,15	0,89 – 0,98	0,02 – 0,03	0,09	3,5	0,17 – 0,20
Polietileno Baixa Densidade (Pebd) ^{a,b,f}	0,18	0,03	0,88	0,09	0,01	0,89	0,10	0,13 – 0,40	0,53 – 0,80	0,07	9,4 – 16,2	0,91
Polietileno Alta Duración (PEId) ^{b,f}	0,1	0,03	0,88	0,09	0,01	0,89	0,10	0,20 – 0,40	0,53 – 0,76	0,04 – 0,07	9,4 – 16,2	0,92
PVC Plástico ^{b,c,f}	0,1	0,02	0,91	0,07	0,01	0,92	0,07	0,62	0,06	0,32	7,7	1,3
Polipropileno (PP) ^{a,f}	0,8	0,06	0,74	0,20	0,04	0,73	0,23	0,69 – 0,71	0,21 – 0,26	0,05 – 0,08	11,2	0,91

Fonte:^a [69], ^b [70], ^c [71], ^d [72], ^e [73], ^f [74].

Na Figura 7 representase o balance radiativo considerado:

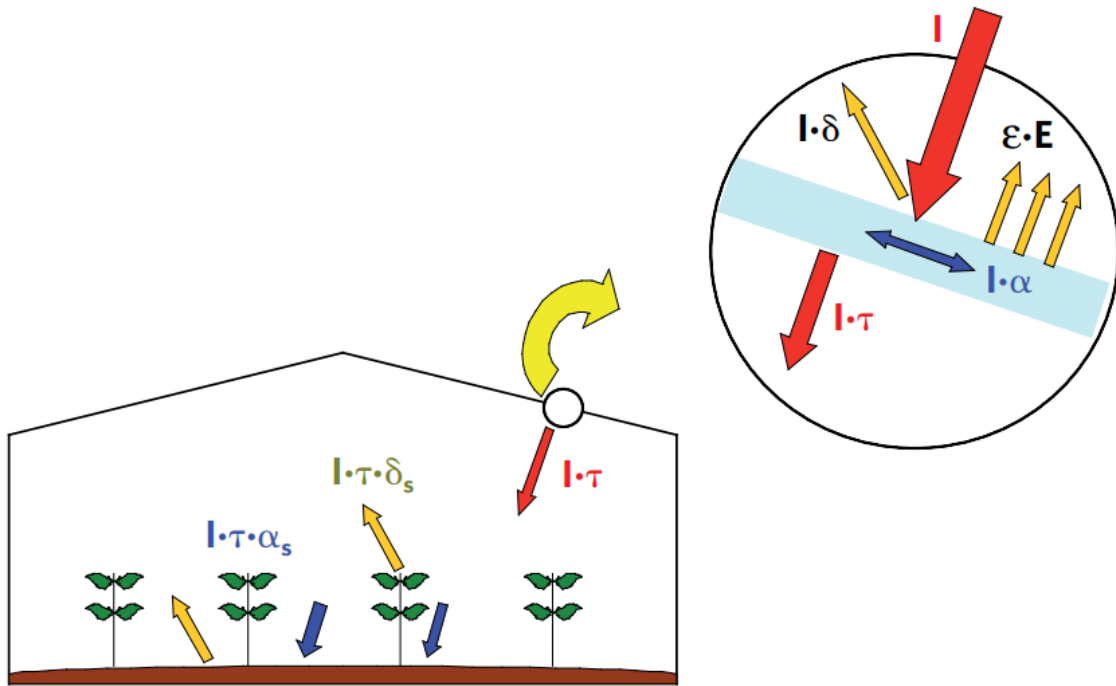


Figura 8: Comportamento do invernadoiro e cultivo fronte a radiación solar. Fonte:[75]

O coeficiente de absorción do solo e plantas pode calcularse aplicando a seguinte fórmula:

$$\alpha_s = \alpha_{pla} \cdot f_p + \alpha_{sol} \cdot (1 - f_p) \quad (\text{Ec.6})$$

Sendo f_p a fracción de solo cuberto polas plantas e α_{pla} o coeficiente de absorción das plantas para a radiación solar. Os datos, estudados por Stanghellini (1987) [35], aparecen recollidos na Táboa 19:

Táboa 19: Coeficientes de absorción das plantas para a radiación térmica e solar en función do Índice de área foliar (LAI). Fonte: [35].

LAI	$\alpha_{pla}(400 - 2.800 \text{ nm})$	$\alpha_{pla} (2.800 - 40.000 \text{ nm})$
2,0	0,65	0,72
2,5	0,71	0,80
3,0	0,75	0,85
3,5	0,78	0,89
4,0	0,81	0,92

O coeficiente de absorción de radiación solar do solo pode calcularse en base a súa reflexión de radiación solar ρ_{sol} . Na Táboa 20 móstranse algúns valores de albedo calculados por Elías e Castelví [36] para diferentes superficies.

$$\alpha_{sol} = 1 - \rho_{sol} \quad (\text{Ec.7})$$

Táboa 20: Valores de albedo para diferentes superficies de solo. Fonte: [36].

Tipo de Superficie do Solo	ρ_{sol}
Arxila Húmida	0,02 – 0,08
Arxila Seca	0,16
Area Húmida	0,09
Area Seca	0,18
Césped	0,15 – 0,18
Tela Branca	0,30

A temperatura de emisión de enerxía da atmosfera pode estimarse a partir da seguinte expresión [37]:

$$T_{atm} = f_n \cdot T_e + 0,0552 \cdot (1 - f_n) \cdot T_e^{1,5} \quad (\text{°C}) \quad (\text{Ec.8})$$

Sendo f_n o factor de nubosidade ($f_n = 1$ para ceos totalmente cubertos por nubes) e T_e a temperatura absoluta exterior.

A emisividade da atmosfera pode ser calculada como propón Baile [34]

$$\varepsilon_{atm} = 1 - 0,35 \cdot e^{\left(\frac{-10 \cdot e_e \cdot [hPa]}{T_e}\right)} \quad (\text{Ec.9})$$

Sendo a presión parcial do vapor de auga no aire exterior:

$$e_e = e_{se} \cdot HR_e \quad (\text{Ec.10})$$

A presión parcial de vapor saturante do aire exterior pode ser calculada seguindo a fórmula de Magnus – Tetens [38]:

$$e_{se} = 6,01078 \cdot e^{\left[\frac{17,269 \cdot t \text{ (°C)}}{t+237,3}\right]} \text{ (hPa)} \quad (\text{Ec.11})$$

3.3.2 – Calor perdido por Conducción – Convección

Os intercambios enerxéticos entre o aire interior e exterior do invernadoiro teñen lugar a través da cuberta do invernadoiro e debe expresarse en unidade de tempo. A forma de cuantificar a cantidade de enerxía intercambiada e mediante a seguinte ecuación:

$$Q_{cc} = S_c \cdot K_{cc} \cdot (T_i - T_e) \quad (W) \quad (\text{Ec.12})$$

Sendo S_c a superficie de cuberta en contacto co exterior (m^2), K_{cc} o coeficiente global de perdas de calor por conduction e convección ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), T_i a temperatura interior ($^\circ C$) e T_e a temperatura exterior ($^\circ C$). O coeficiente global de perdas de calor por conduction e convección calcúlase utilizando a seguinte expresión:

$$K_{cc} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_e}} \quad (W/m^2 \cdot ^\circ C) \quad (Ec.13)$$

Onde:

e_c : Espesor do material da cuberta (m).

λ_c : Condutividade térmica do material de cobertura ($W/m^3 \cdot ^\circ C$). (Táboa 21)

h_i : Coeficiente superficial de convección para o ambiente interior do invernadoiro.

h_e : Coeficiente superficial de convección para o ambiente exterior do invernadoiro. (Táboa 22)

Táboa 21: Condutividade térmica dalgúns materiais de cuberta, λ_c . Fonte: ^a[40]; ^b[41].

Material	λ_c ($W/m^3 \cdot ^\circ C$)
Polietileno de Baixa Densidade (Pebd) ^a	0,45
Copolímero Etileno y Acetato de Vinilo (EVA) ^a	0,45
Polietileno de Alta Densidade (PE) ^b	0,33
Polipropileno (PP) ^b	0,17 – 0,22
Vidrio Celular ^b	0,054 – 0,067
Policarbonato Ondulado (PC) ^a	0,19
Polimetacrilato (PMMA) ^a	0,19

Táboa 22: Fórmulas empíricas para o cálculo do coeficiente de convección exterior. Fonte: ^a[42]; ^b[43]; ^c[44]

h_e ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	Invernadoiro
$2,8 + 1,2 \cdot v$	Invernadoiro Tipo Venlo ^a
$1,32 \cdot \Delta t^{0,25} \cdot v^{0,8}$	Invernadoiro Tipo Túnel ^b
$7,2 + 3,84 \cdot v$	Invernadoiro de Plástico ^c

Onde:

v : Velocidade do vento (m/s)

Δt : Salto térmico entre o interior e exterior do invernadoiro ($^\circ C$)

L : Lonxitude do invernadoiro (m)

O coeficiente superficial de convección para o ambiente interior do invernadoiro (h_i) depende da temperatura de cuberta e da temperatura do aire. Calcúlase utilizando as seguintes expresións [45] [44]:

Para $(T_c - T_i) \leq 11,1$ °C (Papadakis et al., 1992)

$$h_i = 1,95 \cdot (T_c - T_i)^{0,3} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}) \quad (\text{Ec.14})$$

Para $(T_c - T_i) > 11,1$ °C (Garzoli e Blackwell, 1987)

$$h_i = 7,2 \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}) \quad (\text{Ec.15})$$

3.3.3 – Calor Sensible e Calor Perdido por Renovación do Aire, Q_{ren} :

A renovación do aire interior mediante a ventilación, independentemente do método empregado, suporá unha transferencia enerxética entre o interior e exterior. Este intercambio pode ser positivo ou negativo, dependendo das condicións climatolóxicas exteriores e interiores. Calcúlase utilizando a Ecuación 16. O resultado exprésase en Watts

$$Q_{ren} = V_{inv} \cdot \frac{R}{3600} \cdot \rho \cdot [C_{pa} \cdot (T_i - T_e) + \lambda_o \cdot (X_i - X_e) + C_{pv} \cdot (X_i \cdot T_i - X_e \cdot T_e)] \quad (\text{Ec.16})$$

V_{inv} : volume do invernadoiro (m^3)

R : taxa de renovación de aire R debido á infiltración

ρ : densidade do aire

C_{pa} : calor específico do aire

λ_o : calor latente de vaporización ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)

X_i, X_e : humidades absolutas interiores e exteriores, respectivamente (kg/kg)

A densidade do aire é función da temperatura e presión [62]:

$$\rho = \frac{1000 \cdot P}{1,01287 \cdot (t + 273,16)} \quad (\text{Ec.17})$$

A presión dentro do invernadoiro p pódese considerar igual á presión atmosférica, que é función da elevación sobre o nivel do mar [46]

$$P_{atm} = 101,3 \cdot \left[\frac{293 - 0,0065 \cdot z}{293} \right]^{5,26} \quad (\text{Ec.18})$$

O calor latente de vaporización é a cantidade de enerxía requirida para o cambio de fase de líquido a vapor, e calcúlase como [47]:

$$\lambda_o = 2502535,259 - 2385,76424 \cdot T_i \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (\text{Ec.19})$$

A humidade absoluta dunha masa de aire húmido é función da humidade relativa [48].

$$X = \frac{0,6219 \cdot HR \cdot e_{se}}{P - HR \cdot e_{se}} \quad (\text{Ec.20})$$

O cálculo simplificado da humidade absoluta do aire acostuma realizarse segundo a Ecuación 2.

