



Universidad Nacional de Mar del Plata
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Eléctrica



**TRABAJO FINAL DE LA CARRERA DE INGENIERÍA
ELECTROMECÁNICA**

**VALORIZACIÓN ENERGÉTICA DE
LA CASCARILLA DE CAFÉ:
ESTUDIO PARA SU USO EN
GENERACIÓN ELÉCTRICA**

Autores

Nombre y apellido: **Gaspar Gonzalez Sola**
Nro. Legajo: **15452**
Carrera: **Ingeniería electromecánica**

Nombre y apellido: **Pablo José Viglietti**
Nro. Legajo: **15095**
Carrera: **Ingeniería electromecánica**

Directores

Director: **Prof. Dr. Justo José Roberts**
Codirector: **Prof. Dr. Gustavo Carr**
Codirectora: **Dra. María Mercedes Echarte (INTA)**

Evaluadores

Presidente: **Ing. Guillermo di Mauro**
Vocal: **Ricardo Zucal**

Mar del Plata, 10 de diciembre de 2025



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).




ANEXO II

Autorización Repositorio Institucional RINFI

Facultad de Ingeniería - UNMDP

En calidad de TITULARES de los derechos de autor de la obra que se detalla a continuación, y sin infringir según mi conocimiento derechos de terceros, por la presente informo a la Facultad de Ingeniería de la UNMDP mi decisión de concederle en forma gratuita, no exclusiva y por tiempo ilimitado la autorización para:

- Publicar el texto del trabajo más abajo indicado, exclusivamente en medio digital, en el sitio web de la Facultad y/o Universidad, por Internet, a título de divulgación gratuita de la producción científica generada por la Facultad, a partir de la fecha especificada.
- Permitir a la Biblioteca que, sin producir cambios en el contenido, establezca los formatos de publicación en la web para su más adecuada visualización y la realización de copias digitales y migraciones de formato necesarias para la seguridad, resguardo y preservación a largo plazo de la presente obra:

Autor 1: Gaspar Gonzalez Sola Documento: 43508215 Teléfono: 2235584758 E-mail: gaspargonzalezsola@gmail.com	
Autor 2: Pablo José Viglietti Documento: 42282601 Teléfono: 2235400610 E-mail: pablovig99@gmail.com	
Director/a: Justo José Roberts Documento: 30184195 Leg. 18827	 Firma Director/a
Codirector/a: Documento: Leg.	Firma Codirector/a

2. Título obtenido:

Ingeniero Electromecánico

3. Identificación/Título de la Obra:

“VALORIZACIÓN ENERGÉTICA DE LA CASCARILLA DE CAFÉ: ESTUDIO PARA SU USO EN GENERACIÓN ELÉCTRICA”



4. AUTORIZO la publicación bajo con la licencia Creative Commons BY-NC-ND Atribución-NoComercial-Sin Obra Derivada.

5. **Nota de Embargo:** Para aquellas obras que NO pueden ser de acceso a texto completo por razones de acuerdos previos con empresas o instituciones; por razones de índole comercial u otras razones; se procederá según lo establecido en Art. 6 de la Ley 26899 de Repositorios digitales institucionales de acceso abierto:

ARTICULO 6° — En caso que las producciones científico-tecnológicas y los datos primarios estuvieran protegidos por derechos de propiedad industrial y/o acuerdos previos con terceros, los autores deberán proporcionar y autorizar el acceso público a los metadatos de dichas obras intelectuales y/o datos primarios, comprometiéndose a proporcionar acceso a los documentos y datos primarios completos a partir del vencimiento del plazo de protección de los derechos de propiedad industrial o de la extinción de los acuerdos previos antes referidos.

Asimismo, podrá excluirse la difusión de aquellos datos primarios o resultados preliminares y/o definitivos de una investigación no publicada ni patentada que deban mantenerse en confidencialidad, requiriéndose a tal fin la debida justificación institucional de los motivos que impidan su difusión. Será potestad de la institución responsable en acuerdo con el investigador o equipo de investigación, establecer la pertinencia del momento en que dicha información deberá darse a conocer. A los efectos de la presente ley se entenderá como “metadato” a toda aquella información descriptiva sobre el contexto, calidad, condición o características de un recurso, dato u objeto, que tiene la finalidad de facilitar su búsqueda, recuperación, autenticación, evaluación, preservación y/o interoperabilidad.

En razón de lo expuesto, si el Trabajo se encuentra comprendido en el caso de que su producción esté protegida por derechos de Propiedad Industrial y/o acuerdos previos con terceros que implique la confidencialidad de los mismos, el/la directora/a debe indicar a continuación motivos y fecha de finalización del embargo:

NO SE AUTORIZA la publicación antes de la fecha ... por los siguientes motivos:

Cumplido el plazo del embargo, estará accesible a texto completo según contempla la normativa vigente.

Justo José Roberts

Director/a del TFG

Índice

Índice.....	II
Índice de Figuras	VI
Índice de Tablas	IX
Simbología y abreviaturas	X
Agradecimientos	XI
Resumen	XII
Abstract	XIV
1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Contextualización y origen del estudio.....	1
1.2 Objetivos generales	2
1.3 Objetivos específicos	2
1.4 Estructura del trabajo.....	2
2 ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE.....	4
2.1 Del desarrollo humano a la crisis climática	4
2.2 Modelos de generación y su impacto climático	7
2.2.1 Situación energética en Argentina	11
2.3 La generación distribuida: el nuevo paradigma	12
2.4 La biomasa como fuente de energía.....	14
2.4.1 Sostenibilidad y neutralidad de carbono en el uso de biomasa.....	16
2.4.2 Biomasa como motor de cambio: economía circular y casos reales	18
2.4.2.1 Carbón ecológico a partir de cáscara de arroz.....	20
2.4.2.2 Planta de biogás en Córdoba.....	20
2.4.2.3 En Salta, de residuos a biocombustibles.....	21
2.4.2.4 Bio-bean: energía limpia mediante residuos de café en el Reino Unido	22
2.4.2.5 Husk Power Systems: electrificación rural en India y África	23
2.4.3 El café como fuente de biomasa.....	23
2.4.3.1 Composición del fruto del café	23
2.4.3.2 El proceso productivo del café y la generación de subproductos	24
2.4.3.3 Del residuo a la oportunidad	26
3 TRANSFORMACIÓN ENERGÉTICA DE LA BIOMASA.....	28
3.1 Obtención de energía térmica.....	28
3.1.1 Procesos físicos	28

3.1.2	Procesos bioquímicos.....	30
3.1.2.1	Procesos aeróbicos	30
3.1.2.2	Procesos anaeróbicos.....	30
3.1.2.2.1	Digestión anaerobia seca.....	32
3.1.2.2.2	Tecnologías de la digestión anaerobia seca y húmeda	33
3.1.3	Procesos termoquímicos	34
3.1.3.1	Combustión.....	34
3.1.3.2	Gasificación	34
3.1.3.3	Pirólisis	35
3.2	Transformación de energía térmica en eléctrica	35
3.2.1	Mediante biodiesel: Motor diésel + generador eléctrico.	35
3.2.2	Mediante bioetanol: motor Flex-fuel + generador eléctrico.....	36
3.2.3	Mediante biogás: turbina de gas + generador eléctrico (Ciclo Brayton Abierto). 36	
3.2.4	Combustión externa. Ciclos Brayton Cerrado y Rankine Cerrado.....	37
4	DESCRIPCIÓN DEL CASO DE ESTUDIO.....	42
4.1	Descripción general de Cabrales S.A.....	42
4.2	Descripción de la planta industrial bajo estudio.....	43
4.3	Problemática actual y propuesta	44
4.4	Caracterización de la cascarilla de café	45
4.4.1	Análisis de la composición química y estructural	45
4.4.2	Volumen de generación.....	46
4.5	Demanda energética de la planta	47
4.5.1	Demanda térmica	47
4.5.2	Demanda eléctrica.....	48
4.6	Comentarios finales y resumen del capítulo.....	51
5	SISTEMA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA PROPUESTO.....	52
5.1	Consideraciones previas.....	53
5.2	Métodos térmicos evaluados	54
5.3	Análisis energético.....	55
5.3.1	Digestión anaeróbica húmeda	56
5.3.2	Combustión directa con pretratamiento (pellets).....	57
5.3.3	Combustión directa sin pretratamiento.....	58
5.4	Comparación y consideraciones	58
5.5	Diseño del sistema de generación	61

5.6	Análisis de la cascarilla para peletizado.....	62
5.6.1	Efecto del secado sobre el poder calorífico y el flujo másico	63
5.7	Selección de los componentes.....	66
5.7.1	Turbina de vapor y generador.....	66
5.7.2	Caldera de vapor	68
5.7.2.1	Ajuste del ciclo de vapor en función de las condiciones de la caldera.....	69
5.7.3	Cálculo y diseño del secador de cascarilla	75
5.7.4	Selección de peletizadora.....	76
5.7.5	Selección de bomba	77
5.7.6	Balance operativo y energético.....	77
5.7.6.1	Capacidad ociosa y ocupación.....	78
5.7.6.2	Consumo eléctrico	81
5.8	Comentarios finales y resumen del capítulo.....	82
6	EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	84
6.1	Inversión	84
6.1.1	Determinación de costos de equipos	84
6.1.2	Costos asociados a la adquisición e instalación de equipos	91
6.1.3	Inversión fija	92
6.2	Costos	95
6.2.1	Costos variables	95
6.2.2	Costos fijos.....	96
6.2.3	Costo total anual.....	97
6.3	Impacto económico por autogeneración	97
6.3.1	Ahorro en energía comprada	97
6.3.2	Reducción de potencia pico.....	99
6.4	Balance económico.....	99
6.4.1	Consideraciones y criterios del balance económico.....	100
6.4.2	Desarrollo del análisis económico del proyecto	101
6.5	Planteo de alternativas y escenarios propuestos	103
6.6	Comparación entre alternativas y conclusiones del capítulo	105
7	ANÁLISIS AMBIENTAL.....	107
7.1	Metodología de comparación.....	107
7.2	Comparación entre la situación actual y la propuesta	108
7.3	CO ₂ e generado para cada alternativa	112
7.4	Conclusiones del capítulo	113

8	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	114
8.1	Conclusiones	114
8.2	Trabajos futuros.....	117
	BIBLIOGRAFÍA.....	119
	Anexo I – Composición química de la cascarilla de café.....	123
	Anexo II – Composición biológica/estructural de la cascarilla de café.....	124
	Anexo III - Informe ensayo de Potencial Bioquímico Metanogénico (PBM)	125
	Anexo IV – Determinación del poder calorífico de la cascarilla de café.....	127
	Anexo V – Ensayo de secado	132
	Anexo VI – Análisis comparativo de alternativas de turbinas	139
	Anexo VII – Análisis y dimensionamiento del secador	150
	Anexo VIII – Costo de equipos y hojas de datos.....	161
	Anexo IX – Análisis económico de los escenarios propuestos.....	183

Índice de Figuras

Figura 2.1.1. Máquina de vapor atmosférica inventada por Thomas Newcomen, para bombear agua de las minas. Fuente: BBC [4].....	5
Figura 2.1.2. Incremento de la población mundial en los últimos 500 años. Fuente: BBC [5]	6
Figura 2.1.3. Emisiones Antropógenas Anuales de GEI Totales por Grupos de Gases, Período 1970 al 2010. Fuente: IEA [7]	7
Figura 2.2.1. Matriz energética global, 2024. Fuente: Ideas [8]	8
Figura 2.2.2. Matriz energética de cada uno de las distintas masas continentales, 2024. Fuente: Ideas [8].....	9
Figura 2.2.3. Participación de la capacidad de energía renovable por fuente de energía. Fuente: IRENA [10].....	11
Figura 2.2.4. Matriz de generación eléctrica en Argentina obtenido del Informe Anual 2023. Fuente: CAMMESA [11].....	12
Figura 2.2.5. Potencia instalada por tecnología – Años 2022 y 2023 en Argentina. Fuente: CAMMESA [11].....	12
Figura 2.4.1. Ciclo del carbono. Fuente: Enciclopedia Significados [13].....	17
Figura 2.4.2. Diferencias entre un modelo lineal y un modelo circular. Fuente: Parlamento Europeo [19].....	19
Figura 2.4.3. Muestra de las barras de carbón ecológico que genera el emprendimiento. Fuente: El País [20].	20
Figura 2.4.4. Los cuatro biodigestores de la planta Helios. Fuente: MejorEnergía [21]	21
Figura 3.1.1. Clasificación de procesos de obtención de energía en base a la biomasa. Fuente: Secretaría de Energía de Argentina [32].....	28
Figura 3.1.2. Transesterificación del aceite catalizada por una base. Fuente: Asociación Europea de la Industria de la Biomasa [33].....	30
Figura 3.1.3. Etapas de la digestión anaeróbica. Fuente: Universidad de San Buenaventura Seccional Cartagena [34].....	32
Figura 3.1.4. Tecnología para la digestión anaerobia húmeda. Fabricante: Linde. Fuente: Universidad de San Buenaventura Seccional Cartagena [34]	33
Figura 3.1.5. Tecnología para la digestión anaerobia seca. Fabricante: Linde. Fuente: Universidad de San Buenaventura Seccional Cartagena [34].....	34
Figura 3.2.1. Corte esquemático de una turbina de gas. Fuente: Caterpillar Company [38]	37
Figura 3.2.2. Ciclo Brayton convencional: diagrama de flujo y representación T–s. Fuente: Engineering Thermodynamics (2014, Wiley) [39].....	38
Figura 3.2.3. Ciclo Brayton regenerativo: diagrama de flujo y representación T–s. Fuente: Engineering Thermodynamics (2014, Wiley) [39].....	38
Figura 3.2.4. Ciclo Brayton con enfriamiento intermedio: diagrama de flujo, representación T–s y representación p-v. Fuente: Engineering Thermodynamics (2014, Wiley) [39]	39
Figura 3.2.5. Ciclo Brayton con recalentamiento intermedio: diagrama de flujo y representación T–s. Fuente: Engineering Thermodynamics (2014, Wiley) [39].....	39

Figura 3.2.6. Ciclo Rankine simple: diagrama de flujo y representación T–s. Fuente: Engineering Thermodynamics (2014, Wiley) [39].....	40
Figura 3.2.7. Ciclo Rankine regenerativo: diagrama de flujo y representación T–s. Fuente: Engineering Thermodynamics (2014, Wiley) [39].....	40
Figura 3.2.8. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio: diagrama de flujo y representación T–s. Fuente: Engineering Thermodynamics (2014, Wiley) [39].....	41
Figura 4.1.1. Distintos negocios y marcas de la empresa Cabrales. Fuente: Informe de Impacto de Cabrales 2023 [41].	42
Figura 4.2.1. Tostadora ProMundo en la planta Cabrales de Mar del Plata. Fuente: Informe de Impacto de Cabrales 2023 [41]	44
Figura 4.4.1. Kilogramos de cascarilla generando durante cada mes del año. Fuente: elaboración propia.	47
Figura 4.5.1. Consumo eléctrico durante cada mes del año. Fuente: elaboración propia.	48
Figura 4.5.2. Curva de carga estimada durante la temporada alta. Fuente: elaboración propia.	50
Figura 4.5.3. Curva de carga estimada durante la temporada baja. Fuente: elaboración propia.	50
Figura 4.6.1. Estructuración del capítulo 5. Fuente: elaboración propia.....	53
Figura 5.5.1. Diagrama T–S del ciclo Rankine con la premisa del aprovechamiento de calor residual para el secado de la cascarilla. Fuente: elaboración propia.	61
Figura 5.5.2. Diagrama de Flujo Energético del Sistema de Generación con Cascarilla de Café. Fuente: elaboración propia.	62
Figura 5.6.6.1. Variación del PCS y PCI [kWh/kg] en función del porcentaje de humedad [H%] presente en la cascarilla de café. Fuente: elaboración propia.	65
Figura 5.7.1. Propiedades del vapor a la entrada de la turbina, suponiendo una temperatura de 250°C y 12,7 bares de presión. Fuente: tablas de termodinámica [44]	70
Figura 5.7.2. Propiedades del vapor húmedo a la salida de la turbina a una presión de 0,6 bar. Fuente: tablas de termodinámica [44]	71
Figura 5.7.3. Cambios de entalpía y entropía en la turbina para las nuevas condiciones del vapor (250°C y 12,7 bar). Fuente: elaboración propia.	72
Figura 5.7.4. Ciclo del vapor completo para las nuevas condiciones del vapor (250°C y 12,7 bar). Fuente: elaboración propia.....	73
Figura 5.7.5. Definición de la entalpía del agua en la entrada de la caldera, aproximadamente a 100 °C y 12,7 bar. Fuente: elaboración propia.....	74
Figura 6.1.1. Método de cálculo para el factor de correlación por presión. Fuente: Equipment Sizing and Capital Cost Estimation (Warren D. Seider) [48].....	87
Figura 6.1.2. Factor costo-capacidad típico para distintos equipos industriales. Fuente: Process Equipment Cost Estimating by Ratio and Proportion (Randall W. Whitesides) [50]	89
Figura 6.3.1. Cuadro tarifario para la categoría T3 correspondiente al mes de Julio de 2025. Fuente: EDEA [54].....	98
Figura 6.4.1 Energy Inflation in the United States from 2015 to 2025. Fuente: Trading Economics [55].....	100
Figura 6.4.2. United States Producer Prices Final Demand Less Foods, Energy, and Trade Services YoY from 2015 to 2025. Fuente: Trading Economics [56]	101
Figura 6.4.3. Evolución del ahorro, los costos totales y el beneficio neto a lo largo de la vida útil del proyecto. Fuente: elaboración propia.....	102

Figura 6.4.4. Evolución del beneficio acumulado y balance económico del proyecto. Fuente: elaboración propia.	103
Figura 7.2.1. Composición de la matriz energética de la provincia de Buenos Aires, Argentina. Fuente: Informe Mensual 06-2025 de CAMMESA [60].....	108
Figura 7.2.2. Factor de emisión de CO ₂ equivalente por tipo de combustible. Fuente: Informe Mensual 06-2025 de CAMMESA [60].....	108
Figura 7.2.3. Evolución mensual del factor de emisión de CO ₂ en la generación total durante los últimos 3 años (2023-2025). Fuente: Informe Mensual 06-2025 de CAMMESA [60].	109
Figura 7.2.4. Composición de la generación eléctrica por fuente: 2019 y 2025. Fuente: Informe Mensual 06-2025 de CAMMESA [58] e Informe Anual 2019 de CAMMESA [62] ..	110
Figura 7.2.5. Factores de emisión por defecto para la combustión de desechos municipales (fracción biomasa). Fuente: IPCC [63]	111

Índice de Tablas

Tabla 2.2.1. Comparación entre las características de las distintas energías renovables. Fuente: elaboración propia.	10
Tabla 2.3.1. Comparación entre Generación Centralizada y Generación Distribuida. Fuente: elaboración propia.	14
Tabla 3.1.1. Componentes del biogás en función del sustrato utilizado. Fuente: Universidad de San Buenaventura Seccional Cartagena [34]	31
Tabla 4.5.1. Distribución horaria estimada del consumo eléctrico: porcentaje de uso y potencia utilizada. Fuente: elaboración propia	49
Tabla 5.2.1. Análisis para la evaluación de tecnologías consideradas para el aprovechamiento de la cascarilla de café. Fuente: elaboración propia.	55
Tabla 5.4.1. Resumen comparativo de tecnologías para generación energética con cascarilla de café. Fuente: elaboración propia.	60
Tabla 5.7.1. Capacidad ociosa y ocupación de los distintos equipos del sistema, para la temporada alta y baja. Fuente: elaboración propia.	81
Tabla 5.7.2. Potencia eléctrica equivalente (24 horas de uso) consumida por los equipos que componen el sistema. Fuente: elaboración propia.	82
Tabla 6.1.1. Costos de distintos modelos de turbinas para realizar una relación costo-capacidad. Fuente: elaboración propia.	85
Tabla 6.1.2. Factores típicos de costo de capital en función de la temperatura de diseño. Fuente: Chemical Process Design and Integration (Robin Smith) [49]	88
Tabla 6.1.3. Detalle de componentes y sus costos, para el secador de cascarilla (al 01/08/2025). Fuente: elaboración propia.	90
Tabla 6.1.4. Estimación del costo total del secador de cascarilla. Fuente: elaboración propia.	90
Tabla 6.1.5. Factores para la estimación de la inversión directa según el método de factores. Fuente: Apunte de Inversión - Catedra de Ingeniería Económica [47].	93
Tabla 6.1.6. Factores para la estimación de la inversión indirecta según el método de factores. Fuente: Apunte de Inversión - Catedra de Ingeniería Económica [47].	94
Tabla 6.6.1. Resumen económico de las alternativas planteadas. Fuente: elaboración propia.	105
Tabla 7.1.1. Potencial de Calentamiento Global a 100 años de gases de efecto invernadero. Fuente: IPCC AR6 [59].	107

Simbología y abreviaturas

ST	Sólidos totales.
SV	Sólidos volátiles.
$E_{t\acute{e}rmica}$	Energía térmica generada en temporada baja [kWh/mes].
PCS	Poder calorífico superior [kcal/gr].
PCI	Poder calorífico inferior [kcal/gr].
$\%H$	Porcentaje de humedad [%].
$\Delta h_{l-g atm}$	Salto entálpico para vaporizar agua a determinada presión [kWh/kg].
$P_{Elec.est.}$	Potencia eléctrica estimada a generar [kW].
$P_{T\acute{e}rm.}$	Potencia térmica [kW].
$\eta_{Cald.}$	Rendimiento de la caldera.
$\eta_{Turb.}$	Rendimiento de la turbina.
P	Presión [bar].
T	Temperatura [°C].
η_{iso}	Rendimiento isentrópico.
$\eta_{mec+ele}$	Rendimiento mecánico/eléctrico.
Δh_{ideal}	Salto entálpico ideal [kJ/kg].
Δh_{real}	Salto entálpico real [kJ/kg].
$h_{X^{\circ}C-YMPa}$	Entalpía del vapor a una temperatura de X °C y una presión de Y MPa [kJ/kg]
$S_{X^{\circ}C-YMPa}$	Entropía del vapor a una temperatura de X °C y una presión de Y MPa [kJ/kg].
x_{ideal}	Título ideal del vapor a la salida de la turbina.
h_{vap}	Entalpía del vapor saturado [kJ/kg].
h_{liq}	Entalpía del líquido saturado [kJ/kg].
$\dot{q}_{disponible}$	Calor disponible a la salida de la turbina por unidad de masa de vapor [kJ/kg].
q_{vapor}	Tasa de transferencia de calor que se transfiere realmente al vapor [kW].
\dot{m}	Flujo másico de la cascarilla de café [kg/h].
Q	Flujo volumétrico del vapor [L/min].
v	Volumen específico [L/kg].
F_P	Factor de presión.
C_P	Factor de correlación entre presión admisible y costo.
f_T	Factor de temperatura.
C_T	Factor de correlación entre temperatura admisible y costo.
C_c	Factor de correlación entre caudal de vapor y costo.
CVT	Costos variables totales por año [USD].
CFT	Costos fijos totales por año [USD].
$E. gen. anual$	Energía eléctrica generada anualmente [kWh].
t_0	Año 0 del proyecto.
t_i	Año "i" del proyecto.
GWP	Potencial de Calentamiento Global.
$CO_2 e$	Dióxido de carbono equivalente.

Agradecimientos

A Dios por la posibilidad de desarrollar esta profesión y por el camino recorrido.

A la Universidad Nacional de Mar del Plata por brindar oportunidades con excelencia académica.

A nuestras familias y seres queridos por el soporte incondicional.

A nuestros compañeros de estudio por haber hecho más llevadero el proceso y poder compartirlo con ellos.

A nuestros profesores por haber puesto dedicación en cada conocimiento compartido.

Particularmente, al Dr. Ing. Justo José Roberts por haber aceptado ser el director del presente trabajo, por su expertiz en el tema y por habernos guiado durante todo este tiempo.

A la Dra. María Mercedes Echarte por su gran aporte en la etapa de aprovechamiento energético y por haberse ofrecido a realizar el análisis de potencial metanogénico junto con su equipo, con un interés genuino en la temática.

Al Dr. Ing. Gustavo Carr por su predisposición en ayudar en el trabajo, habernos brindado conexiones útiles y ayudarnos en la búsqueda del norte en momentos complicados.

A Mariano Gagey, Gerente Industrial en Cabrales S.A., por habernos abierto las puertas de la planta, y mostrarse siempre disponible a brindar la información necesaria para realizar nuestro trabajo.

A la Dra. Josefa Fabiana Martucci por su aporte en lo referido a combustión directa, por haber realizado el ensayo de poder calorífico de la cascarilla, sin esperar nada a cambio.

Y a todos los que pusieron su granito de arena de alguna u otra forma para alcanzar la culminación de este trabajo.

Resumen

El crecimiento sostenido de la demanda energética y la dependencia mundial de los combustibles fósiles han provocado un aumento significativo de las emisiones de gases de efecto invernadero, alterando el equilibrio climático del planeta. Frente a esta crisis, la transición hacia una matriz energética más limpia y sostenible se ha convertido en un desafío prioritario a nivel global. En este contexto, las fuentes renovables, y en particular la biomasa, surgen como alternativas viables para diversificar la generación eléctrica y reducir el impacto ambiental.

En el presente trabajo se analiza la valorización energética de la cascarilla de café, como parte de un modelo de generación distribuida, que contribuya a la economía circular y al aprovechamiento de residuos industriales. En el estudio se evaluó la viabilidad técnica y económica del aprovechamiento del subproducto generado en el proceso de tostado de café de la planta de Cabrales S.A., ubicada en el Parque Industrial de Mar del Plata. Se revisaron los marcos normativos y tecnológicos relacionados con la transición energética y, a partir de análisis proporcionados por la propia empresa, en conjunto con el INTA, se determinó el potencial de la cascarilla como biomasa combustible. Además, se relevaron los volúmenes de generación y el consumo eléctrico de la planta, lo que permitió cuantificar la disponibilidad de la biomasa, identificar el potencial de generación eléctrica y determinar qué fracción del consumo total podría cubrirse, sirviendo como base para un esquema parcial de autogeneración.

Con estos puntos definidos, se continuó con la evaluación de tecnologías y el diseño del sistema de generación eléctrica. Tras comparar distintos métodos, se seleccionó la combustión con un peletizado previo por su alto rendimiento energético y la madurez tecnológica. Sin embargo, se presentó un desafío debido a que la humedad presente en la cascarilla era superior al necesario para un correcto peletizado y una adecuada combustión. En función de lo mencionado, se diseñó un sistema basado en un ciclo Rankine, con un aprovechamiento del calor disponible en la etapa de condensación destinado al secado de la cascarilla, mejorando la eficiencia global del ciclo.

Definido el diseño, se realizó la selección y dimensionamiento de los equipos necesarios, para luego realizar una evaluación económica preliminar. Los primeros resultados revelaron que el proyecto, con las condiciones actuales de disponibilidad de biomasa, no resulta rentable, dando un tiempo de repago que excedía en gran medida los horizontes razonables de inversión. Sin embargo, se plantearon escenarios hipotéticos que mejorarían la viabilidad, entre ellos la adquisición de equipos de fabricación nacional y la captación de residuos biomásicos de terceros.

Finalmente, era necesario comprobar si el proyecto respondía al objetivo inicial de reducir emisiones mediante la valorización energética de la cascarilla de café. El análisis ambiental mostró que la generación en base a biomasa emite un 82,2% menos de CO₂ equivalente por kWh que la compra de energía a la red, lo que confirma su aporte en términos relativos. Sin embargo, la baja escala de la microplanta limita el beneficio absoluto: al cubrir solo una pequeña parte de la demanda eléctrica de la planta, la reducción neta anual alcanza apenas un 2,9%. Esto evidencia que, si bien el esquema es más sostenible, su impacto real depende de ampliar la escala mediante la integración de biomasa externa.

De esta manera, se concluye que la cascarilla de café posee un alto potencial para combustión directa y, en comparación con la quema de combustibles fósiles, presenta una reducción considerable de la emisión de GEI. Sin embargo, un sistema de autogeneración de la escala propuesta presenta grandes inconvenientes técnicos y resulta inviable económicamente. La propuesta adquiere mayor sentido en un esquema ampliado de aprovechamiento de biomasa y con el respaldo de incentivos a la producción de equipos nacionales. Finalmente, se plantea la necesidad de continuar con estudios que profundicen en el escalado del sistema, la incorporación de otras fuentes de biomasa y la posibilidad de cogeneración, de modo de avanzar hacia un modelo más competitivo, replicable y alineado con los objetivos globales de sostenibilidad.

Abstract

The sustained growth of energy demand and the global dependence on fossil fuels have led to a significant increase in greenhouse gas emissions, disrupting the planet's climate balance. In the face of this crisis, the transition toward a cleaner and more sustainable energy matrix has become a global priority. In this context, renewable sources, particularly biomass, are emerging as viable alternatives for diversifying electricity generation and reducing environmental impact.

This paper analyzes the energy recovery of coffee husks as part of a distributed generation model that contributes to the circular economy and the use of industrial waste. The study evaluated the technical and economic feasibility of using the by-product generated in the coffee roasting process at the Cabrales S.A. plant, located in Mar del Plata's Industrial Park. The regulatory and technological frameworks related to the energy transition were reviewed and, based on analyses provided by the company itself, in conjunction with INTA, the potential of coffee husks as biomass fuel was determined. In addition, the plant's electricity generation and consumption volumes were surveyed, which made it possible to quantify the availability of biomass, identify the potential for electricity generation, and determine what fraction of total consumption could be covered, serving as the basis for a partial self-generation scheme.

With these points defined, the evaluation of technologies and the design of the electricity generation system continued. After comparing different methods, combustion with prior pelletization was selected for its high energy efficiency and technological maturity. However, a challenge arose because the moisture content of the husks was higher than necessary for proper pelletization and combustion. Based on this, a system based on a Rankine cycle was designed, using the heat available in the condensation stage to dry the husks, improving the overall efficiency of the cycle.

Once the design was defined, the necessary equipment was selected and sized, and a preliminary economic evaluation was then carried out. The initial results revealed that the project, under the current conditions of biomass availability, was not profitable, with a payback period that greatly exceeded reasonable investment horizons. However, hypothetical scenarios were proposed that would improve viability, including the acquisition of domestically manufactured equipment and the collection of biomass waste from third parties.

Finally, it was necessary to verify whether the project met the initial objective of reducing emissions through the energy recovery of coffee husks. The environmental analysis showed that biomass-based generation emits 82.2% less CO₂ equivalent per kWh than purchasing energy from the grid, confirming its contribution in relative terms. However, the small scale of the micro-plant limits the absolute benefit: as it covers only a small part of the plant's electricity demand, the net annual reduction is only 2.9%. This shows that, although the scheme is more sustainable, its real impact depends on scaling up by integrating external biomass.

Thus, it is concluded that coffee husks have high potential for direct combustion and, compared to burning fossil fuels, offer a considerable reduction in GHG emissions. However, a self-generation system on the proposed scale has major technical drawbacks and is economically unviable. The proposal makes more sense in an expanded biomass utilization scheme and with the support of incentives for the production of domestic equipment. Finally, there is a need for further studies to explore the scaling up of the system, the incorporation of

other biomass sources, and the possibility of cogeneration, in order to move towards a more competitive, replicable model that is aligned with global sustainability goals.

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Contextualización y origen del estudio

En las últimas décadas, el crecimiento sostenido de la demanda de energía eléctrica ha generado un gran aumento en las emisiones de gases de efecto invernadero (principalmente CO₂) a la atmósfera debido al uso predominante de combustibles fósiles. Estos gases actúan de forma parecida al cristal de un invernadero: retienen el calor del sol e impiden que escape al espacio, provocando el calentamiento global [1]. En la urgencia por mitigar el cambio climático, la búsqueda de fuentes de energía limpias y sostenibles se ha vuelto prioritaria. Se entiende por energía limpia a la que se obtiene mediante recursos naturales capaces de regenerarse en un corto plazo y cuya explotación genera un impacto ambiental significativamente menor a la de los combustibles fósiles [2]. Entre ellas se incluyen la energía solar, eólica, hidroeléctrica, geotérmica y la proveniente de biomasa. Esta última representa una opción prometedora, principalmente en sectores industriales, donde se generan subproductos con alto potencial energético. Sin embargo, aún es poco utilizada debido a la necesidad de grandes lugares para el almacenamiento de la biomasa y su mantenimiento específico. En este contexto, es interesante destacar a la industria del café, que genera un enorme volumen de residuos, como la cascarilla y la pulpa, en relación al producto vendible. Estos desechos generalmente son descartados o empleados en usos de bajo valor agregado, como compostaje o como material de relleno. La falta de espacio para su almacenamiento temporal y la necesidad de una disposición final adecuada constituyen un problema para las empresas del sector, abriendo la puerta a soluciones innovadoras en base al aprovechamiento energético, lo que a su vez contribuiría tanto a la reducción del impacto ambiental como a una mayor diversificación de la matriz energética.