A taxa de renovación do aire **R** debido ás infiltracións de aire exterior a través da estrutura cando as xanelas están pechadas é función do tipo de estrutura empregada (Táboa 23).

Táboa 23: Taxas de renovación de aire por infiltración a través da estrutura do invernadoiro.
Fonte: [49]

Tipo de Cuberta	$R(h^{-1})$
<i>Nova Construción</i>	
Láminas de Plástico	0,75 – 1,0
Vidro ou Fibra de Vidro	0,5 – 1,0
<i>Construcións Antigas</i>	
Láminas de Plástico	2 – 4
Vidro ou Fibra de Vidro	1 – 2

Cando as condicións climáticas requiren ventilar ou renovar o aire exterior, ábrense as xanelas. A taxa ou índice de renovación de aire do invernadoiro (**R**) pódese calcular a partir do caudal de ventilación natural:

$$R = 3600 \cdot \left(\frac{s}{h}\right) \cdot \frac{G}{V_{inv}} \quad (\text{Ec.21})$$

O caudal de aire que entra e sae do invernadoiro (**G**) débese ao efecto combinado da diferenza de temperatura e da acción do vento [50]:

$$G = Cd \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{h_{12} \cdot \Delta t}{T_e \cdot \left(\frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2}\right)} + \left(\frac{S_1 + S_2}{2}\right)^2 \cdot C_v \cdot v^2} \quad (\text{Ec.22})$$

g : aceleración da gravidade, 9,807 (m/s²)

h_{12} : diferenza de altura entre as aperturas de ventilación lateral e cenital (m)

S_1 : superficie efectiva de ventilación lateral (m²)

S_2 : superficie efectiva de ventilación cenital (m²)

C_v : coeficiente adimensional do efecto do vento (Táboa 7)

Táboa 24: Valores do coeficiente de efecto eólico. Fonte: ^a [51]; ^b [52]; ^c [53]; ^d [54]; ^e [55]

C_v	Superficie (m ²)
0,10 ^a	416
0,14 ^b	179
0,071 ^c	900
0,13 ^d	416
0,09 ^e	204

O coeficiente de caída de presión a través dunha xanela con mallas anti – insectos depende do coeficiente adimensional de perda de carga (**C_d**):

$$C_d = F^{-\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec.23})$$

O coeficiente adimensional de perda de carga a través dunha xanela con malla anti – insectos pode estimarse como [56]:

$$F = -0,0012 \cdot \left(\frac{L}{H}\right)^2 + 0,0396 \cdot \left(\frac{L}{H}\right) + 2,3047 + 1540 \cdot \alpha^{-1,65} + \exp(5,23 - 7,70 \cdot \varphi) \quad (\text{Ec.24})$$

Onde:

L : lonxitude da apertura de ventilación (m)

H : altura da apertura de ventilación ou profundidade característica (m)

α : ángulo de apertura dunha xanela con alerón (°)

φ : porosidade de la malla anti – insectos

Para invernadoiros sen mallas existen datos para varias xeometrías de xanelas (Táboa 21)

Táboa 25: Valores do coeficiente adimensional de caída de presión a través das xanelas.
 Fonte: ^a [57], ^b [58]; ^c [59].

C_d	Tipo de Xanelas
0,6 – 0,8	Rectangular Vertical ^a
0,6 – 0,7	Cenitais ^b
0,6	Rectangular ^c

3.3.4 – Calor latente consumido na evapotranspiración das plantas e o solo, Q_{evp}

Nos últimos anos realizáronse un gran número de estudos para determinar o valor do calor latente en condicións de invernadoiro e para diversos cultivos hortícolas.

Para un cultivo de tomate en invernadoiro pódese utilizar a seguinte expresión [60]:

$$Q_{evp} = S_c \cdot (0,2 \cdot R_{sol} + 5,5 \cdot DPV_i + 5,3 \cdot u) \quad (W) \quad (Ec.25)$$

Sendo R_{sol} a radiación solar diurna ($W \cdot m^{-2}$) (correspóndese cós valores positivos de R_n) e u a velocidade do aire no invernadoiro ($m \cdot s^{-1}$).

O déficit de presión de vapor no interior do invernadoiro é:

$$DPV_i = e_{se}(t_i) - e_i \quad (kPa) \quad (Ec.26)$$

De forma xeral, o fluxo de calor absorbido polo auga evapotranspirada obtense a partir da evapotranspiración potencial dentro do invernadoiro [61].

$$ET_0 = \frac{0,408 \cdot \Delta \cdot (R_n - Q_{solo}) + \frac{37 \cdot \gamma}{T_i}}{\Delta + \gamma \cdot (1 + 0,34 \cdot u)} \quad (Ec.27)$$

A pendente da curva de presión de vapor pódese calcular como a derivada parcial da ecuación de Murray [62]:

$$\Delta = 4098 \cdot \frac{0,61078 \cdot e^{\frac{17,269 \cdot t}{t + 237,3}}}{(t + 237,3)^2} \quad (kPa \cdot ^\circ C^{-1}) \quad (Ec.28)$$

A constante psicrométrica é función da presión atmosférica, a capacidade calorífica do aire e o calor latente de vaporización [62]:

$$\gamma = \frac{C_{pa} \cdot p}{0,6219 \cdot \lambda_0} \quad (Ec.29)$$

Evapotranspiración do cultivo:

$$ET_c = k_c \cdot ET_0 \quad (\text{Ec.30})$$

O calor absorbido pola evapotranspiración do cultivo é:

$$Q_{evp} = \lambda_0 \cdot ET_c \quad (\text{W/m}^2) \quad (\text{Ec.31})$$

O coeficiente de cultivo pódese estimar en función do índice de área foliar do cultivo [63, 64]:

$$k_c = k_{c_{ini}} + \left[\frac{k_{c_{mid}} - k_{c_{ini}}}{3} \right] \cdot LAI \quad (\text{Ec.32})$$

Nas Táboas 26 e 27 recóllense os valores dos coeficientes de cultivo dalgunhas especies.

Táboa 26: Valores dos coeficientes de cultivo para o estado inicial, medio e final do ciclo vital dalgunhas especies. Fonte: [65]

Cultivo	$k_{c_{ini}}$	$k_{c_{med}}$	$k_{c_{fin}}$
Melón Rastreiro	0,2	1,1	1,0
Melón Enturbado	0,2	1,3	1,1
Xudía Verde	0,2	1,4	1,2
Pemento	0,2	1,3	0,9
Sandía Rastreira	0,2	1,1	1,0

Táboa 27: Valores dos coeficientes do cultivo de tomate segundo a FAO e UTMACH.

Fases	UTMACH	FAO
Inicial	0,55	0,60
Desenrolo	1,05	1,15
Med. Desenrolo	1,11	1,15
Final	0,75	0,90

3.3.5 – Fluxo de calor perdido por conducción a través do solo, Q_{solo}

Unha parte das perdas de calor no invernadoiro, ao redor do 10%, son producidas a través do solo. O seu cálculo realízase mediante a fórmula:

$$Q_{solo} = K_s \cdot S_c \cdot \frac{(T_i - T_s)}{p} \quad (\text{W}) \quad (\text{Ec.33})$$

Onde:

K_s : coeficiente de intercambio térmico a través do solo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) (Táboa 10)

t_s : temperatura do solo do invernadoiro ($^\circ C$)

p : profundidade á que estímase a diferenza de temperatura (m)

Táboa 28: Coeficiente de condutividade térmica dalgúns tipos de solo

Material	K_s ($W/m \cdot ^\circ C$)
Area de Cuarzo ^a	7,7
Area de Río ^a	4,4
Area de Granito ^a	2,7
Grava ^b	2,3 – 2,8
Terra Húmida ^b	2,0
Terra Seca ^b	1,0
Lá de Roca ^c	0,038 – 0,048
Turba Seca ^c	0,08
Arxila Seca ^c	1,0 – 1.2

Fonte: ^a [66]; ^b [41]; ^c [67].

3.3.6 – Enerxía calorífica que é necesario aportar (Qcal) ou eliminar (Qref) do invernadoiro, Qcli

O calor que é necesario reportar mediante os sistemas de calefacción ou que hai que eliminar do invernadoiro cós sistemas de refrixeración dedúcese do balance de enerxía:

$$Q_{cli} = Q_{cc} + Q_{ren} + Q_{evp} + Q_{solo} - R_n \quad (Ec.34)$$

3.4. ANÁLISE CLIMÁTICO DA LOCALIZACIÓN SELECCIONADA PARA O INVERNADOIRO

Para o estudo climático da cidade da Coruña, utilízase a ferramenta TMY (Typical Meteorologic Year) do programa en liña PVGIS (dispoñible en: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/es/#TMY). Seleccionouse como localización, por considerarse máis representativa do clima, a estación meteorolóxica da Coruña, coas seguintes características (Táboa 29):

Táboa 29: Párametros de localización da estación meteorolóxica estudada e período de datos escollido.

Estación	Ind. Climatolóxico	Período	Altitude (m)	Latitude	Lonxitude
A Coruña	187	2007-2016	58	43°21'57" N	8°25'17" O

Descargando o arquivo .EPW que proporciona PVGIS, e executándoo no programa Climate Consultant, obtense os datos numéricos, que se representan a continuación, na Táboa 30:

Táboa 30: Datos climáticos do ficheiro climático da localización obxecto.

Parámetros	Xan	Feb	Mar	Abr	Mai	Xun	Xul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dec
Radiación Global Horizontal (Wh/m ²)	1476	2253	3459	4763	4737	5300	5872	5320	3995	3134	1265	1275
Radiación Directa Normal (Wh/m ²)	2006	2856	3496	4492	3851	3761	4842	4662	3824	4189	1107	1674
Radiación Difusa (Wh/m ²)	783	1076	1666	2021	2255	2711	2657	2405	1891	1239	878	762
Temperatura Bulbo Seco (°C)	9	8	9	11	10	15	16	17	17	13	11	9
Humidade Relativa (%)	88	85	84	85	80	84	84	83	86	87	83	85
Velocidade Vento (m/s)	4	4	4	2	3	3	3	3	2	2	5	5

Na táboa aparecen sombreados dous conxuntos de 3 meses cada un; os meses de máis cálidos do ano en cor laranxa (Xunio, Xulio e Agosto) e os máis fríos en cor azul (Novembro, Decembro e Xaneiro). A avaliación mensual permite unha maior adaptabilidade aos requirimentos do invernadoiro, sendo estudado o sistema de calefacción para os meses máis fríos e o posible sistema de climatización para os meses máis cálidos. Por isto, realízase a media aritmética (redondeando á unidade) dos dous conxuntos de meses (Táboa 31):

Táboa 31: Valores medios dos datos climáticos estudados para a localización obxecto.