En este punto, se comienza a gestar en conjunto con la idea del aprovechamiento de residuos, el concepto de generación distribuida, un modelo que permite producir energía cerca del punto de consumo. A diferencia de la generación centralizada donde grandes centrales generan energía para luego ser transportada a largas distancias, la generación distribuida reduce pérdidas por transmisión, mejorando la eficiencia energética y brindando mayor resiliencia al sistema. Sin embargo, también presenta desafíos relacionados con la gestión, un alto costo inicial y la integración a redes eléctricas tradicionales, encuadrado en la legislación actual de la República Argentina.

En respuesta al panorama planteado, en el presente trabajo se estudiará la posibilidad concreta de aprovechar la cascarilla de café, subproducto típico del último eslabón de la producción de café tostado, para la generación de energía eléctrica y/o térmica. La importancia de este trabajo radica en poder cuantificar los conceptos mencionados anteriormente, evaluar un caso en concreto que servirá de puntapié inicial para futuros casos similares y de mayor envergadura, y aportar nuestro grano de arena a la transición hacia una matriz energética más sustentable y hacia un modelo de economía circular.

1.2 Objetivos generales

El objetivo de este trabajo es analizar la viabilidad técnica y económica del uso de la cascarilla de café, subproducto del proceso de tostado en la planta de Cabrales S.A., ubicada en el Parque Industrial de Mar del Plata, para la generación de energía térmica y eléctrica.

1.3 Objetivos específicos

Con el fin de alcanzar el objetivo propuesto, se definieron los siguientes objetivos específicos:

- Relevar la planta de estudio:
 - Volumen de producción
 - Proceso de generación del subproducto
 - Volumen y caracterización de subproducto
 - Disposición final del subproducto
 - Demanda eléctrica y térmica de la planta
- Evaluar las diferentes tecnologías posibles de generación de energía térmica a partir de biomasa:
 - Biodigestión húmeda
 - Biodigestión seca
 - Combustión directa
 - Combustión con peletización previa
 - Pirólisis
- Determinar las tecnologías más convenientes de aprovechamiento energético.
- Elegir los métodos de transformación de energía térmica en eléctrica que resulten más convenientes para el caso en cuestión.
- Realizar un estudio de prefactibilidad técnico-económica del proyecto.
- Realizar un análisis de impacto ambiental, comparando la situación propuesta con la situación actual, en cuanto al aprovechamiento del residuo biomásico.

1.4 Estructura del trabajo

En el capítulo 1 se hace una breve introducción al trabajo donde se explica la importancia y el origen del trabajo, además de los objetivos generales y específicos que se esperan cumplir.

En el capítulo 2 se expone el marco teórico y los antecedentes sobre los cuales está encuadrado el trabajo. Se dará a conocer la situación actual sobre la matriz energética de

generación en Argentina, como así también qué legislación vigente para generación distribuida y para generación con energías renovables. Sobre el final del capítulo se desarrollará el concepto de biomasa, por qué se considera una energía limpia, a que se llama una economía circular, casos reales de generación con biomasa y por qué el café tiene un gran potencial como fuente de energía biomásica.

Luego, en el capítulo 3, se expondrán las tecnologías disponibles actualmente para generación de energía térmica a partir de biomasa, sus ventajas y desventajas, como así también la transformación de energía térmica en eléctrica.

Posteriormente, en el capítulo 4 se describe la industria adoptada como caso de estudio, en relación a su demanda térmica y eléctrica, conforme a las normativas que se apliquen para la generación distribuida con energías renovables. Por otro lado, se caracterizará el proceso de tostado de café, la maquinaria involucrada y la generación de cascarilla en función a las toneladas de producto útil. Finalmente se caracterizará el subproducto, mediante lo obtenido en análisis de composición química y biológica.

En el capítulo 5 se seleccionarán los métodos de obtención de energía térmica más viables, en base a distintos análisis de potencial energético y revisión bibliográfica. Luego, en función de los métodos elegidos, se analizará la transformación a energía eléctrica asociada, con las correspondientes consideraciones. Se determinarán los componentes del sistema que resulten necesarios para las tecnologías elegidas.

En el capítulo 6 se presentará un análisis económico y de rentabilidad de las distintas alternativas para el sistema de generación de energía eléctrica, mediante distintos métodos, tanto dinámicos como estáticos.

En el capítulo 7 se realizará un breve análisis del impacto ambiental asociado, comparando la situación actual con la situación propuesta.

En el capítulo 8 se expondrán las conclusiones y los hallazgos más importantes respecto del trabajo, así como también las posibles líneas de investigación futura que se desprenden de los disparadores identificados.

2 ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se realiza una investigación histórica de la evolución tecnológica desde la primera revolución industrial hasta la actualidad, contextualizando las causas de la emergencia climática. Se presentan además las respuestas técnicas que buscan reducir el impacto ambiental y lograr un desarrollo sostenible, junto con un resumen de los principales acuerdos internacionales y políticas energéticas de los países líderes en este proceso. También se analiza el estado actual de las energías renovables a nivel mundial y, en el plano nacional, la legislación vigente que enmarca los proyectos de generación distribuida, aspecto clave tanto en las decisiones técnicas como en su viabilidad económica.

Luego se define el concepto de biomasa y los motivos por los cuales se la considera una energía limpia con enorme potencial. Se enumeran distintos casos reales donde las empresas, tanto de Argentina como del resto del mundo, se han valido de este recurso para su desarrollo con un impacto ambiental prácticamente nulo.

Finalmente, adentrándonos en los temas más específicos del trabajo, se aborda la cadena productiva de la industria cafetera, detallando la composición de las cerezas de café. Con esto se analizan los subproductos y residuos generados a lo largo de todo el proceso productivo teniendo en cuenta el potencial de aprovechamiento en distintos usos industriales.

2.1 Del desarrollo humano a la crisis climática

Los primeros homínidos aparecieron en África hace unos 6 millones de años. Nuestros ancestros tenían un impacto prácticamente nulo sobre el planeta: comían los frutos y vegetales que encontraban y los animales que podían cazar con sus herramientas rudimentarias. Tuvieron que pasar millones de años de evolución para que aparecieran los primeros asentamientos. Hace 15.000 años, los cazadores y recolectores se convirtieron en agricultores que cultivaban tierras. Fue entonces cuando empezaron las primeras talas de árboles para ganar superficie de cultivo, aunque a un nivel insignificante comparado con la actualidad: cada año desaparece una superficie de bosque equivalente a Bélgica en todo el mundo [3].

No fue sino en 1712 cuando el ferretero británico Thomas Newcomen inventó el primer motor a vapor que se comenzó a usar ampliamente, abriendo camino a la Revolución Industrial y al uso de carbón a gran escala. Sin embargo, recién en 1769 la Primera Revolución Industrial tomó fuerza debido a la mejora de la máquina de vapor en manos de James Watt, lo que generó un cambio abismal en la minería, la producción de energía, y la producción y distribución de bienes, impulsando el crecimiento industrial. Pero, ¿Con qué funcionaban estas máquinas de vapor? Por aquel entonces, la principal fuente de energía era el carbón, que mediante su combustión generaba vapor dentro de calderas para luego ser utilizado en los sistemas termomecánicos de la época. La Figura 2.1.1 muestra la máquina de vapor atmosférica inventada por Thomas Newcomen, la primera de uso práctica e industrial.

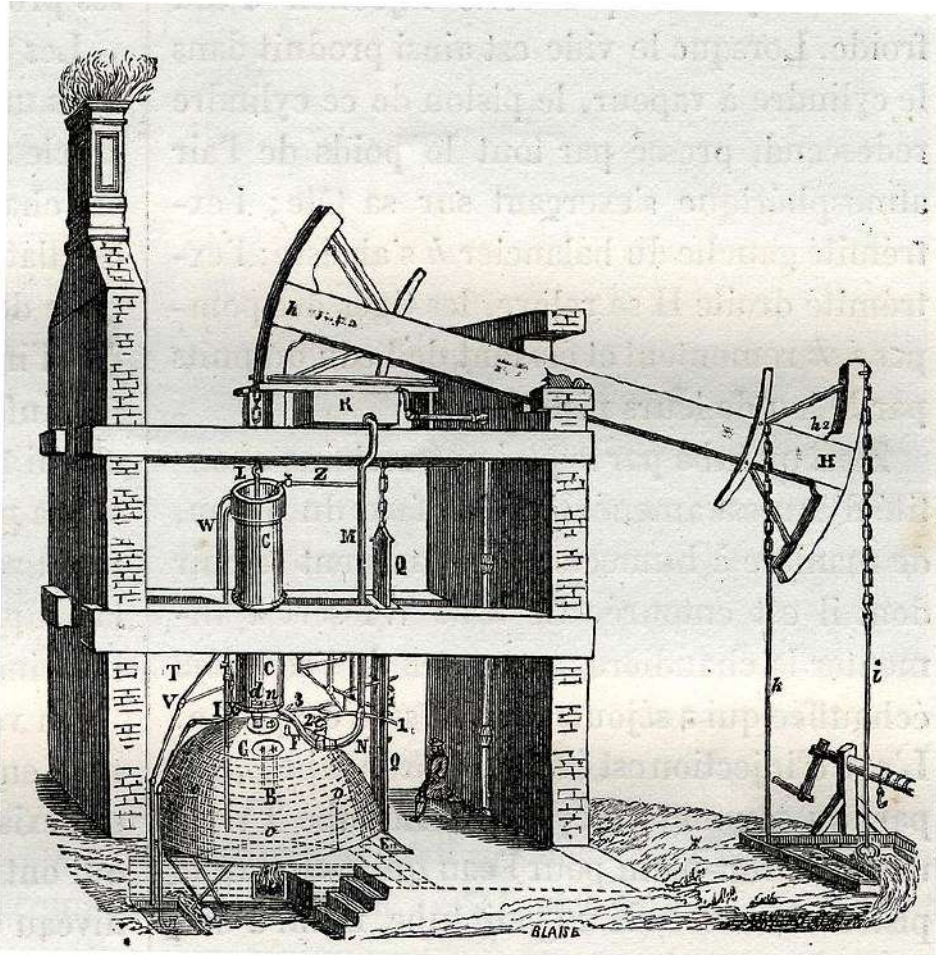


Figura 2.1.1. Máquina de vapor atmosférica inventada por Thomas Newcomen, para bombear agua de las minas. Fuente: BBC [4]

En este punto resulta interesante resaltar que si bien el cambio climático comenzó a cobrar gran impulso y conciencia hace no muchos años, ya en 1824 el físico francés Joseph Fourier describió el "efecto invernadero" natural de la Tierra: "La temperatura puede aumentar por la interposición de la atmósfera, porque el calor en estado de luz encuentra menos resistencia al penetrar el aire que la que encuentra al volver al aire una vez convertido en calor no luminoso". Por otro lado, y ya con la Primera Revolución Industrial consagrada, en 1896 el químico sueco Svante Arrhenius llegó a la conclusión de que la combustión de carbón de la era industrial aumentará el efecto invernadero natural. Su estimación del tamaño probable del "invernadero creado por el hombre" se acerca a la de los modelos climáticos modernos: unos pocos grados Celsius por cada duplicación de CO_2 [4].

La Segunda Revolución Industrial (1870 - 1914) se caracterizó por dos eventos fundamentales. Por un lado, la evolución tecnológica permitió refinar el petróleo y convertirlo en una de las principales fuentes de energía para vehículos y maquinarias, pero también responsable de una tercera parte de las emisiones contaminantes de la actualidad. El otro hito fue la invención de la lámpara incandescente y los sistemas de generación eléctrica, que transformaron la iluminación y la industria. Este evento de enorme magnitud fue impulsado por Nikola Tesla y Thomas Edison, convirtiendo a la electricidad en un medio versátil para alimentar maquinaria industrial y sistemas de iluminación [5].

Ya para ese entonces las emisiones de carbono por el uso industrial de combustibles fósiles alcanzaban los mil millones de toneladas por año. Resulta muy importante dar cuenta

del exponencial desarrollo que tuvo el ser humano en menos de los 200 años comentados, pero haciendo la vista gorda respecto de las consecuencias respecto de estos avances. Tener en cuenta que en 1938 el ingeniero británico Guy Callendar analizó los registros de 147 estaciones meteorológicas de todo el mundo y demostró que la temperatura había aumentado en los últimos 100 años. También observó que las concentraciones de CO₂ habían crecido en el mismo período de tiempo, y sugirió que podía ser la causa del calentamiento. Más allá de las advertencias, el llamado "efecto Callendar" fue ampliamente desestimado por los meteorólogos [4]. Esto demuestra que la negligencia y la omisión intencional por el calentamiento global viene de muchos años atrás.

Para 1970 se comenzó a desarrollar la Tercera Revolución Industrial o también llamada Revolución Digital, caracterizada en un principio por el desarrollo de los semiconductores y de los sistemas de computación. Estas tecnologías posibilitaron el desarrollo de decenas de dispositivos que componen el "mundo electrónico", revolucionando la sociedad en la transición al nuevo milenio por medio de la rápida evolución de la tecnología de la información (TI) y de las telecomunicaciones por fibra óptica y satélites. Destacamos el surgimiento de Internet y de la telefonía móvil como las creaciones más revolucionarias de este período, utilizadas en la industria, en el comercio, en la prestación de servicios y en el entretenimiento [5].

Finalmente llegamos a la actualidad donde estamos transitando la Cuarta Revolución Industrial, propuesta por Klaus Schwab. Se caracteriza por la convergencia de tecnologías digitales, la inteligencia artificial, el internet de las cosas, la impresión 3D, la nanotecnología, la biotecnología y las energías renovables.

Como consecuencia de este desarrollo de la humanidad en función de las distintas revoluciones mencionadas, las sociedades comenzaron a expandirse territorial y económicamente, lo que trajo aparejado un crecimiento exponencial de la población [6]. La Figura 2.1.2 muestra este crecimiento demográfico en los últimos 500 años.



Figura 2.1.2. Incremento de la población mundial en los últimos 500 años. Fuente: BBC [5]

Este aumento demográfico, acompañado de una intensificación de las actividades productivas y del consumo, provocó un uso cada vez mayor de recursos naturales y una aceleración en la emisión de gases de efecto invernadero (principalmente CO₂, CH₄ y N₂O),

alterando el equilibrio climático del planeta. Si bien es cierto que existe un efecto invernadero natural de la Tierra con el que se mantiene una temperatura adecuada para la vida, se está produciendo una intensificación y no de forma natural, sino por causas antrópicas, particularmente por el uso masivo de combustibles fósiles, la deforestación, la agricultura intensiva y otros procesos industriales.

Dentro de los gases de efecto invernadero (GEI), el CO₂ es el más preocupante debido al gran incremento en su emisión en los últimos 100 años. En la Figura 2.1.3. se puede observar el aporte y la influencia de cada gas en el efecto invernadero.