Parámetros Medios	Período Cálido	Período Frío
Radiación Global Horizontal (Wh/m ²)	5.497	1.339
Radiación Directa Normal (Wh/m ²)	4.422	1.596
Radiación Difusa (Wh/m ²)	2.591	2.423
Intensidade Máxima Radiación (W/m ²)	870	195
Temperatura Bulbo Seco (°C)	16	10
Humidade Relativa (%)	84	85
Velocidade Vento (m/s)	3	4,67

Este primeiro análise serve para confirmar a hipótese da necesidade dun sistema de calefacción no invernadoiro para o *Período Frio*, aínda que resulta ineficiente para cuantificar os requirimentos térmicos a instalar.

Os datos sobre a insolación anual non son proporcionados por PVGIS, polo que recórrese a páxina oficial da Axencia Estatal de Meteoroloxía (AEMET), dispoñible en:

<http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/valoresclimatologicos?k=gal>

A media anual de horas de sol é de entre 1800 e 2000 h, como pode observarse na Figura 10:

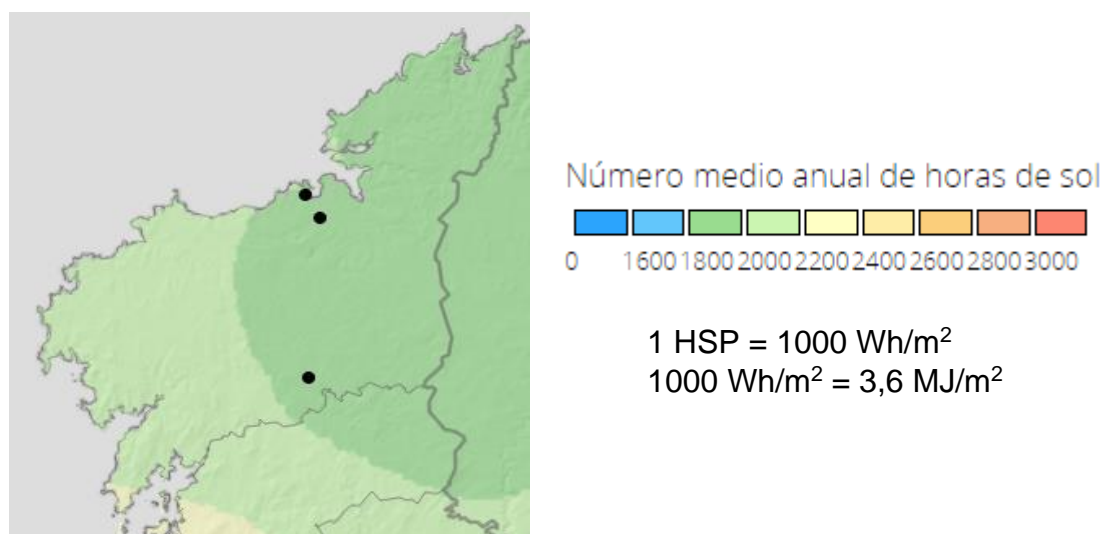


Figura 9: Número medio anual de horas de sol.

O arquivo climático descargado non proporciona datos de irradiancia, polo que consúltase a base de datos da Axencia Estatal de Meteoroloxía (AEMET). Os datos obtéñense do apartado de Atlas Climáticos na súa páxina web, dispoñible [o enlace en: https://www.aemet.es/documentos/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/atlas_radiacion_solar/atlas_de_radiacion_24042012.pdf](https://www.aemet.es/documentos/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/atlas_radiacion_solar/atlas_de_radiacion_24042012.pdf)

Os datos estudados recóllense na Figura 11 onde aparece clasificada entre a Irradiación Directa e a Difusa, e na Figura 12 en termos globais.

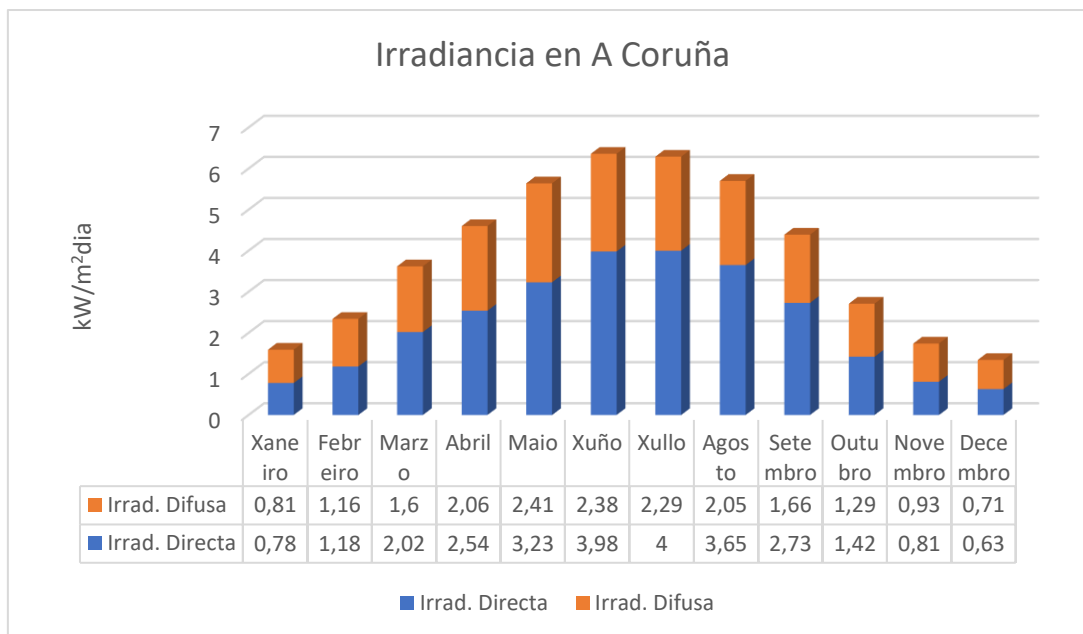


Figura 10: Datos mensuais de irradiancia directa e difusa na localidade de A Coruña.

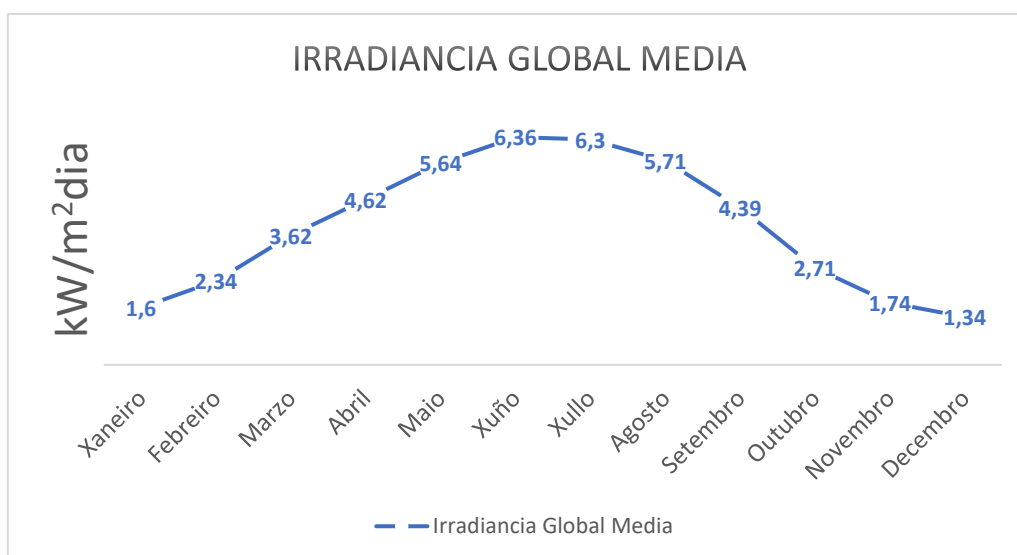


Figura 11: Datos mensuais de irradiancia global na localidade de A Coruña.

Aplicando os datos a metodoloxía tomada no resto de procesos, calcúlase a Irradiancia Global para cada un dos períodos de estudo mediante a media aritmética. Os resultados recóllense na Táboa 32:

Táboa 32: Datos de irradiancia para a área de A Coruña. Fonte: AEMET

	Período Cálido	Período Frío
Irradiancia Global Media Diaria (kW/m ² ·día)	6,12	1,56
Irradiancia Total Período (kW/m ² ·período)	92 días · 6,12 = 563,04	92 días · 1,56 = 143,52

Tal e como se expuxo anteriormente, os cultivos requiren dunha temperatura diúrna e outra nocturna, polo que establécese a necesidade de coñecer a varianza do clima ao longo do día. Os datos horarios son encontrados na aplicación en liña PVGIS, esta vez no apartado “Solar radiation tool”, dispoñible en: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/es/#MR

O apartado “Datos diarios” permite obter os datos de irradiancia horaria media para cada un dos meses do ano acompañado do perfil diario de temperatura. Seleccionouse a base de datos “PVGIS – SARAH” e os tres meses pertencentes ao Período Frío. Os datos obtidos foron recollidos nas táboas 33 e 44. Nestas aparecen sombreados de cor escura as horas do día consideradas noite, e de cor laranxa claro as horas consideradas diurnas.

É calculada a irradiancia media diaria para cada un dos meses, e despois calcúlase a media aritmética dos tres meses, co propósito de establecer un valor representativo para o *Período Frío* que permita un deseño adecuado para os tres meses.

Táboa 33: Perfil horario de irradiancia para os meses pertencentes ao Período Frío na localización obxecto. Fonte: PVGIS

Irradiancia (W/m ²)			
Hora	Novembro	Decembro	Xaneiro
00:00	0	0	0
01:00	0	0	0
02:00	0	0	0
03:00	0	0	0
04:00	0	0	0
05:00	0	0	0
06:00	0	0	0
07:00	0	0	0
08:00	45,15	0,65	0,3
09:00	138,33	85,03	81,54
10:00	218,38	170,14	154,73
11:00	266,26	232,94	211,84
12:00	294,71	256,22	246,33
13:00	269,31	241,59	237,23
14:00	224,45	202,39	209,33
15:00	151,56	146,85	165,19
16:00	79,74	59,84	87,8
17:00	0,58	0	4,8
18:00	0	0	0
19:00	0	0	0
20:00	0	0	0
21:00	0	0	0
22:00	0	0	0
23:00	0	0	0
Total	1688,51	1395,65	1398,96
Media horaria	70,35	58,15	58,29
Media horaria global	62,263		

O valor medio de irradiancia diaria é de 62,263 W/m².

Os datos de irradiancia permiten coñecer a duración dos días en función ao perfil de iluminación. Deste xeito e atendendo ás horas con sol, establécese a duración dos días de 10h (8:00 – 18:00), e polo tanto a duración das noites é de 14h (18:00 – 8:00). En base a isto e cós datos da Táboa 44, calcúlase a temperatura media durante os días e durante as noites.