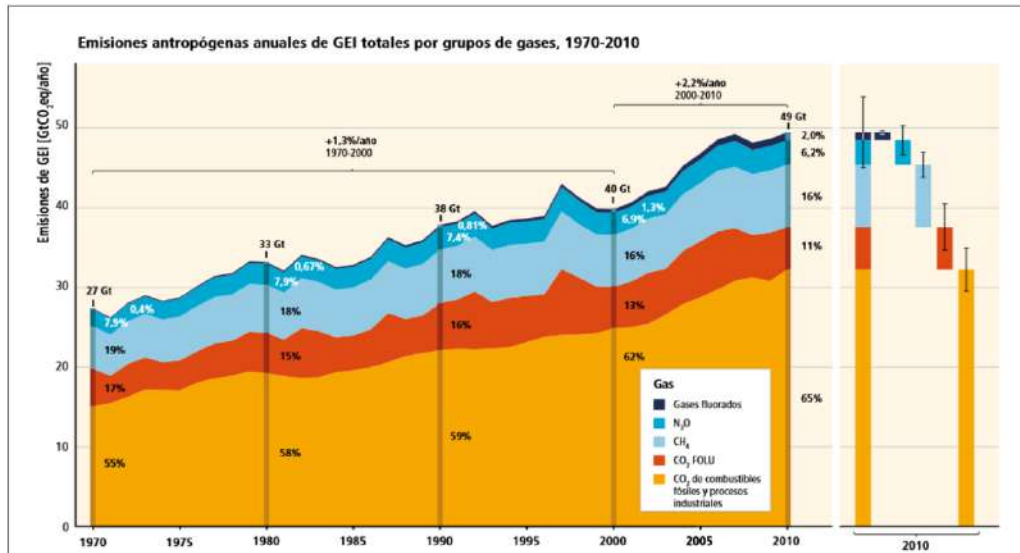


Figura 2.1.3. Emisiones Antropogénicas Anuales de GEI Totales por Grupos de Gases, Período 1970 al 2010. Fuente: IEA [7]

Se debe recalcar que en las últimas décadas se han conformado diversas organizaciones internacionales y acuerdos orientados a mitigar el impacto climático. Entre ellos se destacan el Panel Intergubernamental sobre el Cambio Climático (IPCC), que evalúa científicamente los efectos del cambio climático, y tratados como el Protocolo de Montreal, el Protocolo de Kioto y el Acuerdo de París, los cuales establecen compromisos y lineamientos para la reducción de emisiones y la protección del ambiente a nivel global. Estas iniciativas reflejan el consenso creciente sobre la necesidad urgente de actuar frente a la crisis climática [7].

2.2 Modelos de generación y su impacto climático

Una de las importantes consecuencias del aumento exponencial en la población mundial y de la modernización de las sociedades, fue el constante incremento en la demanda de energía, particularmente eléctrica, consolidándose como un recurso esencial para la vida cotidiana y el funcionamiento de los sistemas modernos. Para satisfacer esta demanda, se recurrió principalmente a fuentes de generación convencionales, basada en la quema de combustibles fósiles y en la fisión nuclear. Si bien esta última no genera ningún tipo de emisión de forma directa, su funcionamiento se basa en el uranio, que no solo es un recurso limitado en la tierra, sino que además se debe extraer de las minas y en la mayoría de los casos se emiten GEI a la atmósfera. Estos gases no solo impactan intensificando el efecto invernadero,

sino que también están asociados con enfermedades respiratorias y cardiovasculares. La exposición prolongada a estos contaminantes contribuye a problemas de salud a nivel mundial, afectando especialmente a poblaciones vulnerables en áreas urbanas e industriales.

Actualmente, la matriz energética a nivel mundial está integrada en más de un 60% por combustibles fósiles. Se entiende por *matriz energética* a la representación cuantitativa de la totalidad de energía que utiliza un país, e indica la incidencia relativa de cada una de las fuentes: nuclear, hidráulica, solar, eólica, biomasa, geotérmica o combustibles fósiles. El carbón sigue siendo la fuente dominante, con un 34,5% del total, seguido de las renovables con un 31,7%. El gas representa el 21,8%, mientras que la energía nuclear aporta el 9,1%. Otras energías no renovables conforman el 2,8% restante.

- Asia-Pacífico es el mayor productor de electricidad, siendo el carbón (54,8%) la fuente dominante, seguido de las renovables (29,5%) y el gas (9,5%).
- El continente americano, con una matriz relativamente equilibrada: gas (35,5%), renovables (37,0%) y nuclear (13,4%) lideran el suministro.
- En Europa las energías renovables (48,7%) superan a todas las demás fuentes, seguidas de la nuclear (20,9%) y el gas (16,2%).
- En Eurasia el gas (46,8%) es la fuente principal, seguido del carbón (18,2%) y las renovables (19,7%).
- Oriente Medio se encuentra con una fuerte dependencia del gas (67,8%), mientras que las renovables (5,2%) y la nuclear (3,1%) desempeñan un papel menor.
- En África el gas (44,1%) y el carbón (25,0%) constituyen la columna vertebral del suministro, mientras que las renovables (23,7%) presentan un crecimiento constante [8].

Las Figuras 2.2.1 y 2.2.2 muestran de manera gráfica la composición de la matriz energética, presentando la distribución general y, de manera desagregada, según continente, respectivamente.

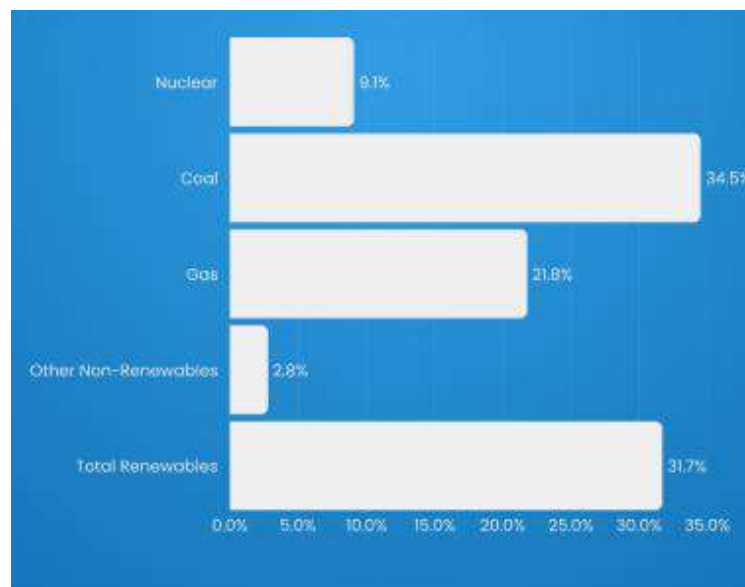


Figura 2.2.1. Matriz energética global, 2024. Fuente: Ideas [8]

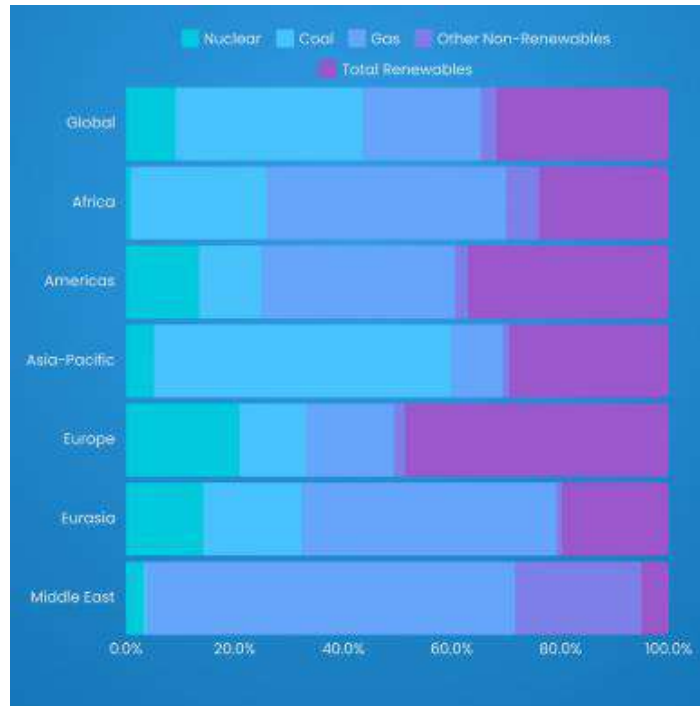


Figura 2.2.2. Matriz energética de cada uno de las distintas masas continentales, 2024. Fuente: Ideas [8]

Las fuentes renovables, engloban la energía solar, eólica, hidroeléctrica, biomasa y geotérmica. En este punto es importante definir los siguientes conceptos que se suelen confundir: energías limpias, verdes y renovables.

- Las **energías limpias** son aquellas que no emiten contaminantes durante su etapa de generación.
- Las **energías renovables** son inagotables y pueden reponerse de manera natural, pero no necesariamente son limpias o verdes, dependiendo de cómo se implementan [9]. Las **energías verdes** son un subconjunto de las renovables que tienen un mínimo impacto ambiental en todos sus procesos.

Entonces, las fuentes hidroeléctricas son consideradas renovables y limpias, pero generalmente no son verdes ya que se suele modificar el medio ambiente para optimizar las represas y los diques. Si bien la instalación de energía solar o eólica requiere espacio y materiales, el impacto es mucho menor y son consideradas verdes, limpias y renovables. La energía de la biomasa, por su parte, se considera una energía renovable, aunque mal gestionada puede no ser verde. La Tabla 2.2.1 ayuda a aclarar estas ideas mediante la clasificación de las distintas fuentes de energía renovable.

Tabla 2.2.1. Comparación entre las características de las distintas energías renovables. Fuente: elaboración propia.

Fuente de energía	¿Es renovable?	¿Es verde?	¿Es limpia?	Comentarios
Solar fotovoltaica	Sí	Sí	Sí	No emite GEI; impacto ambiental mínimo en operación.
Eólica	Sí	Sí	Sí	Bajo impacto y cero emisiones durante su uso.
Hidroeléctrica	Sí	En general, no	Depende	Renovable, pero puede causar impacto ecológico significativo (presas grandes).
Biomasa	Sí	Depende	Depende	Si está mal gestionada (deforestación, emisiones), no es verde.
Geotérmica	Sí	Sí	Sí	Muy bajas emisiones; depende de la gestión del recurso térmico.

Si bien los combustibles fósiles siguen desempeñando un papel importante, el crecimiento de las energías renovables está transformando paulatinamente la matriz eléctrica mundial. En 2023 se registró un crecimiento récord en el despliegue de energías renovables en el sector eléctrico, aunque el progreso ha sido geográficamente desigual y mediocre en otros sectores y vectores energéticos alternativos [7].

Actualmente, la energía solar es el motor de esta expansión, representando el 42% de la combinación total de energía renovable a nivel mundial. El sector solar por sí solo creció un 32,2%, añadiendo casi 452 GW para alcanzar una capacidad total de 1865 GW a nivel mundial. La tecnología solar fotovoltaica (FV) representó prácticamente la totalidad del crecimiento de la capacidad solar, lo que demuestra su continua rentabilidad y escalabilidad [10]. Luego continúan las fuentes hidroeléctricas y la energía eólica en relación a su peso en la matriz de energías renovables mundial, siendo los menores aportes realizados por la biomasa y la energía geotérmica.

Actualmente, como se observa en la Figura 2.2.3, la biomasa tiene una participación muy baja en la matriz energética mundial. Esto es importante de destacar, ya que más adelante se demostrará el gran potencial energético que tiene, además de una solución al problema del manejo de residuos orgánicos.

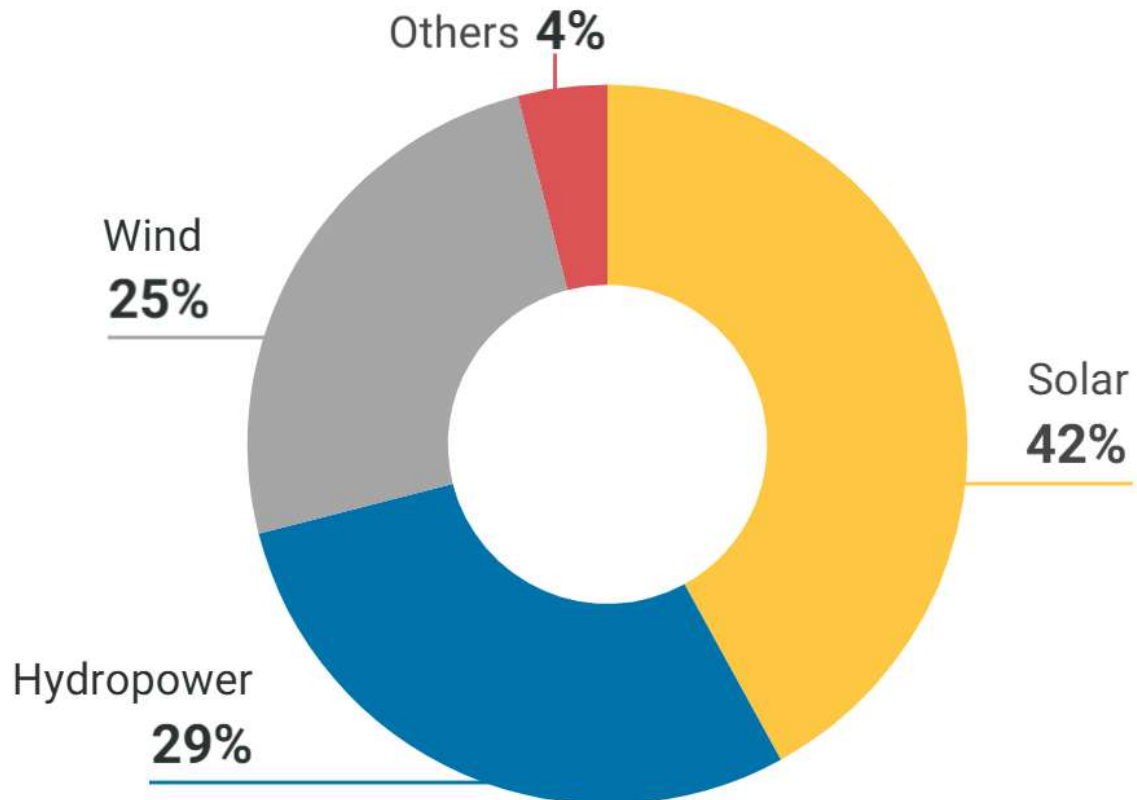


Figura 2.2.3. Participación de la capacidad de energía renovable por fuente de energía. Fuente: IRENA [10]

2.2.1 Situación energética en Argentina

En lo que respecta a Argentina, la matriz energética eléctrica ha estado históricamente dominada por fuentes térmicas, principalmente el gas natural, aunque en los últimos años el país ha avanzado en un proceso de diversificación mediante la incorporación progresiva de energías renovables. En Argentina, el desarrollo de energías renovables está impulsado principalmente por tres leyes claves:

- La Ley 26.190 (2006) estableció el primer régimen de fomento, con beneficios fiscales y una meta inicial del 8% de consumo eléctrico renovable.
- La Ley 27.191 (2015) elevó la meta al 20% para 2025, creó el fondo FODER para financiar proyectos y obligó a grandes usuarios a consumir una parte de energía renovable.
- La Ley 27.424 (2017) fomenta la generación distribuida, permitiendo a los usuarios instalar paneles solares y vender excedentes a la red. Estas leyes se complementan con programas como RenovAr y MATER, que promueven inversiones mediante licitaciones y contratos privados.

La Figura 2.2.4 y 2.2.5 recopilan información acerca de la matriz energética de Argentina para el año 2023. Nuevamente queda en evidencia una muy baja participación de la biomasa.



Figura 2.2.4. Matriz de generación eléctrica en Argentina obtenido del Informe Anual 2023. Fuente: CAMMESA [11]

FUENTE	TECNOLOGÍA	2022	2023
Térmica	Ciclos Combinados (*)	13 500	14 235
	Motor Diesel	1 696	1 660
	Turbina a gas (*)	5 828	5 291
	Turbovapor	4 251	4 251
Renovables	Hidráulica > 50 MW	10 834	10 834
	Hidráulica < 50 MW	524	524
	Biogas	70	78
	Biomasa	73	73
	Eólica	3 309	3 705
	Solar	1 086	1 366
Nuclear	Nuclear	1 755	1 755
POTENCIA INSTALADA [MW]		42 927	43 774

Figura 2.2.5. Potencia instalada por tecnología – Años 2022 y 2023 en Argentina. Fuente: CAMMESA [11]

2.3 La generación distribuida: el nuevo paradigma

Desde finales del siglo XIX la generación de energía eléctrica ha estado dominada e inalterable por un modelo centralizado. En este esquema, grandes centrales de generación (como plantas termoeléctricas, hidroeléctricas, nucleares o de ciclo combinado) producen la electricidad en puntos específicos del territorio, generalmente lejos de los centros de consumo. Desde allí, la energía es transportada a través de redes de alta tensión y posteriormente

distribuida mediante redes de media y baja tensión hasta llegar a los usuarios finales. Este modelo de generación-transmisión-distribución ha sido fundamental para el desarrollo económico y social, permitiendo una planificación y operación centralizada del sistema eléctrico, con altos niveles de control y estabilidad.