Táboa 34: Perfil horario de temperatura para os meses pertencentes ao Período Frio na localización obxecto. Fonte: PVGIS

Temperatura (°C)			
Hora	Novembro	Decembro	Xaneiro
00:00	10,21	8,06	7,38
01:00	10,13	8,03	7,35
02:00	10,04	8,00	7,33
03:00	9,96	7,96	7,31
04:00	9,84	7,85	7,22
05:00	9,72	7,75	7,14
06:00	9,60	7,64	7,05
07:00	10,01	7,81	7,18
08:00	10,42	7,97	7,32
09:00	10,83	8,14	7,45
10:00	11,75	9,29	8,56
11:00	12,67	10,44	9,67
12:00	13,59	11,59	10,78
13:00	13,63	11,71	10,94
14:00	13,66	11,84	11,11
15:00	13,70	11,97	11,28
16:00	12,88	11,21	10,55
17:00	12,06	10,46	9,83
18:00	11,23	9,70	9,11
19:00	10,94	9,29	8,68
20:00	10,64	8,89	8,25
21:00	10,34	8,48	7,83
22:00	10,26	8,32	7,67
23:00	10,18	8,17	7,50
Media horaria			
Día	12,52	10,46	9,75
Noite	10,22	8,28	7,64
Media Global			
Día	10,91		
Noite	8,71		

Os datos calculados son de 10,91 °C durante o día e 8,71 °C durante a noite. Cabe comparalos con os datos establecidos de temperatura, que eran de 20 °C durante o día e 15°C durante a noite, resultando nunha diferenza de

temperatura de 9,09 °C durante o día e 6,21 °C durante a noite que deberá ser cuberta polo sistema de calefacción para garantir a eficiencia do cultivo.

3.5. ANÁLISE DA COMBUSTIÓN E CÁLCULO DOS GASES DE ESCAPE

Partindo da suposición inicial de ser factible o aproveitamento térmico dos gases de escape do motor como método coxenerativo de calefacción, preténdese neste punto realizar un análise da composición destes gases. O motivo é o de coñecer se porta gases nocivos para o cultivo que impidan a utilización directa dos mesmos. Un dos gases máis nocivo é o axofre, moi presente nos combustibles fósiles.

Sen embargo, o gas máis interesante neste estudo é o Dióxido de Carbono. Isto é así porque o CO₂ é imprescindible para que o cultivo realice a fotosíntese e sexa capaz de realizar todas as súas funcións vitais. A eficiencia do cultivo é proporcional, en certa parte, a cantidade de CO₂ contida no aire interior do invernadoiro, mentres que non se supere a taxa máxima. A taxa máxima depende de moitos factores, entre eles o momento do día, a radiación solar recibida, a temperatura interior e a humidade.

Para o cálculo dos caudais dos gases de escape é necesario o estudo das reaccións que teñen lugar no motor de combustión alimentado co gas de síntese procedente do permutador. A temperatura de entrada do gas de síntese no motor establécese en 40°C para asegurar un bo funcionamento. A composición do gas de síntese e as características de densidade, porcentaxe e caudal recóllense nas Táboas 35 e 36:

Táboa 35: Composición e propiedades do syngas seco producido polo gasificador. Fonte [21].

Composición do Syngas Seco			
Gas	% en Volume	ρ (kg/m ³)	% en Masa
CO ₂	11,0	0,3043	15,1
O ₂	0,10	0,3198	0,10
CO	19,0	0,1949	16,7
H ₂	18,8	0,0202	1,70
C ₂ H ₆	0,10	1,2610	0,60
CH ₄	0,80	0,7170	2,60
N ₂	50,2	0,2800	63,3
Total	100	-	100

Táboa 36: Caudal máxico, volumétrico e densidade do syngas. Fonte [21].

Propiedades	Resultados
\dot{V}_{sy} (m ³ /s)	3,99 x 10 ⁻³
ρ (kg/m ³)	0,59
\dot{m}_{sy} (kg/s)	2,36 x 10 ⁻³

Có fin de poder comparar os cálculos coas posibles variacións futuras das condicións do Gas de Síntese á entrada aos motores, todos os datos se referencian a Condicións Normais (T = 0 °C, p = 1,013 bar). Nestas condicións asúmese o comportamento de Gas Ideal, en que 1 kmol X ⇒ 22,4 m³ X, sendo X o compoñente correspondente do Gas de Síntese.

Partindo da composición do Gas de Síntese anterior tense que as reaccións que participan na combustión son:

Reacción 1



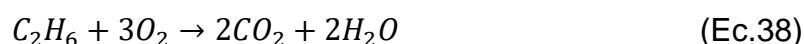
Reacción 2



Reacción 3



Reacción 4



Preténdese calcular a cantidade de CO₂ contido nos gases de escape, có fin de poder valorar a fertilización carbónica, e coñecer se os valores entran no rango de aumentar a eficiencia do cultivo, ou se pola contra resultarán letais para as plantas. Polo tanto pódense calcular os caudais de CO₂ das reaccións anteriores do seguinte xeito:

$$C_{CO_2} = \dot{V}_{sy} \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \% CO_2 \cdot \frac{1}{22,4} \left[\frac{kmol}{m^3} \right] \cdot PM_{CO_2} \left[\frac{kg}{kmol} \right] \quad (kg/h) \quad (\text{Ec.39})$$

Onde:

$$\dot{V}_{sy} = 14,364 \text{ m}^3/h$$

$$PM_{CO_2} = 22,4 \frac{kg}{kmol}$$

A cantidade de CO2 calcúlase por tanto en función das horas de funcionamento do motor. A forma correcta de expresar a cantidade de CO2 no aire interior do invernadoiro é en partículas por millón. Para isto, úsase a seguinte expresión:

$$ppm_{CO_2} = \frac{\text{Volume de CO}_2}{\text{Volume total}} \cdot 10^6 \quad (\text{Ec.40})$$

3.6. XERACIÓN DO MOTOR

Un motor transforma a enerxía térmica do combustible de alimentación en potencia mecánica, que posteriormente pode ser transformada en enerxía eléctrica mediante un grupo electrógeno (xerador e transformador).

Para o cálculo da potencia mecánica do motor considéranse os valores dos caudais e do PCI calculados por Fonseca (2020) [21]. Con isto, pode calcularse utilizando as seguintes ecuacións:

- Potencia térmica do gas

$$\dot{W}_{te} = \dot{V}_{combustible} \cdot PCI_{gg} \quad (\text{Ec.41})$$

$$\dot{V}_{combustible} = 3,99 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/s$$

$$PCI_{gg} = 5000 - 5900 \text{ kJ/m}^3$$

- Potencia mecánica do motor

$$\dot{W}_{me} = \dot{W}_{te} \cdot \eta_g \quad (\text{Ec.42})$$

Onde:

η_g : Eficiencia mecánica del motor (33,3%, Táboa 3)

- Potencia eléctrica

A produción máxima de electricidade ven condicionada pola eficiencia de

conversión da enerxía mecánica en electricidade. Esta eficiencia depende do equipo instalado para dita conversión. Por non contar con un equipo concreto considérase a estimación do Factor de Potencia que propón [68] de 0,80.

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_e \cdot 0,8 \quad (\text{Ec.43})$$

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSIÓNS

4.1 - CONSIDERACIÓNS PARA O BALANCE ENERXÉTICO DO INVERNADOIRO

Debido a natureza preliminar deste documento, non se teñen aparatos de medición que permitan o uso de datos concretos. Por isto, algúns datos son estimados ou ignorados. A continuación expóñense estas consideracións, as cales deberían ser revisadas e medidas en traballos futuros:

O balance enerxético do invernadoiro será realizado considerando a ausencia dun cultivo no interior. Esta consideración elimina das ecuacións todas as variables do cultivo, que serían diferentes para cada especie cultivada e variarían tamén durante a vida da planta. Baixo esta consideración, as ecuacións afectadas e as modificacións realizadas son as seguintes:

Ecuación 4: Ao considerar a acción do cultivo nula, desaparece do balance enerxético o termo Q_{evp} , resultando a ecuación empregada para o cálculo a Ecuación 4.2.

$$R_n + Q_{cli} = Q_{cc} + Q_{ren} + Q_{sol} \quad (\text{Ec.4.2})$$

Ecuación 5: Considérase a temperatura de cuberta igual a temperatura do ambiente exterior. Polo tanto T_c sustitúese por T_i . Ademais, o termo α_s , relativo a absorción das plantas desaparece. Resultando a ecuación final empregada a Ecuación 5.2.

$$R_n = S_s \cdot [I \cdot (\alpha + \tau)] + S_c \cdot \sigma \cdot \tau_{ter} \cdot (\varepsilon_{atm} \cdot T_{atm}^4 - \varepsilon_{ter} \cdot T_i^4) \quad (\text{Ec.5.2})$$

Ecuación 14: A consideración da temperatura de cuberta igual a temperatura do aire interior do invernadoiro provoca a anulación do coeficiente h_i , por resultar igual a 0.

Ecuación 13: A anulación do coeficiente h_i , provoca que sexa eliminado da ecuación. Resultando a ecuación para o cálculo do coeficiente global de perdas por conducción e convección a Ecuación 13.2.

$$K_{cc} = \frac{1}{\frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_e}} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}) \quad (\text{Ec.13.2})$$

Ecuación 25: Considerar nula a acción do cultivo provoca a imposibilidade de determinar o déficit de presión de vapor interior (DPV_i), polo que queda invalidada esta ecuación.

Ecuación 34: Esta ecuación e unha variable da ecuación para o balance enerxético do invernadoiro (Ec.4), polo que sofre a mesma modificación que

esta, é dicir, a eliminación do termo Q_{evp} , resultando a Ecuación 34.2 a empregada para o cálculo da enerxía necesaria a aportar ao invernadoiro.

$$Q_{cli} = Q_{cc} + Q_{ren} + Q_{solo} - R_n \quad (\text{Ec.34.2})$$

Considerar a acción do cultivo no balance enerxético levaría a resultados inexactos, obtendo distintos valores segundo o momento vital da planta. A maior influencia do cultivo no balance enerxético do clima é a través da evotranspiración. Así, a maior ineficiencia de cálculo resulta da consideración das perdas térmicas por este proceso nulas.

Considérase un Factor de Nubosidade (f_n) igual a 0,5 durante todo o período de inverno. Sería desexable coñecer datos reais para cada hora do día e así poder coñecer a necesidade real de calefacción para cada momento.

A ventilación a través de fiestras é ignorada, considerando suficiente a renovación do aire interior mediante fugas. Esta consideración é tomada observando os datos da velocidade do aire exterior (4 m/s). A ventilación, sexa natural ou forzada (con ventiladores), é un parámetro moi complicado de controlar. Ademais, a ventilación é realizada normalmente nos meses de altas temperaturas para refrixerar e en momentos concretos do día. O estudo céntrase no aporte térmico nos meses de inverno, sendo a ventilación un método de refrixeración. Isto reafirma a validez da consideración tomada.

Considérase un invernadoiro de nova construción, así a taxa de renovación do aire interior consúltase na Táboa 23. Os valores de R son dados no intervalo 0,75 – 1, polo que se considera o punto medio, é dicir, $R = 0,875$.

A presión da localización (a 58m de altura sobre o nivel do mar) considérase igual a 1 atm, debido a pouca relevancia deste factor nos resultados e a maior facilidade de obtención de datos baixo esta condición.

A selección dun material para o solo permitiría calcular o coeficiente de perdas a través do solo. As perdas son calculadas en función á temperatura do solo a dous profundidades diferentes. Non existen datos que permitan realizar unha estimación destas temperaturas, polo que recórrese a consideración moi aceptada na bibliografía consultada, de estimar estas perdas no rango de 5 -10% das perdas totais. Neste estudo tomouse o valor máis desfavorable, é dicir, un 10%.

Segundo estas consideracións e aplicándoas ás ecuacións expostas no apartado “*Capítulo 2 – Materiais e Métodos, Balance Enerxético dun Invernadoiro*”, calcúlanse os parámetros dos fluxos enerxéticos do invernadoiro, que aparecen recollidos na Táboa 38:

Táboa 37: Parámetros calculados para a realización do balance enerxético do invernadoiro obxecto.

Parámetro	Día	Noite
Condições climáticas		
T_e (°C)	10,91	8,71
T_i (°C)	20	15
HR_e (%)	85	
HR_i (%)	80	
I (W/m ²)	62,263	
Características do Invernadoiro		
S_s (m ²)	300	
S_c (m ²)	540	
V_{inv} (m ³)	920	
e_c (m)	0,004	
λ_c (W/m ³ ·°C)	0,19	
R (h ⁻¹)	0,875	
α	0,095	
τ	0,78	
ϵ_{ter}	0,935	
Características do Aire		
C_{pa} (J/kg·K)	1012	
C_{pv} (J/kg·K)	2009	
ρ (kg/m ³)	1,196	1,219
X_i (kg/m ³)	0,010	0,014
X_e (kg/m ³)	0,008	0,007
λ_o (J/kg)	1803506,337	1772729,778
Cálculos Radiación Neta		
T_{atm} (°C)	6,455	5,069
e_{se} (hPa)	12,840	11,078
e_e (hPa)	10,786	9,416
ϵ_{atm}	0,999	0,999
Cálculos Pérdidas por Convección - Conducción		
h_i (W/m ² ·°C)	-	-
h_e (W/m ² ·°C)	6,948	6,337
K_{cc} (W/m ² ·°C)	6,061	5,591

A densidade do aire foi obtida a través da gráfica da Figura 13:

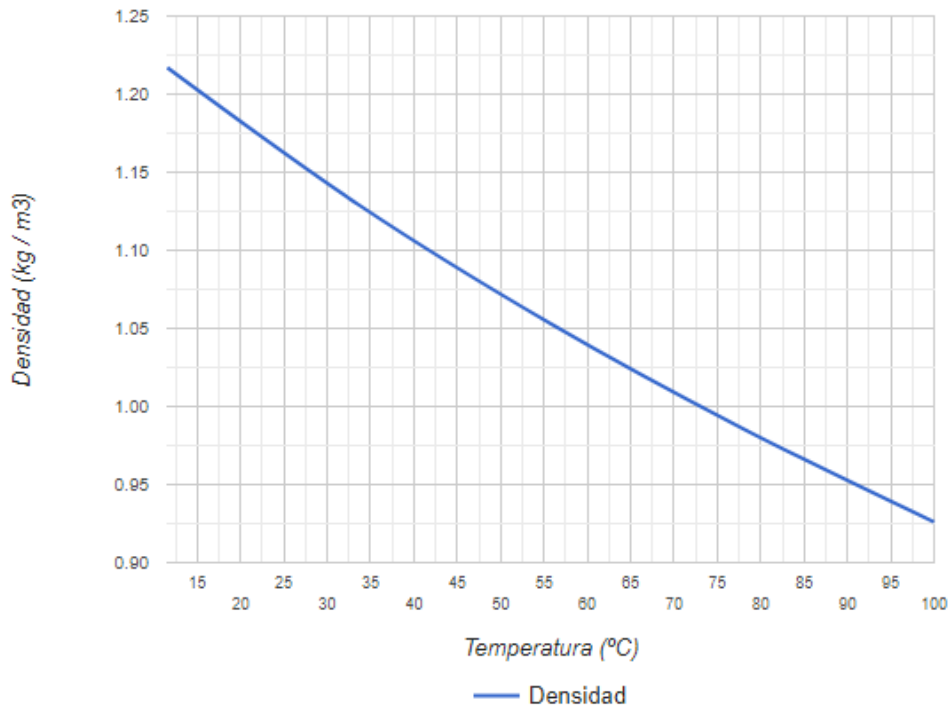


Figura 12: Densidade do aire húmida para H.R de 80% e presión de 1 atm.

Fonte: <https://www.herramientasingeneria.com/>

Os valores do calor específico do aire e auga foron consultados en:

http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/fis/calorespec.pdf

4.2. RESULTADOS

4.2.1 – Resultados do Balance Enerxético do Invernadoiro:

Como se estableceu no apartado anterior (1 - *Consideracións para o Balance Enerxético do Invernadoiro*), as perdas a través do solo estímase nun 10 % das perdas enerxéticas totais. A continuación cuantifícanse estas durante o día e durante a noite:

Perdas enerxéticas a través do solo durante o día:

$$Q_{solo} = \frac{10}{100} \cdot \left(\frac{100 \cdot (Q_{cc} + Q_{ren})}{90} \right) = 3692,300 \text{ W}$$

Perdas enerxéticas a través do solo durante a noite:

$$Q_{solo} = \frac{10}{100} \cdot \left(\frac{100 \cdot (Q_{cc} + Q_{ren})}{90} \right) = 2688,621 \text{ W}$$

Os resultados finais dos fluxos de enerxía recóllense na Táboa 39,

Táboa 38: Resultados do balance enerxético do invernadoiro durante as horas nocturnas e diúrnas.

	R_n	Q_{cc}	Q_{ren}	Q_{sol}	Q_{cli}
Día	16343,923	29751,025	3479,680	3692,300	20579,082
Noite	16344,002	18990,39	5207,197	2688,621	10542,206

As necesidades de calefacción resultantes do balance enerxético son expostas a continuación:

$$Q_{cli,día} = 20579,082 \text{ W} = 20,58 \text{ kW}$$

$$Q_{cli,noite} = 10542,206 \text{ W} = 10,54 \text{ kW}$$

Considerando un réxime de funcionamento acorde ao ritmo vital de crecemento das plantas o consumo medio horario é de 17,23 kW.

4.2.2 – Resultados do Análise de Combustión

4.2.2.1 – Cálculo de CO₂

- Caudal de CO₂ procedente do Gas de Síntese:

$$C_{CO_2,sy} = 14,364 \cdot \frac{11}{100} \cdot \frac{1}{22,4} \cdot 44 = 3,10365 \text{ kg/h}$$

- Caudal de CO₂ producida na reacción 2 (1kmol CO \Leftrightarrow 1kmol CO₂)

$$C_{CO_2,ec1} = 14,364 \cdot \frac{19}{100} \cdot \frac{1}{22,4} \cdot 44 = 5,36085 \text{ kg/h}$$

- Caudal de CO₂ producida na reacción 3 (1 kmol CH₄ \Leftrightarrow 1kmol CO₂)

$$C_{CO_2,ec3} = 2 \cdot \left[14,364 \cdot \frac{0,8}{100} \cdot \frac{1}{22,4} \cdot 44 \right] = 0,45144 \text{ kg/h}$$

- Caudal de CO₂ producida na reacción 4 (1 kmol C₂H₄ \Leftrightarrow 2 kmol CO₂)

$$C_{CO_2,ec4} = 2 \cdot \left[14,364 \cdot \frac{0,10}{100} \cdot \frac{1}{22,4} \cdot 44 \right] = 0,05643 \text{ kg/h}$$

- Caudal total de CO₂ contido nos gases de escape do motor:

$$C_{CO_2} = C_{CO_2,sy} + C_{CO_2,ec1} + C_{CO_2,ec2} + C_{CO_2,ec3} + C_{CO_2,ec4} \quad (\text{Ec.44})$$

$$C_{CO_2} = 8,97237 \text{ kg/h}$$

4.2.2.2 – Cálculo de H₂O:

- Cantidad de H₂O procedente do gas de síntese:

Na composición do gas de síntese non se atopan datos sobre a cantidade de auga, polo que será considerado nulo.

$$C_{H_2O,gs} = 0 \text{ kg/h}$$

- Cantidad de H₂O producida na reacción 1 (1 kmol H₂ ⇌ 1 kmol H₂O)

$$C_{H_2O,ec1} = 14,364 \cdot \frac{18,8}{100} \cdot \frac{1}{22,4} \cdot 18 = 2,170 \text{ kg/h}$$

- Cantidad de H₂O producida na reacción 3 (1 kmol CH₄ ⇌ 2 kmol H₂O)

$$C_{H_2O,ec3} = 2 \cdot \left[14,364 \cdot \frac{0,80}{100} \cdot \frac{1}{22,4} \cdot 18 \right] = 0,092 \text{ kg/h}$$

- Cantidad de H₂O producida na reacción 4 (1 kmol C₂H₆ ⇌ 2 kmol H₂O)

$$C_{H_2O,ec4} = 2 \cdot \left[14,364 \cdot \frac{0,10}{100} \cdot \frac{1}{22,4} \cdot 18 \right] = 0,012 \text{ kg/h}$$

Polo tanto:

$$C_{H_2O} = C_{H_2O,ec1} + C_{H_2O,ec3} + C_{H_2O,ec4} \quad (\text{Ec.45})$$

$$C_{H_2O} = 2,28 \text{ kg/h}$$

4.2.2.3 – Cálculo de O₂:

Calcúlase en primeiro lugar o caudal de oxíxeno estequiométrico necesario:

- Cantidad de O₂ procedente do Gas de Síntese:

$$C_{O_2,sy} = 14,364 \cdot \frac{0,1}{100} \cdot \frac{1}{22,4} \cdot 32 = 0,021 \text{ kg/h}$$

- Cantidad de O₂ necesaria na reacción 1 (1 kmol H₂ ⇌ 1/2 kmol O₂)

$$C_{O_2,ec1} = \frac{1}{2} \left[14,364 \cdot \frac{18,8}{100} \cdot 32 \right] = 43,207 \text{ kg/h}$$

- Cantidad de O₂ necesaria na reacción 2 (1 kmol CO ⇌ 1/2 kmol O₂)

$$C_{O_2,ec2} = \frac{1}{2} \left[14,364 \cdot \frac{19}{100} \cdot 32 \right] = 43,667 \text{ kg/h}$$

- Cantidad de O₂ necesaria na reacción 3 (1 kmol CH₄ ⇌ 1/2 kmol O₂)

$$C_{O_2,ec3} = \frac{1}{2} \left[14,364 \cdot \frac{0,8}{100} \cdot 32 \right] = 1,839 \text{ kg/h}$$

- Cantidad de O2 necesaria na reacción 4 (1 kmol CH4 ⇌ 1/2 kmol O2)

$$C_{O_2,ec4} = \frac{1}{2} \left[14,364 \cdot \frac{0,1}{100} \cdot 32 \right] = 0,230 \text{ kg/h}$$

Polo tanto:

$$C_{O_2 \text{ estequiométrico}} = C_{O_2,sy} + C_{O_2,ec1} + C_{O_2,ec2} + C_{O_2,ec3} + C_{O_2,ec4} \quad (\text{Ec.46})$$

$$C_{O_2,esteq} = 88,964 \text{ kg/h}$$

Tendo en conta que o caudal de oxígeno dos gases de escape é procedente do exceso de oxígeno na combustión, que pode estimarse nun 40%, calcúlase a cantidade de oxígeno:

$$C_{O_2} = s \cdot C_{O_2,esteq} \quad (\text{Ec.47})$$

Onde: s = Exceso de oxígeno do aire de admisión (0,4)

$$C_{O_2} = \frac{40}{100} \cdot 88,964 = 35,586 \text{ kg/h}$$

4.2.2.4 – Cálculo de N2

O caudal de N2 dos gases de escape ven determinado polo oxígeno de admisión (1,4 veces o caudal estequiométrico), considerando a composición do aire en masa (23% O2, 77% N2) e pola cantidade de N2 que contén o Gas de Síntese. Entón se ten:

$$C_{aire} = (1 + 0,4) \cdot C_{O_2,esteq} \cdot \frac{1}{0,23} \quad (\text{Ec.48})$$

$$C_{aire} = 54,152 \text{ kg/h}$$

$$C_{N_2} = [C_{aire} \cdot 0,77] + \left[\dot{V}_{sy} \cdot (\%N_2) \cdot \frac{1}{22,4} \cdot PM_{N_2} \right] \quad (\text{Ec.49})$$

$$C_{N_2} = 50,71 \text{ kg/h}$$

Para coñecer os caudais volumétricos reais, debese consultar as densidades dos diferentes compoñentes as condicións de escape estimadas (400°C, 1 atm). Utilízase para o cálculo a aplicación en liña, aceptando a consideración do comportamento dos gases de escape como un gas ideal:

<https://www.herramientasingeneria.com/onlinecalc/spa/densidad-gases-ideales/densidad-gases-ideales.html>

Os datos obtidos para os caudais máxicos e volumétricos de cada un dos elementos que compoñen os gases de escape aparecen recollidos na Táboa 40, mentres que os datos globais expóñense na Táboa 41:

Táboa 39: Compoñentes e caudais máxicos e volumétricos dos gases de escape.