Sin embargo, este enfoque también presenta desventajas. Las grandes distancias entre los puntos de generación y consumo implican pérdidas significativas de energía en el transporte. Desde el punto de vista ambiental, estas pérdidas implican quemar combustibles fósiles de más, aumentando la emisión de GEI. Por otro lado, la infraestructura necesaria para sostener este modelo requiere inversiones muy altas y largos plazos de ejecución. Asimismo, la concentración de la generación en pocas instalaciones puede hacer que el sistema sea vulnerable ante fallos o eventos climáticos extremos. Estos factores han motivado la búsqueda de alternativas más resilientes, sostenibles y eficientes, dando lugar a la generación distribuida y al usuario generador.

La *generación distribuida* es un modelo de producción de energía eléctrica en el cual la generación se realiza mediante pequeñas fuentes ubicadas cerca del lugar de consumo, como hogares, edificios, industrias o comunidades. De todas formas, la legislatura argentina agregó un detalle a esta definición, la cual es imprescindible para un modelo más amigable con el medio ambiente, donde se incluyen los conceptos de energía renovable y usuario generador.

La Ley 27.424, sancionada en 2017 en Argentina, establece el Régimen de Fomento a la Generación Distribuida de Energía Renovable Integrada a la Red Eléctrica Pública. Su objetivo principal es permitir que los usuarios del servicio eléctrico puedan generar su propia energía a partir de fuentes renovables para autoconsumo, con eventual inyección de excedentes a la red, y establecer la obligación de los prestadores del servicio público de distribución de facilitar dicha inyección, asegurando el libre acceso a la red de distribución [12]. Esta ley busca promover un tipo específico de generación distribuida: las fuentes renovables, y no solo por los beneficios ambientales, energéticos y sociales, sino que además muchas de estas fuentes presentan una gran escalabilidad.

Otro gran concepto que incorpora, pero aún no se ha definido, es el de *usuario generador*, entendido como un usuario del servicio público de distribución que disponga de equipamiento de generación de energía de fuentes renovables y que reúna los requisitos técnicos para inyectar a dicha red los excedentes del autoconsumo [12]. Lógicamente, el concepto no abarca a los grandes usuarios o autogeneradores del mercado eléctrico mayorista, por lo que el nuevo paradigma energético tiene en cuenta únicamente el rol de los pequeños usuarios del sistema eléctrico, es decir, el común de los individuos.

A modo de resumen, la Tabla 2.3.1 expone las diferencias en distintos aspectos entre la generación centralizada y la distribuida. Observando las distintas descripciones se puede observar que las principales desventajas que tiene el modelo distribuido se centran en la inversión inicial y en el control y la gestión.

Tabla 2.3.1. Comparación entre Generación Centralizada y Generación Distribuida. Fuente: elaboración propia.

Aspecto	Generación Centralizada	Generación Distribuida
Ubicación de la generación	Alejada del consumo	Cercana al consumo
Pérdidas por transmisión	Altas, por largas distancias	Bajas, por proximidad
Escalabilidad	Alta: apta para grandes demandas	Limitada: ideal para consumos pequeños/medios
Inversión inicial por usuario	Baja (es estatal o de grandes empresas)	Alta (el usuario debe costear la instalación)
Tiempo de implementación	Largo (años)	Corto (meses o semanas)
Impacto ambiental	Alto (por uso de fósiles, grandes obras, etc.)	Bajo (renovables, sin emisiones directas)
Flexibilidad y resiliencia	Menor: vulnerable a fallas de grandes infraestructuras	Alta: cada punto puede operar parcialmente de forma autónoma
Participación del usuario	Pasiva	Activa (prosumidor: genera y consume)
Control y gestión	Centralizado y simple	Requiere regulación avanzada y gestión descentralizada
Aprovechamiento de renovables	Bajo (aunque creciente)	Alto: generalmente se basa en fuentes limpias

Mediante la ley ya mencionada se intenta fomentar la generación distribuida en Argentina a partir de beneficios como compensaciones económicas (medición neta) al inyectar energía a la red, la entrega de créditos fiscales para pagar impuestos nacionales y el acceso a financiamientos específicos. Además, se simplificaron los trámites de conexión a la red y, en Santa Fe, Mendoza, CABA y Rio Negro, se ofrecen incentivos adicionales como subsidios, exenciones impositivas o programas de promoción local, impulsando así una transición energética más limpia y descentralizada [12].

2.4 La biomasa como fuente de energía

La biomasa es cualquier tipo de materia orgánica que proviene de seres vivos, como plantas, árboles, restos de cultivos, estiércol o basura orgánica, y que puede usarse para producir energía. En otras palabras, es todo material natural que puede quemarse o transformarse para generar calor, electricidad o combustibles. Entre los recursos más comunes de biomasa se encuentran los residuos agrícolas, forestales, estiércol, cultivos energéticos y desechos orgánicos urbanos o industriales.

El uso de la biomasa como fuente de energía no es nuevo. De hecho, es una de las formas más antiguas de aprovechamiento energético por parte de la humanidad. Desde tiempos prehistóricos, el ser humano ha utilizado la leña para cocinar y calentarse. Este conocimiento se remonta a miles de años, mucho antes del desarrollo de los combustibles fósiles. Como ya fue comentado, con la Revolución Industrial comenzó el uso intensivo del carbón y luego del petróleo. Estos recursos poseen aspectos claves para el desarrollo industrial, social y económico que la biomasa no, por lo que poco a poco fue siendo reemplazada. Algunos de estas características son:

- **Mayor densidad energética:** los combustibles fósiles tienen un poder calorífico mucho más alto que la biomasa. Esto significa que producen más energía por unidad de peso o volumen, lo que los hizo más atractivos para industrias y transporte.
- **Disponibilidad y almacenamiento:** con el desarrollo de la minería y la perforación, se volvió relativamente fácil extraer grandes cantidades de carbón, petróleo y gas. Además, estos combustibles se podían transportar y almacenar con mayor comodidad que la biomasa.
- **Industrialización:** durante el siglo XVIII y XIX, las máquinas a vapor, luego los motores de combustión interna y las centrales térmicas requerían fuentes de energía más potentes y constantes.
- **Poca inversión en tecnologías de biomasa:** al volverse dominante el uso de combustibles fósiles, la investigación y el desarrollo tecnológico se centraron en estos, dejando a la biomasa en segundo plano. Esto hizo que no se desarrollaran tanto sus métodos de conversión y uso eficiente.
- **Urbanización y cambios en el estilo de vida:** a medida que la población se concentró en ciudades, usar leña o residuos agrícolas como fuente de energía dejó de ser práctico. En cambio, el carbón, y más tarde el gas y la electricidad, se adaptaban mejor a los nuevos entornos urbanos.

En las últimas décadas, comenzó a tomar cada vez más importancia la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y diversificar las fuentes de energía, haciendo que la biomasa retome un papel importante en la matriz energética global. Además de ayudar a reducir la contaminación, el uso de biomasa también permite aprovechar residuos que de otro modo se desecharían, y puede ser una oportunidad de desarrollo para comunidades rurales.

La biomasa se puede clasificar de distintas formas, aunque la más común deriva de su origen. Entre las distintas categorías encontramos las siguientes:

- **Biomasa agrícola:** proviene de residuos generados en actividades agrícolas. Algunos ejemplos son la paja de cereales, cáscaras, restos de poda, tallos, hojas, residuos de cultivos, etcétera. Generalmente se producen en grandes volúmenes y tienen una humedad alta (>60%). Se suelen utilizar en la producción de pellets, briquetas, compost, o biogás.
- **Biomasa forestal:** se obtiene de actividades forestales y de la industria de la madera, como las ramas, cortezas, aserrín, virutas o restos de podas forestales. Poseen un alto contenido energético, principalmente la leña seca. Pueden llegar a requerir procesos de secado y trituración por ejemplo para formar pellets.
- **Biomasa urbana:** lógicamente se origina en zonas urbanas, principalmente de residuos sólidos orgánicos domiciliarios. Ejemplos de este tipo de biomasa son restos de comida, podas urbanas, papel, cartón, aceites usados, entre otros. Al ser una mezcla heterogénea, requiere separación y tratamiento. Debido a su alto contenido de humedad, tienen un gran potencial para generación de biogás por digestión anaeróbica.

- **Biomasa industrial:** como su nombre lo indica, proviene de subproductos o residuos orgánicos de procesos industriales. Residuos de la industria alimentaria, lodos de depuradoras, bagazo de caña, residuos de cervecerías, aceites usados, son algunos ejemplos de este tipo de biomasa. La composición es muy variable y depende del tipo de industria, y en muchos casos está concentrada en un solo lugar, lo que facilita su recolección.
Son muy utilizados en cogeneración o producción de biocombustibles.

2.4.1 Sostenibilidad y neutralidad de carbono en el uso de biomasa

Entonces, si se habla de que con la biomasa se pueden generar combustibles o se puede utilizar para generar energía eléctrica a partir de su combustión, ¿por qué se la considera una fuente de energía renovable y limpia?

En primer lugar, la biomasa, a diferencia de los combustibles fósiles, se regenera de manera continua y en lapsos de tiempo relativamente cortos. Por otro lado —y quizás el punto más importante— está el motivo por el cual se la considera una fuente de energía limpia, a pesar de utilizarse para combustión. Para comprender es necesario tener el concepto de ciclo del carbono, el cual se define como la trayectoria que realiza el carbono a través de las diferentes esferas de la Tierra, y se divide en dos tipos:

- **Ciclo biológico o rápido del carbono:**

1. *Fijación del carbono mediante fotosíntesis.* Los sumideros de carbono, es decir, depósitos naturales con mucha vegetación que absorben CO₂, son vitales para llevar a cabo esta parte del ciclo.
2. *Liberación de parte del carbono mediante la respiración,* sea en animales y seres humanos, o por las plantas durante la respiración vegetal, en la noche. En ambos casos, el carbono se libera otra vez en forma de CO₂.
3. *Liberación de parte del carbono vía descomposición de los seres vivos.* Cuando mueren los seres vivos parte del carbono contenido en ellos regresa a la atmósfera o es asimilado por otros seres vivos.

- **Ciclo geológico o lento del carbono:**

1. *Fijación del carbono mediante fotosíntesis.* Este paso es igual al del ciclo biológico, pero parte del carbono fijado sigue una trayectoria distinta.
2. *Mineralización y sedimentación del carbono.* Cuando mueren los organismos en tierra y mar, parte del carbono contenido en ellos reacciona con otros elementos y compuestos. Debido a esto, el carbono se mineraliza y sedimenta, formando también fósiles y combustibles fósiles.
3. *Liberación del carbono a la atmósfera.* A través de un proceso lento, el carbono sigue reaccionando con diferentes compuestos y elementos hasta liberarse otra vez a la atmósfera, en forma de gas.

4. *Emisión de CO₂ y metano* a causa de la minería, la actividad en las fábricas y el transporte de vehículos. La acción humana está acelerando un ciclo que, de forma natural, duraría siglos en realizarse. Al explotar minerales y combustibles fósiles, se liberan grandes cantidades de carbono a la atmósfera [13].

La Figura 2.4.1 enseña el flujo de CO₂ tanto para el caso del ciclo rápido como para el ciclo lento del carbono.

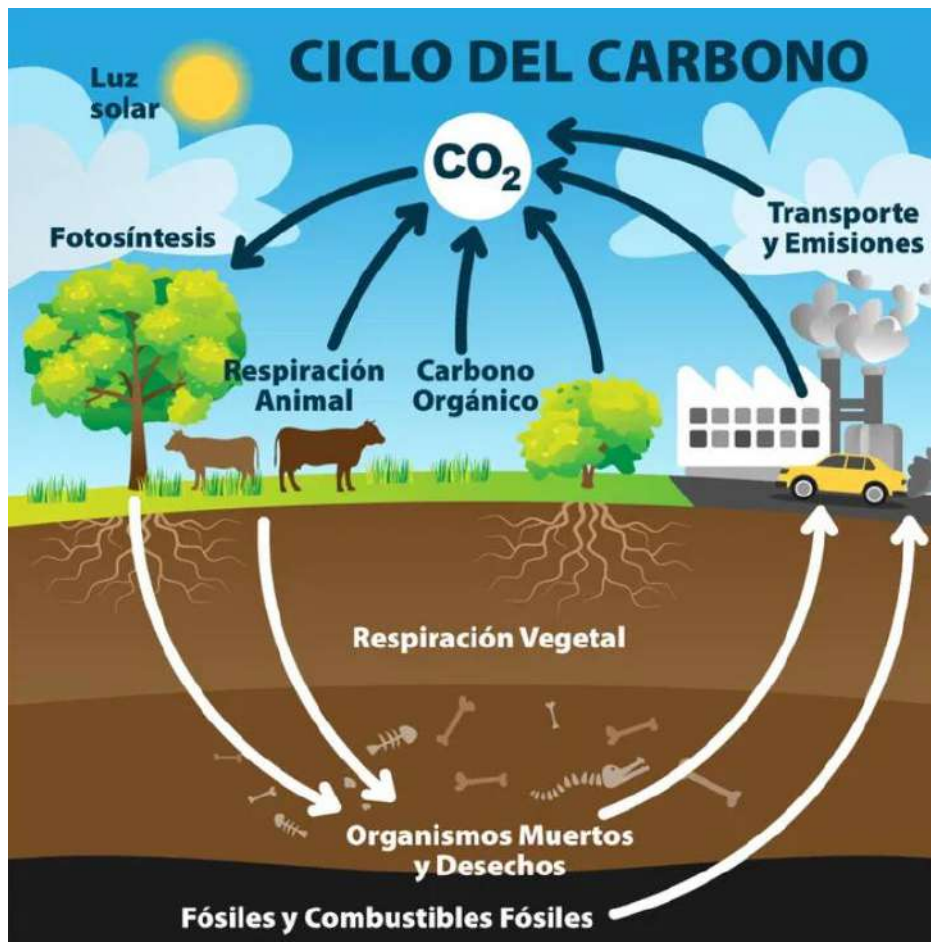


Figura 2.4.1. Ciclo del carbono. Fuente: Enciclopedia Significados [13].

En resumen, las plantas que producen biomasa capturan casi tanto CO₂ mediante la fotosíntesis como el que libera la biomasa al quemarse, lo que la convierte en una fuente de energía neutra en carbono. Por eso, si el ciclo se mantiene equilibrado (es decir, si se vuelve a plantar lo que se cosecha), no se incrementa el CO₂ en la atmósfera, a diferencia del uso de combustibles fósiles, que libera carbono "nuevo" [14].

Y finalmente, se debe tener en cuenta que muchas veces lo que se utiliza como biomasa y fuente de energía son residuos, por lo que utilizarlos evita la contaminación por acumulación de basura y reduce la necesidad de vertederos.