CO2		H2O		O2		N2	
Másico	Volumétrico	Másico	Volumétrico	Másico	Volumétrico	Másico	Volumétrico
8,972	11,271	2,274	6,975	35,586	61,461	50,71	100,019

Táboa 40: Densidade e caudais máxico e volumétrico global dos gases de escape.

Caudal máxico total gases escape	97,542 kg/h
Caudal volumétrico total gases escape	179,701 m ³ /h
Densidade total gases escape	0,543 kg/m ³

4.2.3 – Resultados de xeración enerxética do motor de combustión

Os resultados do balance enerxético mostran de forma clasificada as perdas enerxéticas no sistema gasificador. Obsérvase que todas as perdas son cedidas ao aire que rodea ao sistema. Determínase que estas perdas poden ser aproveitadas simplemente coa instalación do sistema gasificador no interior do invernadoiro, cedendo así a enerxía térmica ao aire interior do invernadoiro. Esta solución é a máis sinxela e práctica, xa que non require da instalación de ningún sistema de calefacción e non supón ningún coste adicional.

Táboa 41: Clasificación e computo total das perdas enerxéticas do sistema gasificador inicial.

		Caso Desfavorable	Caso Favorable
Gasificador		10,84	12,79
Permutador		1,03	
Motor	\dot{Q}_{refr}	5,68	6,75
	\dot{Q}_{ge}	5,68	6,75
	\dot{Q}_{conv}	1,27	1,51
Total		24,5	28,83

A enerxía que aporta o sistema gasificador ao invernadoiro supera a enerxía demandada, polo que se establece como factor limitador as horas de funcionamento do sistema. A vantaxe de reducir as horas de funcionamento é

que se reducen tamén o coste de calefacción. É preciso cuantificar a diferenza de produción e demanda para establecer as horas de funcionamento.

A continuación explícase como calcular as horas de funcionamento do sistema a partir dos resultados obtidos sobre a demanda do invernadoiro e a produción do sistema gasificador:

Potencia demandada polo invernadoiro:

$$Q_{cli,día} = 20,58 \text{ kW}$$

$$Q_{cli,noite} = 10,54 \text{ kW}$$

Energía térmica demandada polo invernadoiro:

$$E_{día} = 20,58 \cdot 12 = 246,96 \text{ kWh}$$

$$E_{noite} = 10,54 \cdot 12 = 126,48 \text{ kWh}$$

$$E_{total} = 373,44 \text{ kWh}$$

Horas de funcionamento do sistema gasificador necesarias para cubrir a demanda térmica do invernadoiro:

Caso favorable – Alto PCI:

$$t_{día} = \frac{246,96 \text{ kWh}}{28,83 \text{ kW}} = 8,56 \text{ h}$$

$$t_{noite} = \frac{126,48 \text{ kWh}}{28,83 \text{ kW}} = 4,387 \text{ h}$$

$$t_{total} = 12,947 \text{ h}$$

Caso desfavorable – Baixo PCI:

$$t_{día} = \frac{246,96 \text{ kWh}}{24,5 \text{ kW}} = 10,08 \text{ h}$$

$$t_{noite} = \frac{126,48 \text{ kWh}}{24,5 \text{ kW}} = 5,16 \text{ h}$$

$$t_{total} = 15,24 \text{ h}$$

Os resultados obtidos recóllense na Táboa 44 para interpretalos de forma máis gráfica:

Táboa 42: Balance e comparativa da enerxía producida fronte a enerxía demandada polo invernadoiro para calefacción.

	Potencia Necesaria Calefacción	Enerxía Demandada Calefacción	Potencia Aportada polo Sistema Gasificador		Horas de Funcionamento do Sistema	
	Q_{cli}	E	$\dot{Q}_{perdidas}$		$t(h)$	
			<i>min.</i>	<i>máx.</i>	<i>min.</i>	<i>máx.</i>
Día	20,58	246,96	24,5	28,83	8,56	10,08
Noite	10,54	126,48			4,387	5,16

Os resultados de xeración son calculados en función do PCI do gas de síntese, o cal establécese nun rango de valores, polo tanto a enerxía producida tamén o será, establecendo uns valores máximos e mínimos, que se recollen na Táboa 37.

Táboa 43: Parámetros de produción do motor funcionando cón syngas producido no gasificador.

	Mínima	Máxima
$PCI_{gg} (kJ/m^3)$	5000	5900
$\dot{W}_{te} (kW)$	19,95	23,54
$\dot{W}_{me} (kW)$	6,64	7,84
$\dot{W}_{el} (kW)$	5,31	6,27

Cabe destacar a eficiencia de conversión do motor, que (Fonseca, 2020) estableceu mediante o balance termo – enerxético nun valor de 22% para a eficiencia de conversión mecánica. Esta eficiencia sería menor para o caso da produción eléctrica, esta baixa eficiencia provoca que o sistema non sexa rendible economicamente para a aplicación única de xeración eléctrica.

Baixo estas condicións, establécese como produto principal a enerxía térmica para o sistema de calefacción e un subproduto a enerxía eléctrica.

Enerxía eléctrica diaria producida:

Caso favorable – Alto PCI

$$\dot{W}_{el} = 6,27 \text{ kW}$$

$$t = 12,947 \text{ h}$$

$$E_{elec} = \mathbf{81,17 \text{ kWh}}$$

Caso desfavorable – Baixo PCI

$$\dot{W}_{el} = 5,31 \text{ kW}$$

$$t = 15,24 \text{ h}$$

$$E_{elec} = 80,92 \text{ kWh}$$

Valoración económica da produción eléctrica:

O Real Decreto 15/2018 establece a normativa para o vertido de enerxía a rede de sistemas asociados ao autoconsumo. No seu artigo 9, punto 5 di: “Os excedentes das instalacións de xeración asociadas ao autoconsumo estarán sometidos ao mesmo tratamento da enerxía producida polo resto de instalacións de produción”.

Atendendo a isto, calcúlase o prezo de venta da enerxía total producida durante un ano, supoñendo un prezo de venta de 0,06 €/kWh:

Caso favorable – Alto PCI

$$E_{elec} = 29627,05 \text{ kWh}$$

$$\text{Prezo} = 1777,62 \text{ €}$$

Resultando do anterior unha retribución diaria de 4,86 €.

Caso desfavorable – Baixo PCI

$$E_{elec} = 29535,80 \text{ kWh}$$

$$\text{Prezo} = 1772,15 \text{ €}$$

Resultando do anterior unha retribución diaria de 4,87 €.

4.3. VALORACIÓN DOS RESULTADOS

4.3.1 – Análise da composición do aire interior vertendo gases de escape

Supoñendo 24 horas diarias de funcionamento do motor, o volume de gases de escape entregado ao invernadoiro é de 4312,824 m³, dos cales 270,504 m³ son CO₂.

Debe distinguirse entre o volume estático do invernadoiro (920 m³) e o volume total de aire que contén o invernadoiro ao longo do día ($V_{inv,total}$). Para isto, deben calcularse as fugas de aire exterior e o caudal de gases de escape introducido. As fugas serán proporcionais ao volume interior, polo que calcúlase mentres o motor está en funcionamento e por tanto vertendo os gases de escape ao interior do invernadoiro ($V_{inv,real}$).

$$V_{inv,real} = V_{inv,estatico} + (\dot{V}_{gases\ escape} \cdot t) \quad (\text{Ec.50})$$

$$V_{inv,real} = 920 + (179,01 \cdot 24) = 5216,24 \text{ m}^3$$

$$V_{inv,total} = 5216,24 + (\dot{V}_{fugas} \cdot 24h) \quad (\text{Ec.51})$$

$$V_{inv,total} = 5216,24 + (0,875 \cdot V_{inv,real} \cdot 24h) = 114.757,28 \text{ m}^3$$

Debe distinguirse entre o aire interior procedente dos gases de escape e o aire exterior infiltrado no invernadoiro, pois teñen distintos niveis de CO₂. Supoñendo que o aire exterior contén 350 ppm, calcúlase o volume total de CO₂ introducido por infiltracións:

$$ppm_{CO_2,aire} = \frac{V_{CO_2,aire}}{V_{aire}} \cdot 10^6 = 350$$

$$V_{CO_2,aire} = 6,762 \text{ m}^3$$

Sumando este volume ao introducido polos gases de escape do motor, pode calcularse o nivel total de CO₂ na atmosfera interior do invernadoiro:

$$ppm_{CO_2} = \frac{V_{CO_2,ge} + V_{CO_2,aire}}{V_{inv,total}} \cdot 10^6$$

$$ppm_{CO_2} = 2416,11$$

Debe considerarse a asimilación de CO₂ da planta para a realización da fotosíntese. A cantidade asimilada depende da radiación solar recibida, do auga, dos nutrientes do solo ou fertilizantes, humidade interior do invernadoiro... polo que resulta excesivamente complexo obter un resultado final. Sen embargo, a cantidade final compre cos rangos establecidos para algunhas especies, por exemplo o pepino (1000 – 3000 ppm). O CO₂ aplicado é unha medida adicional que non supón ningún custo adicional, e que de non ser aproveitado, verteríase a atmosfera, cós prexuízos ambientais que isto supón.

A correcta adaptación do sistema de fertilización carbónica precisa de medicións empíricas e de un deseño da instalación en consecuencia. Ao xulgar polos datos obtidos, non se require ningunha instalación adicional, senón que unha apertura das fiestras nas horas de maior temperatura (para evitar a caída da temperatura interior) bastaría para adecuar os niveis de dióxido cando estes superen os máximos vitais do cultivo.

4.3.2 – Análise de Eficiencia Enerxética Global

Para o cálculo da eficiencia global do sistema establécense os parámetros de entrada e saída no sistema e as súas propiedades enerxéticas. Os datos de entrada no sistema son a biomasa e o aire que se introducen na cheminea do gasificador, mentres que os de saída son os produtos aproveitados no invernadoiro, a potencia térmica das perdas do gasificador (utilizadas para a

calefacción do invernadoiro) e a potencia eléctrica teórica obtida. Recóllense os datos utilizados para o cálculo na Táboa 42.

Táboa 44: Eficiencia global da instalación conxunta do sistema de calefacción e produción eléctrica proposto.

Propiedades		Mínimo	Máximo
Entrada	\dot{Q}_b (kW)	28,50	33,62
	$\dot{Q}_{ar,1}$ (kW)	2,29	2,70
Saída	$\dot{Q}_{perdidas}$ (kW)	24,5	28,08
	\dot{W}_{el} (kW)	5,31	6,27
η_{global} (%)		96,82	94,58

CAPÍTULO 5 – CONCLUSIONES E TRABALLOS FUTUROS

5.1. CONCLUSIONES

O sistema gasificador inicial producía gas de síntese a partir de pellets de eucalipto para a alimentación do motor, que producía enerxía mecánica cunha eficiencia do 22 %, para posteriormente transformar esta enerxía eléctrica para autoconsumo. Así, o 78 % da enerxía producida era perdida en forma de calor, resultando unha potencia eléctrica útil de 5,31 – 6,27 kW fronte aos 24,5 – 28,08 kW que supoñen as perdas térmicas.

Có fin de aumentar a eficiencia enerxética do sistema, estúdase a viabilidade dunha aplicación cogeneratediva que aproveite a enerxía térmica desaproveitada. Así, estúdase a integración do sistema nun invernadoiro situado nun clima desfavorable para o cultivo como un sistema de calefacción. Ao verter os gases de combustión do motor ao recinto interior do invernadoiro percíbese unha fertilización indirecta do CO₂ contido nos gases, o que fai que a instalación considérese unha trixeneración (calor, electricidade e CO₂).

O invernadoiro estudado, de 300 m², situado na localidade de A Coruña, require unha potencia de calefacción de 20,58 kW durante o día e 10,54 kW durante a noite. Estes valores foron calculados despois de cuantificar o aporte térmico do sol ao invernadoiro (16,343 – 16,344 kW), as perdas por conduction e convección (18,990 – 29,751 kW), as perdas por renovación do aire interior por fugas (34,796 – 52,072 kW) e as perdas por convección a través do solo (26,886 – 36,923 kW).

Esta potencia pode ser cuberta coas perdas térmicas do sistema gasificador, que ao ser superiores e, existindo un rango de temperatura máximo para o correcto crecemento do cultivo (20 °C durante o día e 15°C durante a noite), limitan o funcionamento do sistema a 12,947 – 15,24 h diarias.

Para estas horas de funcionamento, a enerxía eléctrica diaria producida é de 80,92 – 81,17 kWh. Supoñendo un prezo de venda de 0,06 €/kWh, a retribución económica é de 4,86 – 4,87 € diarios. A baixa rendibilidade do sistema pode non compensar os costes de instalación para o vertido a rede, debendo en este caso buscar unha utilidade a esta enerxía, como podería ser un sistema de iluminación para o invernadoiro ou un sistema automático de rego.

Co réxime de funcionamento establecido, calcúlanse as emisións de CO₂ contido nos gases de escape. O caudal volumétrico dos gases de escape é 179,701 m³/h, dos cales 11,271 m³/h son de CO₂. A cantidade diaria total de CO₂ vertida é de 145,926 – 171,770 m³/h. As infiltracións de aire do exterior ao longo do día, cuantifícanse en 109.559,41 m³/día, resultando a concentración de CO₂ da atmosfera interior de 1303,39 – 1534,23 ppm. A concentración depende en gran parte da asimilación de CO₂ das plantas durante a fotosíntese.

A consideración do invernadoiro sen cultivo interior imposibilita coñecer a concentración interior final. Sen embargo, o aire exterior ten unha concentración

de aproximadamente 350 ppm de CO₂, cantidade insuficiente para o crecemento do cultivo, o que provoca a necesidade de ventilación para renovar o aire interior. A ventilación provocaría grandes perdas térmicas, reducindo así a eficiencia do sistema de calefacción. A concentración recomendada para maximizar o crecemento do cultivo acostuma estar entre 1000 e 3000 ppm, dependendo da especie cultivada. Tendo isto en consideración, pode establecerse como un factor beneficioso o aporte dos gases de combustión, tanto para o crecemento do cultivo como un beneficio ambiental.

Considerouse a repartición do día en función das horas naturais de sol, sen embargo algunhas especies de plantas teñen réximes de crecemento concretos, por exemplo a maioría dos cultivos ornamentais necesitan de 16h de luz fronte a 8h de noite. O exceso de enerxía producida polo gasificador supón un marxe de adaptación aos requirimentos do cultivo segundo o momento vital da planta e a especie cultivada. Isto ademais permite a programación da fertilización carbónica en función do momento vital da planta, aumentando así a eficiencia do cultivo.

A eficiencia enerxética global foi calculada considerando como fluxos de entrada a biomasa e o aire introducido no sistema e como fluxos de saída a enerxía eléctrica a térmica producida, cuantificándose esta en 94,58 – 98,82%. O factor beneficioso do aporte de CO₂ só pode ser valorado en función do aumento produtivo das plantas e o aumento de prezo de venda derivado deste. Así, a eficiencia económica e rendibilidade do proxecto pode afirmarse superior que sen aporte de CO₂, aínda que esta non pode ser cuantificada con datos teóricos. Así aumentouse en un 72,58 – 76,82 % respecto ao sistema inicial sen ningún coste adicional da instalación supoñendo o invernadoiro xa construído.

5.2. TRABALLOS FUTUROS

A variabilidade do clima segundo a hora, día, mes ou ano e moi amplía, o que establece a necesidade dunha adaptación automática de funcionamento do sistema proposto para acadar a máxima eficiencia en cada momento. É de especial importancia que esta adaptación sexa automática en función das consignas climáticas que inflúen no balance enerxético do invernadoiro, pois resultaría imposible realizalo manualmente.

As consignas climáticas establecidas son a radiación solar, a temperatura do aire exterior e interior, a humidade exterior e interior e os niveis de CO₂ no interior do invernadoiro. Estas condicións deben ser medidas con sensores que transformen a sinal física en dixital e a envíe ao controlador. Aquí a sinal de entrada será comparada coa consigna de traballo, accionando o funcionamento do sistema en caso de ser necesario.

Por outro lado, o estudo centrouse soamente no sistema de calefacción durante os meses de inverno, debido a que as condicións estivais da localización

non eran excesivas nin limitadoras para a vida do cultivo. De todas formas, nalgúns días do ano pode ser necesario reducir a temperatura do invernadoiro. A observación preliminar das condicións climáticas da localización seleccionada levan a pensar que a ventilación mediante a apertura das fiestras pode ser suficiente. Sen embargo, debe ser estudada a forma de realizar a ventilación da forma máis eficiente.

Por todo o anterior, establécense como traballos futuros nesta liña de traballo os seguintes:

- Estudo da acción dunha determinada especie dentro do invernadoiro, e valorar a viabilidade de adaptación do clima interior ás necesidades desta especie.
- Deseño dun sistema de xeneración eléctrica orientado a alimentar un sistema de iluminación que máximice a produción do cultivo.
- Desenrolo dun sistema de control climático automatizado que adapte o clima interior do invernadoiro a través de consignas de traballo obtidas por sensores de radiación, temperatura, humidade e medidor de concentración de CO₂.
- Valoración da eficiencia enerxética conxunta do invernadoiro, do sistema gasificador e do cultivo interior baixo un control climático automatizado para unha determinada especie.
- Estudo das necesidades de refrixeración e inclusión do método de climatización no sistema de control automático.
- Análisis económico do cultivo baixo un sistema de control climático automatizado en comparación co sistema aquí proposto.

BIBLIOGRAFIA

- [1] MARTINEZ, PF y ROCA, DOLORS. (2011). El control del clima de los invernaderos de plástico. Un enfoque actualizado. pp.181-192. Perteneciente al libro: Sustratos, manejo del clima, automatización y control en sistemas de cultivo sin suelo. Ed: Flórez R. Víctor Julio, Universidad Nacional de Colombia, 1ª Edición. Colombia.
- [2] TESI, R. (1972). Moderne tecniche di protezione in horticultura, floricultura e frutticoltura. pp.282
- [3] FRANCO, J.A., BAÑÓN, S., FERNÁNDEZ. J.A. y GONZÁLEZ, A. (2000). La fertilización carbónica en horticultura en A.L. ALARCÓN, Tecnología para cultivos de alto rendimiento, Ed. Novedades Agrícolas, Murcia
- [4] FRANCESCACIELLI, N. y MITIDIERI, M. (2006). El invernadero hortícola. Estructura y manejo de cultivos. pp.11-17. Ed. Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria, 2ª Edición. Buenos Aires
- [5] DONG, L., LIU, H and RIFFAT, S. (2009). Development of Small-Scale and Micro-Scale Biomass-Fuelled CHP Systems - A literature review. Applied Thermal Engineering, *Elsevier* 29 (11-12), pp.2119.
- [6] LINEBACK, N., DELLINGER, T., SHIENVOLD, L.F., WITCHER, B., REYNOLDS, A., AND BROWN, L.E. (1999). Industrial Greenhouse Gas Emissions: Does CO₂ from Combustion of Biomass Residue for Energy Really Matter? *Climate Research* 13. pp.221-229.
- [7] A VILLETÀ, M., COSTA, M., CIRILLO, D., MASSAROTI, N. AND VANOLI L. (2018). Performance analysis of a biomass powered micro-cogeneration system based on gasification and syngas conversion in a reciprocating engine. *Energy Conversion and Management*. pp. 33-48.
- [8] HAWKES, A.D. AND LEACH, M.A. (2007). Cost-Effective Operating Strategy for Residential Micro-Combined Heat and Power, *Energy* 32. pp.711-723.
- [9] ALANNE, K. AND SAARI, A. (2004). Sustainable Small-Scale CHP Technologies for Buildings: the Basis for Multi-Perspective Decision-Making. *Renew Sustain Energy Rev* (8), pp.4001-4031.
- [10] ASADULLAH M. (2014). Barriers of commercial power generation using biomass gasification gas: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. pp. 2010-2015.
- [11] VAKALIS, S. AND BARATIERI, M. (2015). State-of-the-Art of Small Scale Biomass Gasifiers in the Region of South Tyrol, *Waste Biomass*. pp. 817-829.
- [12] LEE, U., BALU, E. AND GHUNG J.N. (2013). An experimental evaluation of an integrated biomass gasification and power generation system for distributed power applications. *Applied Energy*. pp. 699-708.