Sin embargo —y en esto se debe hacer un gran énfasis— es necesario una gestión adecuada de la biomasa, realizar una buena diferenciación de los tipos y utilizar tecnologías modernas. En 2010 un grupo de científicos de Estados Unidos le envió una carta al Congreso donde explicaban que "la contabilidad globalmente inadecuada de la bioenergía podría

conducir a la tala a gran escala de los bosques del mundo... cualquier medida legal para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero debe incluir un sistema que diferencie las emisiones de la bioenergía en función del origen de la biomasa". [15]

2.4.2 Biomasa como motor de cambio: economía circular y casos reales

Como ya se ha observado en anteriores secciones, el lugar que ocupa la biomasa en la generación de energía eléctrica mundial es ínfima y en Argentina no es una excepción. De acuerdo con los datos de CAMMESA, en el 2023 sólo un 0,3% de toda la potencia instalada pertenecía a bioenergías (biogás y biomasa), ya que, a pesar de su potencial, la biomasa precisa de infraestructura específica para su recolección, procesamiento y aprovechamiento energético. Además, existe un gran desconocimiento técnico por parte de los actores productivos, los costos iniciales de inversión suelen ser elevados y los incentivos económicos aún resultan limitados o poco difundidos. Cabe mencionar que en Argentina existen diversos programas e incentivos para realizar un aprovechamiento de esta biomasa, entre los siguientes:

- **Programa Municipios Bioenergéticos (2023):** tiene como objetivo fomentar el aprovechamiento térmico de biomasa seca residual a nivel local. Está dirigido a municipios, pymes, cooperativas y entidades públicas que desarrollen actividades relacionadas con la bioenergía. Las principales líneas de trabajo incluyen el relevamiento y evaluación del sector bioenergético local, la capacitación técnica, el procesamiento y acopio de biomasa, y el acompañamiento a proyectos locales [16].
- **Programa Biogás:** ejecutado por la Subsecretaría de Ambiente en colaboración con el Programa de Naciones Unidas para el Desarrollo (PNUD), busca demostrar la viabilidad técnica, ambiental y económica de la producción de biogás a partir de residuos sólidos urbanos orgánicos. Se centra en la construcción de plantas piloto y la adquisición de biodigestores para su instalación en diversas instituciones, promoviendo así la gestión integral de residuos y la generación de energía renovable [17].
- **Iniciativas Provinciales (Mendoza y Córdoba):** se destaca principalmente esta última provincia donde se ha legislado la promoción y desarrollo de biocombustibles y bioenergía mediante la Ley 10.721. Esta normativa establece incentivos fiscales y financieros para la producción y uso de biocombustibles, fomentando así la transformación sostenible de la biomasa y sus derivados.
- **Centro Regional Biorrefinerías del Norte Argentino (BioNA):** Con el objetivo de impulsar la producción de biocombustibles, bioproductos y biomateriales, se creó el BioNA, un centro interinstitucional que integra al INTI, CONICET y las universidades nacionales de Tucumán y Misiones. Esta iniciativa busca potenciar las capacidades académicas, tecnológicas e industriales en la región norte del país, promoviendo la investigación, desarrollo e innovación en el ámbito de la bioenergía [18].

En base a estas iniciativas es que se busca que las empresas, especialmente aquellas vinculadas a la producción agroindustrial, tengan una gran oportunidad para incorporar la

biomasa como fuente energética dentro de sus procesos. Este cambio implica dejar atrás un modelo de **economía lineal**, basado en extraer recursos, producir, consumir y desechar, para adoptar una lógica de **economía circular**, un modelo que implica compartir, alquilar, reutilizar, reparar, renovar y reciclar materiales y productos existentes todas las veces que sea posible para crear un valor añadido, extendiendo el ciclo de vida de los productos [19]. En este marco, los residuos orgánicos que antes eran descartados (como cáscaras, restos vegetales o efluentes) pueden ser transformados en energía térmica o eléctrica, generando ahorros económicos, reduciendo la huella de carbono y aportando a una matriz energética más sostenible. Así, la biomasa no solo representa una alternativa técnica viable, sino también una herramienta estratégica para reconvertir modelos productivos hacia prácticas más limpias, eficientes y resilientes. La Figura 2.4.2 muestra un esquema visual comparativo entre la economía lineal y la economía circular.

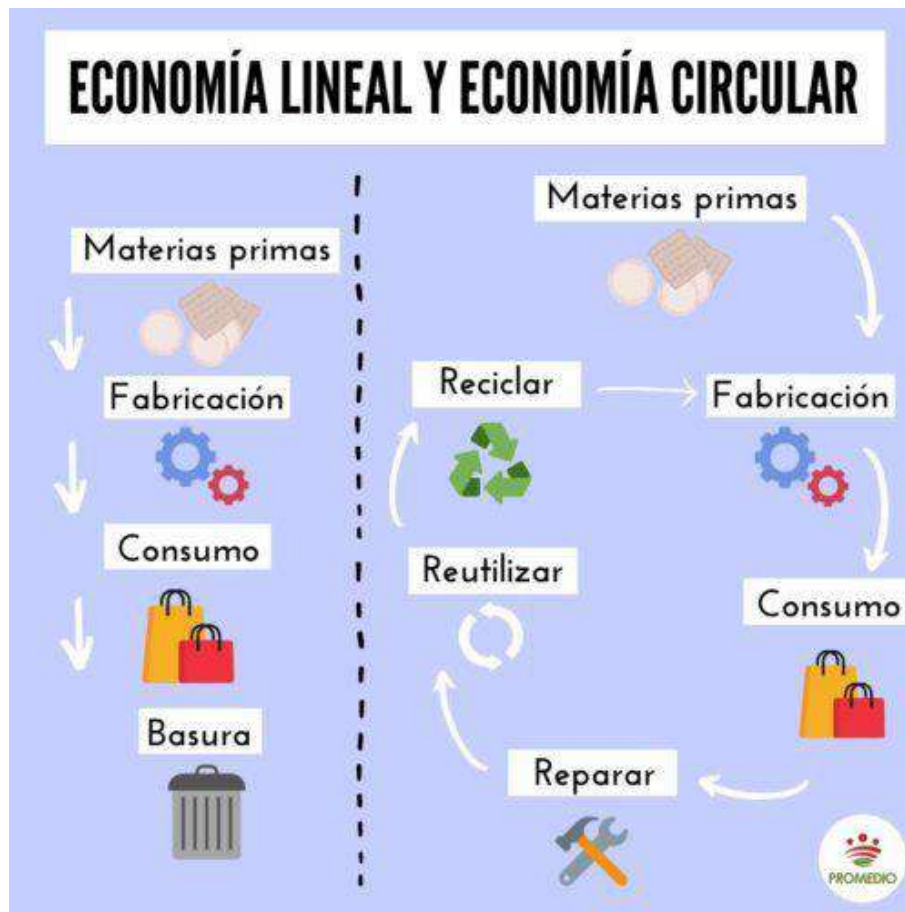


Figura 2.4.2. Diferencias entre un modelo lineal y un modelo circular. Fuente: Parlamento Europeo [19]

Para comprender el verdadero potencial de la biomasa como fuente energética, es útil analizar experiencias concretas donde este recurso ha sido aprovechado con éxito. Los casos reales reflejan cómo el pasaje de un modelo lineal a uno circular puede traducirse en beneficios tangibles tanto económicos como ecológicos, y sirven como referencia para pensar su aplicabilidad en distintos contextos productivos, incluido el argentino.

2.4.2.1 Carbón ecológico a partir de cáscara de arroz

En Argentina, Facundo Cabrera, un emprendedor oriundo de Corrientes, creó un carbón ecológico a partir de cascarilla de arroz, un subproducto que suele desecharse o quemarse sin control ambiental. Para su producción, la cascarilla se somete a un proceso de pirólisis, es decir, una combustión controlada en ausencia de oxígeno, que permite convertirla en briquetas de carbón sin emitir gases contaminantes ni generar cenizas nocivas.

El producto final, comercializado bajo la marca *BrasUP*, se puede observar en la Figura 2.4.3, y presenta varias ventajas frente al carbón vegetal tradicional. Tiene mayor poder calorífico, genera menos humo, no contiene químicos agregados y deja una menor cantidad de residuos tras la combustión. De todas formas, el punto más importante de este emprendimiento es que ayuda a reducir la deforestación y promueve el uso eficiente de residuos agroindustriales. Se estima que por cada tonelada de cascarilla convertida se evita la tala de decenas de árboles, colaborando así con la conservación de bosques nativos [20].



Figura 2.4.3. Muestra de las barras de carbón ecológico que genera el emprendimiento. Fuente: El País [20].

Desde el punto de vista ambiental, el proyecto contribuye a disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero al evitar la quema abierta de residuos y al sustituir el uso de carbón vegetal, cuya cadena productiva suele estar vinculada a la tala ilegal. Y, por otro lado, ayuda a darle valor a un residuo que antes no tenía aprovechamiento. Además, posee un impacto social al generar empleo local y promover el desarrollo de economías regionales.

2.4.2.2 Planta de biogás en Córdoba

En la localidad de General Paz, Provincia de Córdoba, se encuentra la planta de biogás de Helios Energía Limpia que se observa en la Figura 2.4.4, un proyecto pionero en América Latina. Esta instalación procesa anualmente más de 130.000 toneladas de residuos orgánicos

provenientes de diversas fuentes, como las granjas avícolas de Pollos San Mateo, la Avícola Río Ceballos, la Refinería del Centro y el frigorífico La Superior. Estos residuos incluyen estiércol, vinaza y otros subproductos orgánicos que, mediante un proceso de digestión anaeróbica, se transforman en biogás en cuatro biodigestores. Este biogás es utilizado para generar 2,4 MW de energía eléctrica y 2,48 MW de energía térmica, los cuales son inyectados en la red eléctrica interconectada y aprovechados para procesos industriales, respectivamente [21].



Figura 2.4.4. Los cuatro biodigestores de la planta Helios. Fuente: MejorEnergía [21]

Es el primer proyecto con cogeneración térmica completa (CHP) de la región, que funciona a través de un sistema que recupera el calor generado por los gases de escape y el agua de camisas del motor, permitiendo una eficiencia energética superior al 80%. Este calor se utiliza para mantener la temperatura óptima de los biodigestores y para procesos de pasteurización del sustrato orgánico previo a su ingreso en los mismos. Además, el efluente líquido resultante del proceso de digestión anaeróbica se reutiliza para el riego de áreas verdes y cultivos de maíz en campos vecinos, cerrando así el ciclo productivo y reduciendo al mínimo la generación de residuos.

Este proyecto, desarrollado en conjunto con la empresa Aggreko, representa un modelo de triple impacto, al combinar beneficios económicos, sociales y ambientales. Diego González, gerente de Desarrollo de Negocios de Aggreko, destacó que "estamos comprometidos con la transición energética en Argentina. Desarrollamos una solución a medida para el proyecto Helios Energía Limpia que genera energía limpia 100% a través de residuos orgánicos industriales" [21].

2.4.2.3 En Salta, de residuos a biocombustibles

En la provincia de Salta, Argentina, se ha desarrollado una innovadora planta que transforma residuos sólidos urbanos (RSU) en combustibles líquidos mediante un proceso de

pirólisis. Esta tecnología, implementada por el investigador Hugo Peloc, permite procesar tanto residuos orgánicos como plásticos sin necesidad de separación previa, convirtiéndolos en productos como nafta, gasoil, gas natural y hasta hidrógeno. El proceso implica la descomposición térmica de los residuos a temperaturas que oscilan entre 500 y 1600 °C, generando una parafina que, al ser enfriada y recalentada, se transforma en combustibles utilizables. Según Peloc, "el combustible que de allí se obtiene es de mejor calidad, rinde más y si se comercializara sería a mitad de precio de lo que se vende hoy una nafta".

El proceso de transformación durará entre 5 y 6 horas, en donde se calcula que de 1,5 kg se lograría obtener 1 litro de combustible; se estima que con dos toneladas de basura se obtenga 2500 litros de nafta en un día. Además de su eficiencia energética, esta iniciativa contribuye significativamente a la reducción de basurales. Peloc destaca que "las plantas no solo convierten la basura en combustibles limpios, sino que además son amigables con el medio ambiente, con la generación de energías sostenibles y moderna" [22].

2.4.2.4 Bio-bean: energía limpia mediante residuos de café en el Reino Unido

Bio-bean es una empresa británica pionera en la valorización de residuos de café para la producción de biocombustibles. Fundada en 2013 por Arthur Kay mientras estudiaba arquitectura en la University College London (UCL), la compañía se estableció con la visión de convertir la borra de café en una fuente de energía sostenible. Kay concibió la idea al diseñar una planta de café y darse cuenta del potencial energético de los residuos generados. Desde entonces, Bio-bean ha desarrollado la primera planta industrial del mundo dedicada a este propósito, ubicada en Cambridgeshire, con capacidad para procesar hasta 50.000 toneladas de residuos de café al año [23].

El proceso de Bio-bean comienza con la recolección de residuos de café de diversas fuentes, incluyendo cafeterías, oficinas y fábricas de café instantáneo. Estos residuos son transportados a la planta, donde se secan y se procesan para eliminar aceites y humedad. Posteriormente, se transforman en productos como pellets de biomasa y briquetas (comercializados bajo el nombre *Coffee Logs*), que pueden utilizarse como combustibles en sistemas de calefacción [24].

Además de la producción de pellets, Bio-bean ha indagado en la creación de biocombustibles líquidos. En colaboración con Shell y Argent Energy, la empresa desarrolló un biodiésel a partir de aceite extraído de los residuos de café, conocido como B20, que se utilizó en autobuses de Londres. Este biocombustible ofrece una reducción del 10-15% en las emisiones de CO₂ en comparación con el diésel convencional [24].

Al reciclar los residuos de café, la empresa evita que estos terminen en vertederos, donde liberarían metano, un gas de efecto invernadero 28 veces más potente que el CO₂. Por ejemplo, la colaboración con Costa Coffee (cadena internacional de cafeterías fundada en Londres) ha permitido reciclar 3.000 toneladas de residuos de café al año, evitando la emisión de 360 toneladas de CO₂ anualmente, equivalente a plantar un bosque del tamaño de 95 campos de fútbol [24].

2.4.2.5 Husk Power Systems: electrificación rural en India y África

Fundada en 2008, Husk Power Systems es una empresa que se encarga de diseñar y construir redes eléctricas en zonas rurales de India y África. Además, opera mini-redes híbridas que combinan energía solar fotovoltaica y gasificación de biomasa. De esta forma proporciona electricidad 100% renovable a distintas comunidades de las regiones mencionadas. Yendo al grano en el aprovechamiento de biomasa, se debe mencionar el proceso de gasificación de biomasa, un mecanismo termoquímico que convierte residuos orgánicos secos (en este caso es cáscara de arroz) en un gas combustible, también llamado gas de síntesis o *syngas*, compuesto principalmente de monóxido de carbono (CO), hidrógeno (H₂) y metano (CH₄). Este gas se puede usar para generar electricidad mediante motores o turbinas. El *syngas* se filtra, se limpia y luego se inyecta en motores de combustión interna modificados que hacen girar generadores eléctricos, produciendo energía que se distribuye a través de mini-redes locales.

Gracias al uso de cáscara de arroz como insumo, Husk evita que estos residuos se quemem a cielo abierto (una práctica común) o se descomponga en vertederos, lo cual reduce la liberación de material particulado y gases de efecto invernadero.

Y, por otro lado, el residuo sólido del proceso de gasificación, llamado biochar, tampoco se desperdicia. Se reutiliza en productos como varillas de incienso, generando empleo local, especialmente para mujeres, y evitando el descarte.

Mediante todas las prácticas mencionadas, Husk redujo más de 15,000 toneladas métricas de CO₂ en 2023, el equivalente a retirar más de 3,000 autos de circulación [26].

2.4.3 El café como fuente de biomasa

La industria global del café no solo mueve miles de millones de dólares al año, sino que también genera enormes volúmenes de residuos. Se estima que cada año se consumen más de 10 millones de toneladas de café en el mundo, lo que conlleva una producción masiva de desechos orgánicos en forma de cascarilla, pulpa, borra y otros subproductos. Paradójicamente, estos residuos, que a menudo terminan en vertederos o son incinerados, contienen un importante valor energético. Un ejemplo concreto y ya mencionado de este potencial es el caso de la empresa Bio-bean, que ha demostrado que los residuos del café pueden convertirse en una fuente renovable capaz de contribuir a la transición energética global.

En este subcapítulo se abordará desde el principio toda la cadena productiva del café, desde el cultivo hasta su industrialización, con el objetivo de identificar los distintos subproductos y residuos que se generan a lo largo del proceso. Se analizará qué destino suelen tener estos materiales en los modelos actuales de producción, y se pondrá especial foco en uno de los residuos más abundantes y con mayor potencial: la cascarilla de café.

2.4.3.1 Composición del fruto del café

Cafeto se denomina a la planta que produce los frutos del café. De acuerdo con el clima, la ubicación geográfica y las propiedades de la tierra dependerá el tipo de café que se

obtiene, así como el tiempo de duración y época de ser cosechado. Dicho fruto presenta un color verde, rojizo y morado brillante y se caracteriza por ser carnoso muy similar a las cerezas. En el interior se encuentran dos semillas de café en forma de grano, las cuales se encuentran recubiertas por una membrana de apariencia transparente la cual es conocida como pergamino.