- [13] SANSANIWAL, S.K., PAL, K., ROSEN, M.A. AND TYAGI. S.K. (2017) Recent advantages in the development of biomass gasification technology: A comprehensive review. *Renew and Sustainable Energy Reviews*. pp. 363-384.
- [14] BOCCI, E. (2013)- State of art of small scale biomass gasification power systems: a review of the different typologies. Proc. of the Conf. of Italian Thermal Machines Engineering Association. pp. 247-256
- [15] DULEEKA, G., SUMUDU, S.W.J., NIHAL S.S., BO W. (2013). The Effect of Throat Diameter on the Performance a Downdraft Biomass Gasifier. *International Journal of Energy Engineering*. pp. 171-175
- [16] MARTÍNEZ, J.D., MAHKAMOV, K., ANDRADE, R.V. AND SILVA LORA, E.E.(2012). Syngas production in downdraft biomass gasifiers and its application using internal combustion engines. *Renewable Energy*. pp. 1-9.
- [17] RICHARD, P.B., KLAUS, D. (2017). Syngas use in internal combustion engines – a review. *Advances in Research*. pp. 1-8.
- [18] KOPETZ, H. Present Development in Small Scale Combined Heat and Power (CHP) (available at <http://www.svebio.se/attachments/33/293.pdf>)
- [19] DE GREGORIO, M. (2020). Biomasa en España. Generación de valor añadido y análisis prospectivo. pp.2-9
- [20] IDAE. (2007). Biomasa: Producción eléctrica y cogeneración. pp.7-12
- [21] FONSECA, C. (2020). Análise termoenergética de um gaseificador de blocos de madeira para a operação de motores de combustão interna de pequena potência. Bragança.
- [22] LEMOS DE SOUSA, D. (2019). DOWNDRAFT GASIFIER FOR OPERATING SMALL POWER INTERNAL COMBUSTION ENGINES. Bragança.
- [23] MARTINS, J. (2006). Motores de combustão interna. *Publindústria –Edições Técnicas, 2ª edição*. Porto.
- [24] NOGUEIRA, L.A.H., LORA, E.E.S. (2003). Dendroenergia: fundamentos e aplicações. 2ª ed., Interciência. Rio de Janeiro.
- [25] FAO Forestry paper 72. (1986) WOOD GAS AS ENGINE FUEL, FOOD AND AGRICULTURE, Organization of the United Nations. pp.125.
- [26] SWEDEN. Book; Book/Illustrated; Government publication. Generator gas: the Swedish experience from 1939-1945. [S.l.]: Golden, Colo.: Solar Energy Research Institute; [Springfield, Va: available from National Technical Information Service, U.S. Dept. of Commerce], 1979. "Originally published in Swedish by the Ingeniorsvetenskapsakademien (Swedish Academy of Engineering) ... Stockholm, 1950."
- [27] BERGMAN, T. L.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; LAVINE, A.S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th edition. ed. Wiley, 2011. ISBN

<<https://books.google.pt/books?id=vvyl0XEywMoC>>.

[28] WALKER, J.N. "Predicting temperatures in ventilated greenhouses". Transactions of the ASAE, 8 (3): 445- 448. 1965.

[29] WALKER, J.N., PETERSON, W.O., DUNCAN, G.A. y ANASTASI, D.T. "Temperature and humidity in a greenhouse ventilated with coal mine air". Transactions of the ASAE, 19 (2): 311-317. 1976.

[30] KINDELAN, M. "Dynamic modeling of greenhouse environment". Transactions of the ASAE, 23: 1232- 1239. 1980.

[31] ARINZE, E.A., SCHOENAU, G.J. y BESANT, R.W. "A dynamic thermal performance simulation model of an energy conserving greenhouse with thermal storage". Transactions of the ASAE, 27: 508-519. 1984.

[32] BOULARD, T. y BAILLE, A. "Analysis of thermal performances of greenhouse as solar collector". Energy in Agriculture, 5: 175-184. 1987

[33] AL-JAMAL, K. "Greenhouse cooling in hot countries". Energy, 19: 1187-1192. 1994.

[34] BAILLE, A. "Overview of greenhouse climate control in the Mediterranean regions. Cultures protégées dans la région méditerranéenne". Actes du Colloque d'Agadir (Cahiers Options Méditerranéennes vol. 31). 6-9 Octobre, Agadir (Marruecos). 59-76 pp. 1996.

[35] STANGHELLINI, C. "Transpiration of greenhouse crops. An aid to climate management". Tesis Doctoral, Agricultural University Wageningen, 150 pp. 1987

[36] ELÍAS, F. y CASTELLVÍ, F. "Agrometeorología". Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación (MAPA) y Edit. Mundi-Prensa, 517 pp. Madrid. 1996.

[37] SWINBANK, S.C. "Long-wave radiation from clear skies". J. Royal Meteorology Society, 89: 339-348. 1963

[38] TETENS, V.O. "Über einige meteorologische". Begriffe, Zeitschrift für Geophysik. 6:297-309. 1930

[39] MURRAY, F.W. "On the computation of saturation vapor pressure". J. Appl. Meteorol. 6: 203-204. 1967.

[40] NIJSKENS, J., DELTOUR, J., COUTISSE, S. y NISEN, A. "Heat transfer through covering materials of greenhouses". Agricultural and Forest Meteorology, 33: 193-214. 1984.

[41] MILLS, A.F. "Transferencia de calor". Mcgraw-Hill/ Irwin, Nueva York. 932 p. 1997.

- [42] BOT, G.P.A. "Greenhouse climate: from physical processes to a dynamic model". Tesis Doctoral. Agricultural University of Wageningen (Holanda), 240 pp. 1983.
- [43] KITTAS, C. "Greenhouse cover conductances". *Boundary Layer Meteorology*, 36: 213-225. 1986
- [44] GARZOLI, K.V. y BLACKWELL, J. "An analysis of the nocturnal heat loss from a double skin plastic greenhouse". *J. Agric. Engng Res.*, 36: 75-85. 1987.
- [45] PAPADAKIS, G., FRANGOUDAKIS, A. y KYRITSIS, S. "Mixed, forced and free convection heat transfer at the greenhouse cover". *J. Agric. Engng Res.*, 51: 191- 205. 1992.
- [46] JENSEN, M.E., BURMAN, R.D. y ALLEN, R.G. "Evapotranspiration and Irrigation Water Requirements". Amer. Soc. of Civil Eng., New York. 1990.
- [47] BROOKER, D.B. "Mathematical model of psychrometric chart". *Trans. Am. Soc. Ag. Eng.*, 10: 558-560. 1967.
- [48] ASAE. "Psychrometric Data. American Society of Agricultural Engineers". ASAE D271.2 DEC99, St. Joseph, 9 pp. 1999.
- [49] ELBATAWI, I.E. "Heating inside a greenhouse at night using solar energy". ASAE Annual Meeting, Paper number 034040. 2003.
- [50] BOULARD, T. y BAILLE, A. "Analysis of thermal performances of greenhouse as solar collector". *Energy in Agriculture*, 5: 175-184. 1987.
- [51] BOULARD, T. y BAILLE, A. "Modelling of air exchange rate in a greenhouse equipped with continuous roof vents". *J. Agric. Engng Res.*, 61: 37-48. 1995
- [52] KITTAS, C., DRAOUI, B. y BOULARD, T. "Quantification du taux d'aération d'une serre á ouvrant continu en toiture". *Agric. Forest Meteor.*, 77: 95-111. 1995.
- [53] KITTAS, C., BOULARD, T., MERMIER, M. y PAPADAKIS, G. "Wind induced air exchange rates in a greenhouse tunnel with continuous side openings". *J. Agric. Engng Res.*, 65: 37-49. 1996.
- [54] PAPADAKIS, G., MERMIER, M., MENESES, J.F. y BOULARD, T. "Measurement and analysis of air exchange rates in a greenhouse with continuous roof and side openings". *J. Agric. Engng Res.*, 63: 219-228. 1996.
- [55] BAPTISTA, F.J., BAILEY, B.J., RANDALL, J.M. y MENESES, J.F. "Greenhouse ventilation rate: Theory and measurement with tracer gas techniques". *J. Agric. Engng Res.*, 72: 363-374. 1999.
- [56] BAILEY, B.J., MONTERO, J.I., PÉREZ-PARRA, J., ROBERTSON, A.P., BAEZA, E. y KAMARUDDIN, R. "Airflow resistance of greenhouse ventilators with and without insect screens". *Biosystems Engineering*, 86 (2): 217-229. 2003.

- [57] BROWN, W. G e SOLVASON, K.R. "Natural convection through rectangular openings in partitions". *Internal Journal of Heat and Mass Transfer*, 5 (9): 859 – 862. 1962
- [58] KOZAI, T., SASE, S. y NARA, M. "A modelling approach to greenhouse ventilation control". *Acta Hortic.*, 106: 125-138. 1980.
- [59] BRUCE, J.M. "Ventilation of a model livestock building by thermal buoyancy". *Transactions of the ASAE*, 25 (6): 1724-1726. 1982.
- [60] JOILLET, O. y BAILEY, B.J. "The effect of climate on tomato transpiration in greenhouses: measurement and model comparisons". *Agric. and Forest Meteorology*, 58: 43-62. 1992.
- [61] ALLEN, R.G. "Using the FAO-56 dual crop coefficient method over an irrigated region as part of an evapotranspiration intercomparison study". *J. Hydrology*, 229: 27-41. 2000.
- [62] DONATELLI, M., BELLOCCHI, G. y CARLINI, L. "Sharing knowledge via software components: Models on reference evapotranspiration". *Europ. J. Agronomy*, 24: 186–192. 2006.
- [63] DOORENBOS, J. y PRUITT, W.O. "Guidelines for predicting crop water requirements". *FAO Irrigation and Drainage Paper 24*. FAO, 194 pp. Roma. 1977
- [64] ALLEN, R.G., PEREIRA, L.S., RAES, D. y MARTÍN, M. "Crop evapotranspiration. Guidelines for Computing Crop Water Requirements". *FAO Irrigation and Drainage Paper 56*, FAO, Roma, 300 pp. 1998.
- [65] ORGAZ, F., FERNÁNDEZ, M.D., BONACHELA, S., GALLARDO, M. y FEDERES, E. "Evapotranspiration of horticultural crops in an unheated plastic greenhouse". *Agricultural Water Management*, 72: 81–96. 2005.
- [66] CÔTÉ, J. y KONRAD, J.M. "Thermal conductivity of base-course materials". *Can. Geotech. J.*, 42: 61–78. 2005.
- [67] CHAPMAN, A.J. "Transmisión del calor". *Librería Editorial Bellisco*, 731 pp. Madrid. 1984
- [68] BEAMOUNT, E. (1994). *Autoproducción de Electricidad a partir de Residuos de Madera y Leña en la República Argentina. empleado como parte integrante de un futuro "FAO Forestry Paper"*
- [69] FEUILLOLEY, P., GUILLAUME, S. y ISSANCHOU, G. "Couverture de serre. Mesure de la transparence thermique des matériaux". *CEMAGREF, BTMEA n° 35*, pp. 24-56. Enero 1989.
- [70] FEUILLOLEY, P., ISSANCHOU, G., JACQUES, J.C., GUILLAUME, S., MEKIKDJIAN, CH., MIRABELLA, J.F. y MERLOT, A. "Films plastique de couverture de serre: condensations et propriétés thermiques". *Résultats de mesure. Plastique*, 103: 2-10. 1994.

[71] NIJSKENS, J., DELTOUR, J., COUTISSE, S. y NISEN, A. "Radiometric and thermal properties of the new plastic films for greenhouse covering". Acta Horticulturae, 245: 71-77. 1989.

[72] NIJSKENS, J., DELTOUR, J., NISEN, A. y COUTISSE, S. "Agronomic and radiometric characterization of greenhouse materials". Acta Horticulturae, 148: 663- 673. 1984a.

[73] NIJSKENS, J., DELTOUR, J., NISEN, A. y COUTISSE, S. "Proprietes radiometriques des materiaux plastiques". Acta Horticulturae, 154: 33-42. 1984b.

[74] NISEN, A. y COUTISSE, S. "Photometric poperties of double wall plastics used as covering for greenhouses". Acta Horticulturae, 115: 85-97. 1981.

[75] VALERA, D. L., MOLINA, F. D. y ÁLVAREZ, A. J. "Ahorro y Eficiencia Energética en Invernaderos" IDAE, Madrid, 2008.