El fruto del café se encuentra dividido en siete capas. La primera es la parte más externa, conocida como pulpa o cáscara y se caracteriza por proteger al fruto. La segunda capa corresponde al mucilago o baba, una sustancia de consistencia gelatinosa y de un color crema o transparente. Luego está el pergamino o cascarilla, una capa de pre recubrimiento de la semilla y se caracteriza por ser áspera y de color cremoso. La cuarta capa es una película plateada de consistencia de ungüento que recubre el grano. Ya llegando más al centro encontramos el grano de café, el cual se compone de dos semillas que son contenidas por cada cereza de café y generalmente presentan una tonalidad verdosa o amarillenta y es la semilla que se comercializa. La última capa es conocida como embrión y hace referencia a la parte ubicada en la superficie de la semilla y que, una vez plantada y con las condiciones adecuadas, dará origen a una nueva planta de café.

En la Figura 2.4.5 se puede ver la composición del fruto del café en sus distintas capas.



Figura 2.4.5. Composición de la cereza o fruto del café. Fuente: Luis Felipe Bonilla Camacho y Yaritza Castro Fandiño [29].

2.4.3.2 El proceso productivo del café y la generación de subproductos

La molienda del café es un proceso que consiste en la transformación de la cereza madura del café para obtener un producto seco utilizado en la industria alimentaria. Su objetivo principal es la eliminación de la parte externa que recubre la semilla del grano de café con el fin de obtener el grano verde, que es la parte que se utiliza para la bebida. Los demás componentes de la cereza del café, que representan aproximadamente el 95% del fruto, se eliminan y desechan durante el procesamiento [27].

Se reconocen dos métodos principales para el procesamiento del café: la molienda húmeda y la molienda seca. Ambos métodos generan subproductos que actualmente no están siendo aprovechados en gran medida, lo que no implica necesariamente que no tengan potencial de aprovechamiento.

La molienda seca genera un único subproducto, que consiste en una mezcla de piel, pulpa, mucílago y pergamino en forma seca. En cambio, la molienda húmeda genera una mayor cantidad de subproductos y requiere una mayor inversión en maquinaria y grandes cantidades de agua. Sin embargo, este método es el más utilizado tradicionalmente, ya que permite obtener cafés con mayor aceptación organoléptica y sensorial gracias a la conservación de los componentes del grano [28].

El proceso productivo del café (en molienda húmeda) se compone de distintas etapas consecutivas:

1. *Clasificación y selección*: se recolectan las cerezas maduras del cafeto, eliminando los frutos defectuosos o inmaduros.
2. *Despulpado*: en este proceso se separa el grano de la pulpa, la cual representa en base húmeda alrededor del 43,85% del peso del fruto fresco.
3. *Desmucilaginado o fermentación*: en esta etapa se desprende el mucílago del fruto, que constituye alrededor del 14,85% del peso del grano curado.
4. *Trillado*: en esta fase desprende el pergamino también denominado cascarilla o endocarpio. Este subproducto representa cerca del 4,2% del peso del grano curado.
5. *Secado*: ya libre de la pulpa y el pergamino, se desprende el agua que contiene el fruto en forma de vapor.
6. *Torrefacción o tostado*: durante esta etapa se desprende la película plateada mencionada anteriormente, aunque en menor cantidad, por lo que no es un desecho relevante, como pueden llegar a serlo los volátiles.
7. *Preparación de la bebida*: finalmente el grano tostado es empleado como café soluble, dando como resultado la bebida en sí y la borra, un subproducto que representa el 10% del peso neto del café cosechado [27].

La Figura 2.4.6 expone de manera más visual los procesos comentados anteriormente, enseñando los distintos residuos generados.

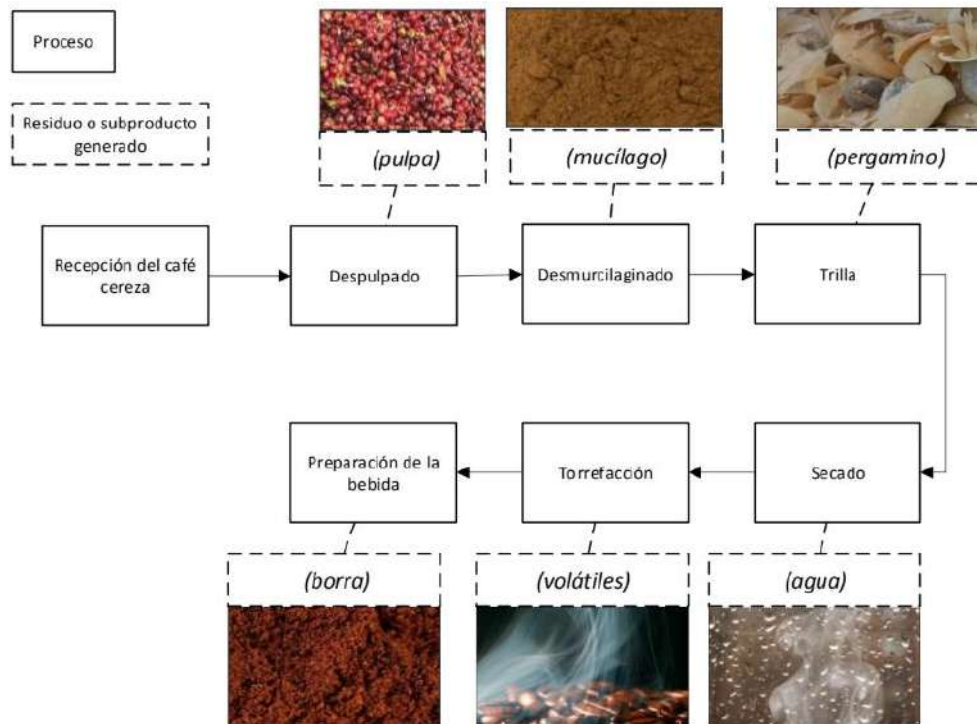


Figura 2.4.6. Procesos, productos y residuos en la industrialización y uso del café. Fuente: Universidad Nacional de Chimborazo [27].

Observando las cifras, es fácil notar que la industria cafetera mundial genera una cantidad considerable de residuos a lo largo de su cadena de producción. Solo entre el 5% del peso total del fruto del café (la cereza) llega al consumidor en forma de bebida. Para obtener 1 tonelada de grano verde, se requieren entre 4 y 6 toneladas de cerezas, lo que se traduce en la generación de entre 4 y 5 toneladas de residuos por cada tonelada de café comercializable. Según Pandey et al. (2000), “la pulpa y el mucílago representan hasta el 60% del peso fresco del fruto del café, y los residuos totales pueden superar el 90% del volumen original” [30].

2.4.3.3 Del residuo a la oportunidad

La enorme cantidad de desperdicios mencionada anteriormente representa un serio desafío ambiental si no se gestionan adecuadamente, pero también una valiosa oportunidad para su aprovechamiento energético y enmarcarlo dentro de modelos de economía circular. Generalmente, este material no aprovechado del café es dispuesto en vertientes de agua en donde se genera una afectación al ecosistema, debido a que se requiere una mayor demanda de oxígeno para su descomposición. Por otro lado, si bien muchas veces se utiliza como abono para los cultivos, la mayoría de las veces no se le hace un tratamiento previo lo cual no genera un resultado positivo. En su descomposición se producen olores fuertes, afectaciones al suelo de los demás cultivos y presencia de insectos [29].

Sin embargo, es importante entender que no todos estos subproductos poseen las mismas características desde el punto de vista químico y biológico. Cada uno presenta una composición particular que define sus posibles usos y su impacto ambiental. Por ejemplo, la pulpa de café es rica en azúcares, compuestos fenólicos y cafeína, lo que la hace útil para procesos fermentativos, pero también potencialmente contaminante si no se gestiona

adecuadamente. El mucílago contiene azúcares solubles y compuestos nitrogenados, y suele ser aprovechado para la producción de biogás. La cascarilla es una capa leñosa que envuelve al grano seco y está compuesto principalmente por celulosa y lignina, por lo que puede emplearse como fuente de energía térmica. Por último, la borra del café presenta un alto contenido de materia orgánica y aceites, siendo atractiva para la producción de biocombustibles sólidos o biodiésel. Esta diversidad composicional resalta la necesidad de enfoques diferenciados para su valorización dentro de una estrategia de aprovechamiento eficiente y sostenible.

Se puede afirmar que el potencial de aprovechamiento de los residuos generados en la industria cafetera es evidente. Sin embargo, para implementar tecnologías eficientes de valorización energética, es fundamental caracterizar estos subproductos en función de su composición. Esta caracterización permite seleccionar la tecnología más adecuada para cada tipo de residuo. Según la definición técnica de la UPME (2010), los parámetros relevantes incluyen: la composición física, que determina propiedades como la densidad aparente y real, la humedad y el contenido energético; el análisis último o elemental, que evalúa el porcentaje en peso de elementos como oxígeno (O), carbono (C), hidrógeno (H), azufre (S) y nitrógeno (N); el análisis próximo, que cuantifica el contenido de carbono fijo, materiales volátiles y cenizas; y el análisis estructural, que permite conocer la proporción de lignina, celulosa y hemicelulosa. [31].

3 TRANSFORMACIÓN ENERGÉTICA DE LA BIOMASA

3.1 Obtención de energía térmica

Tal como se mencionó en el capítulo 2.4, el uso de energía de la biomasa como fuente de energía es una de las formas más antiguas de aprovechamiento energético por parte de la humanidad, precisamente en forma de energía térmica, mediante la combustión. Pero la combustión directa no es la única forma de generar energía térmica.

Los métodos para convertir la biomasa en un producto energético son por medio de procesos físicos, bioquímicos y termoquímicos [32]. En general, la conveniencia de cada uno de estos procesos está ligada al contenido de humedad y a la composición. En la Figura 3.1.1 se puede ver una clasificación general de los métodos más convenientes en función al contenido de humedad podría ser la siguiente.

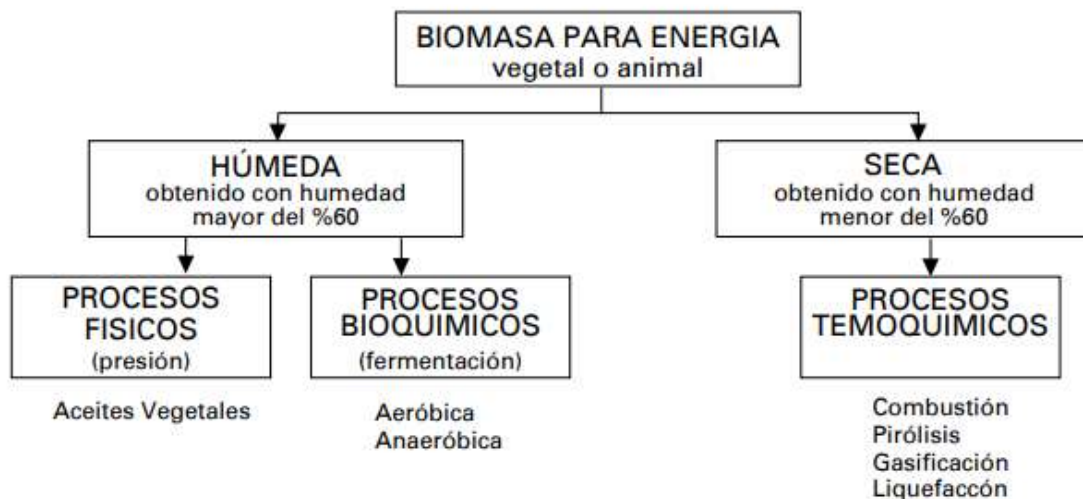


Figura 3.1.1. Clasificación de procesos de obtención de energía en base a la biomasa. Fuente: Secretaría de Energía de Argentina [32]

3.1.1 Procesos físicos

Es un caso particular para los cultivos oleaginosos, en donde mediante la prensa del cultivo se obtienen aceites y un primer subproducto denominado “torta oleaginosa”. Si bien estos aceites podrían utilizarse directamente como combustibles para motores diésel, algunas de sus propiedades son menos ventajosas para esta aplicación. Dos problemas principales son su altísima viscosidad y su baja estabilidad térmica e hidrolítica. Además, presentan propiedades de ignición menos favorables. En su lugar, hay tres métodos para obtener biodiesel partiendo de estos aceites, luego de realizar un filtrado [33]. Cabe destacar que estos tres métodos mencionados ya no se corresponden con un proceso físico puro como el caso

de la utilización de los aceites como combustibles directamente, sino que se utilizan procesos químicos para obtener combustibles más eficientes, por lo que podría decirse que se corresponden con procesos físico-químicos:

1. Transesterificación del aceite catalizada por una base.
2. Transesterificación del aceite catalizada por un ácido directo.
3. Conversión del aceite a sus ácidos grasos y, posteriormente, a biodiésel.

El método más utilizado hoy en día es la reacción catalizada por una base, por ser un proceso de baja temperatura y presión, tener un alto rendimiento (98%) con reacciones secundarias y tiempo de reacción mínimos y ser una conversión directa a biodiesel sin compuestos intermedios.

Este proceso se lleva a cabo en un sistema de reactor simple a baja temperatura (rango 50-66 °C) y presión (alrededor de 1,4 bares). El primer paso en el proceso de conversión es la mezcla de metanol y el catalizador, que suele ser hidróxido de sodio o hidróxido de potasio. Se añade metanol en exceso para asegurar la conversión total de los triglicéridos en ésteres. La mezcla de catalizador/metanol se introduce en un reactor cerrado, lo que evita la pérdida de alcohol. A continuación, se añade el aceite vegetal al reactor. La mezcla de reacción se deja reposar en el reactor de 1 a 8 horas.

Tras separarse de la glicerina, los ésteres metílicos se purifican. Mediante un proceso de lavado, se eliminan el catalizador residual y los jabones. La pureza de los ésteres así obtenidos es de aproximadamente el 98%. Esta pureza puede mejorarse aún más mediante destilación. El producto final es un líquido de color amarillo ámbar con una viscosidad muy reducida.

Como indicación respecto a las proporciones en la reacción, 100 unidades de grasa o aceite (por ejemplo, aceite de colza) reaccionan con 10 unidades de un alcohol de cadena corta en presencia de un catalizador (generalmente hidróxido de sodio o potasio) para producir 10 unidades de glicerina y 100 unidades de biodiesel [33].

La Figura 3.1.2 muestra el proceso detallado de la transesterificación del aceite catalizada por una base.

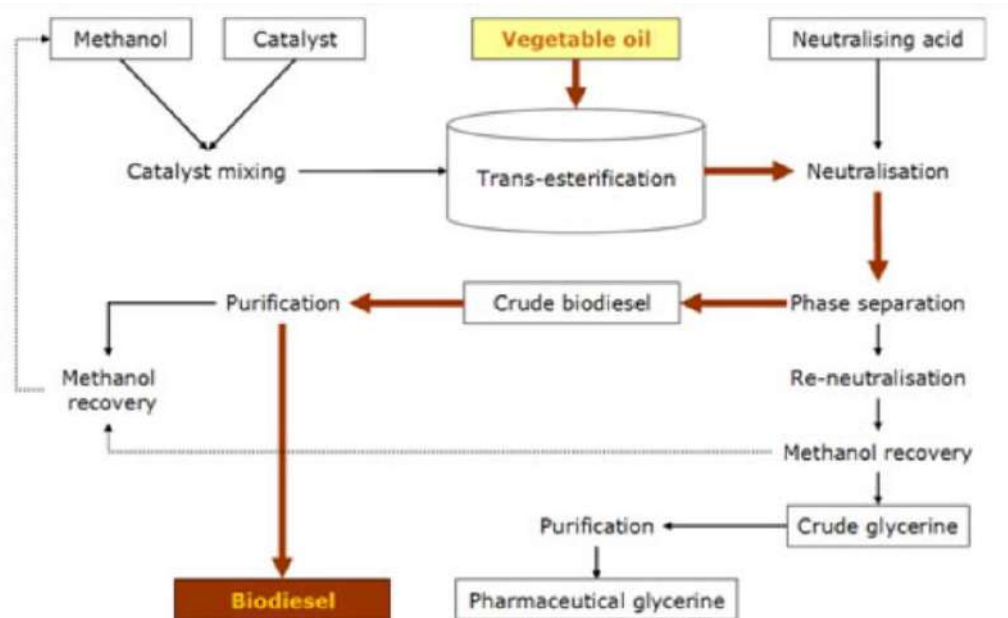


Figura 3.1.2. Transesterificación del aceite catalizada por una base. Fuente: Asociación Europea de la Industria de la Biomasa [33]

3.1.2 Procesos bioquímicos

Los procesos bioquímicos se basan en la degradación de la biomasa por la acción de microorganismos, y pueden dividirse en dos grandes grupos: los que se producen en presencia de aire (aeróbicos) y los que se producen en ausencia de aire (anaeróbicos) [32].

3.1.2.1 Procesos aeróbicos

La fermentación aeróbica de biomasa de alto contenido de azúcares o almidones, da origen a la formación de alcohol (etanol), que, además de los usos ampliamente conocidos en medicina y licorería, es un combustible líquido de características similares a los que se obtienen por medio de la refinación del petróleo. Las materias primas más comunes utilizadas para la producción de alcohol son la caña de azúcar, la mandioca, el sorgo dulce y el maíz. El proceso incluye una etapa de trituración y molienda para obtener una pasta homogénea, una etapa de fermentación y una etapa de destilación y rectificación [32].

3.1.2.2 Procesos anaeróbicos

La digestión anaerobia es el proceso en el cual se descompone la materia orgánica por acción de microbios en ausencia de oxígeno hasta obtener biogás, una mezcla de gases combustibles. El biogás se encuentra en concentraciones entre 50% a 70% de metano y de 30% a 50% de dióxido de carbono en función del tipo del residuo [34]. La Tabla 3.1.1 muestra la composición del biogás dependiendo de que tipo de desecho sometido a digestión anaerobia.

Tabla 3.1.1. Componentes del biogás en función del sustrato utilizado. Fuente: Universidad de San Buenaventura Seccional Cartagena [34]

Componente	Residuos Agrícolas	Lodos de Depuradora	Residuos Industriales	Gas de Vertedero
Metano	50-80%	50-80%	50-70%	45-65%
Dióxido de Carbono	30-50%	20-50%	30-50%	34-55%
Agua	Saturado	Saturado	Saturado	Saturado
Hidrogeno	0-2%	0-5%	0-2%	0-1%
Sulfuro de hidrogeno	100-700ppm	0-1%	0-8%	0.5-100 ppm
Amoniaco	Trazas	Trazas	Trazas	Trazas
Monóxido de carbono	0-1%	0-1%	0-1%	Trazas
Nitrógeno	0-1%	0-3%	0-1%	0-2%
Oxigeno	0-1%	0-1%	0-1%	0-5%
Compuestos orgánicos	Trazas	Trazas	Trazas	Trazas

El proceso de digestión anaerobia se puede observar en la Figura 3.1.3 y sus cuatro etapas de detallan a continuación:

1. Hidrólisis: los polímeros complejos son degradados a moléculas simples, como las proteínas a aminoácidos y los polisacáridos a monosacáridos por parte de bacterias hidrolíticas, las cuales segregan enzimas para la conversión de dichos compuestos complejos para volverlos solubles.

2. Acidogénesis: en esta etapa de la fermentación se obtienen diversos ácidos orgánicos. Los productos obtenidos en la fase de hidrólisis son convertidos en ácidos grasos de bajo peso molecular como el ácido acético, fórmico, propiónico e incluso dióxido de carbono, entre otros. La fermentación de los azúcares se da de manera muy diversa, dependiendo del microorganismo y la ruta metabólica que ocurra. Los principales microorganismos asociados con la fermentación de la glucosa son los del género Clostridium, que convierten glucosa en ácido butírico, acético, dióxido de carbono e hidrógeno.

3. Acetogénesis: mientras que algunos productos de la fermentación pueden ser metabolizados directamente por los organismos metanogénicos (hidrógeno y acético), otros (etanol, ácidos grasos volátiles y algunos compuestos aromáticos) deben ser transformados en productos más sencillos, como acetato (CH_3COO^-) e hidrógeno (H_2). En esta etapa las moléculas provenientes de la acidogénesis son captadas por los microorganismos acetógenos para emplearlas en la producción de acetato, dióxido e hidrógeno.

4. Metanogénesis: usando el acetato, dióxido de carbono e hidrógeno, se produce metano. La metanogénesis es el último paso del proceso de degradación anaerobia de la materia orgánica. En esta etapa, la mayor parte de la energía química contenida en el sustrato es convertida en metano por la actuación de las Archaea metanogénicas. Este grupo no bacteriano requiere unas condiciones ambientales más estrictas para su desarrollo que las necesarias para los microorganismos acidogénicos. Este grupo es el formador de metano a partir de hidrógeno y dióxido de carbono, acetato, metanol y mono-, di- y tri-aminas fundamentalmente [34].

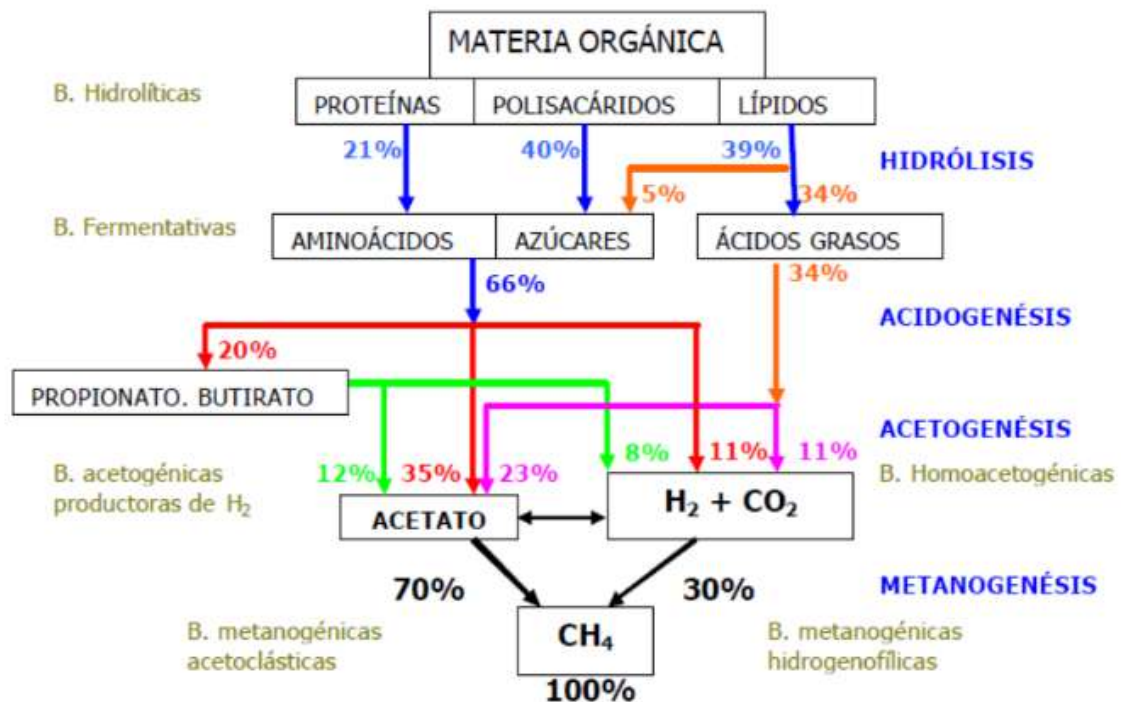


Figura 3.1.3. Etapas de la digestión anaeróbica. Fuente: Universidad de San Buenaventura Seccional Cartagena [34]

Por lo general, las plantas de biogás operan a concentraciones de sustrato inferiores al 15%, lo cual se conoce comúnmente como digestión anaerobia húmeda. Aun así, la operación de la planta en condiciones húmedas conlleva un alto consumo de agua el cual representa una afectación al medio ambiente y el tratamiento de secado posterior requiere una adición de energía para evaporar los efluentes, lo que se traduce en el aumento de los costos del proceso por servicio de calentamiento, de lo que se derivan fertilizantes sobre los cuales el agua que se había usado en un principio para tener un ambiente apropiado de humedad, igualmente se ve desperdiciada. Además, dado el alto volumen de agua utilizado en este tipo de procesos se requieren biorreactores de mayor tamaño de manera que se debe realizar una mayor inversión y, por ende, se ve un aumento en los costos de construcción del biodigestor. Por todo lo anterior, resulta ser que la digestión anaerobia húmeda conlleva a una costosa implementación de su sistema [34].

3.1.2.2.1 Digestión anaerobia seca

La digestión anaerobia seca es el proceso en el que la materia orgánica, con un porcentaje de sólidos seco entre 15% al 40%. Este proceso se da en un solo paso, tiene lugar en un único digestor y es por lotes. El producto de este proceso contiene un alto porcentaje de metano frente al sulfuro de hidrógeno.

Haciendo una comparación con la tecnología de digestión húmeda, se pueden resaltar ventajas de la digestión seca tales como un menor consumo de agua en el tratamiento de la biomasa, lo cual disminuye los efluentes y también el consumo de calor para su evaporación al final del proceso. De esta forma se aprecia que los costos operativos decrecen. Adicionalmente, el diseño de los biodigestores se reduce en volumen por lo que el costo de la inversión lo hace igualmente [34].

3.1.2.2.2 Tecnologías de la digestión anaerobia seca y húmeda

Con respecto a las tecnologías de digestión, se han implementado distintos sistemas, aunque con el paso del tiempo los más eficientes se han establecido. Por vía húmeda todos los sistemas comerciales responden al modelo de tanque agitado y su diferencia fundamental procede de la forma de agitar. El sistema más utilizado es la agitación por recirculación de biogás, seguido de la agitación mecánica y de la recirculación de masa en digestión. El tiempo de residencia estándar de los diferentes procesos comerciales es superior a 20 días. El material digerido se deshidrata por centrifugación o tornillos compactadores produciéndose un notable caudal de agua. Una parte se devuelve al proceso y la otra se purga conduciéndola a depuración para eliminar materia orgánica y nitrógeno. Otra alternativa es utilizarla como riego de los túneles de compostaje a los que habitualmente se conduce la materia digerida [34].

La Figura 3.1.4 muestra el flujo de los distintos componentes involucrados en el proceso de biodigestión húmeda.

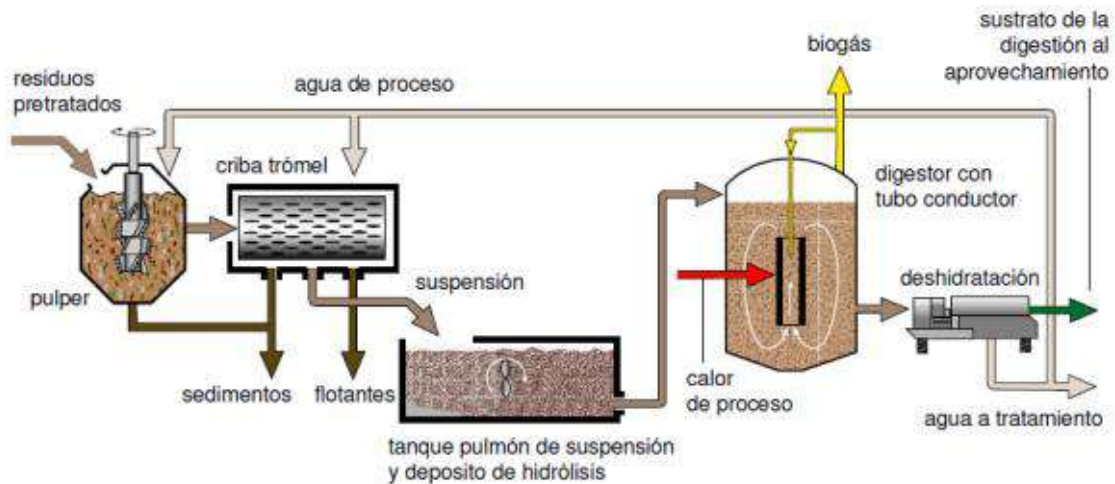


Figura 3.1.4. Tecnología para la digestión anaerobia húmeda. Fabricante: Linde. Fuente: Universidad de San Buenaventura Seccional Cartagena [34]

Por vía seca la concentración de sólidos es del orden hasta del 40%, lo que modifica notablemente las características hidrodinámicas del sistema. Se pasa de trabajar con masas fluidas de viscosidad próxima a la del agua a trabajar con auténticas “pastas”. Los modelos de flujo y la forma de conseguir la mezcla difieren en las diferentes tecnologías comerciales. Los tiempos de residencia habituales son del orden de 10 días, lo que obliga a inocular el reactor. Con el grado de humedad de operación no es necesario deshidratar y se obvia el tratamiento del agua residual producida en la deshidratación de los sistemas de vía húmeda [34]. En la Figura 3.1.5 se enseña los distintos procesos y flujos que conlleva la biodigestión seca.

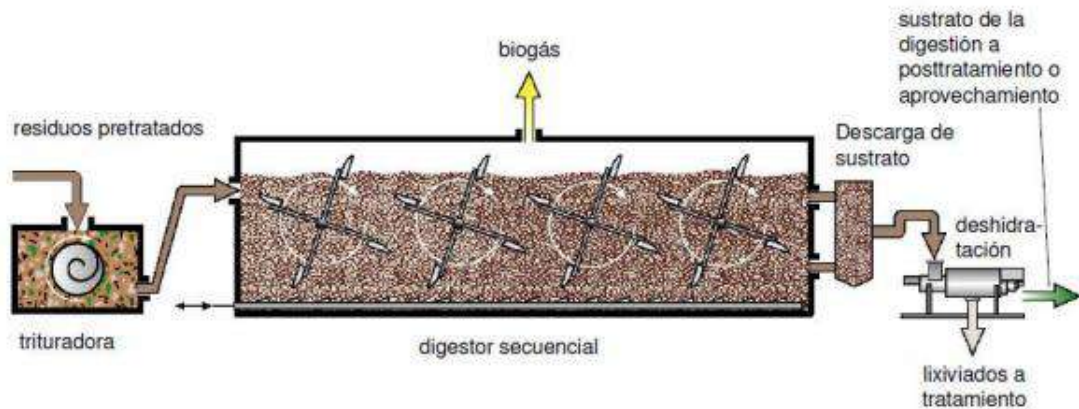


Figura 3.1.5. Tecnología para la digestión anaerobia seca. Fabricante: Linde. Fuente: Universidad de San Buenaventura Seccional Cartagena [34]

3.1.3 Procesos termoquímicos

Comprenden básicamente la combustión, gasificación y pirólisis, encontrándose aún en etapa de desarrollo la licuefacción directa [34].

3.1.3.1 Combustión

Es el más sencillo y más ampliamente utilizado. Permite obtener energía térmica, ya sea para usos domésticos (cocción, calefacción) o industriales (calor de proceso, vapor mediante una caldera, energía mecánica utilizando el vapor de una máquina)

Las tecnologías utilizadas para la combustión directa de la biomasa abarcan un amplio espectro que va desde el sencillo fogón a fuego abierto (aún utilizado en vastas zonas para la cocción de alimentos) hasta calderas de alto rendimiento utilizadas en la industria [34].

3.1.3.2 Gasificación

Consiste en la quema de biomasa (fundamentalmente residuos foresto-industriales) en presencia de oxígeno, en forma controlada, de manera de producir un gas combustible denominado "gas pobre" por su bajo contenido calórico en relación, por ejemplo, al gas natural (del orden de la cuarta parte). La gasificación se realiza en un recipiente cerrado, conocido por gasógeno, en el cual se introduce el combustible y una cantidad de aire menor a la que se requeriría para su combustión completa.

El gas pobre obtenido puede quemarse luego en un quemador para obtener energía térmica, en una caldera para producir vapor, o bien ser enfriado y acondicionado para su uso en un motor de combustión interna que produzca, a su vez, energía mecánica [34].

3.1.3.3 Pirólisis

Proceso similar a la gasificación (a la cual en realidad incluye) por el cual se realiza una oxigenación parcial y controlada de la biomasa, para obtener como producto una combinación variable de combustibles sólidos (carbón vegetal), líquidos (efluentes piroleñosos) y gaseosos (gas pobre). Generalmente, el producto principal de la pirólisis es el carbón vegetal, considerándose a los líquidos y gases como subproductos del proceso.

La pirólisis con aprovechamiento pleno de subproductos tuvo su gran auge antes de la difusión masiva del petróleo, ya que constituía la única fuente de ciertas sustancias (ácido acético, metanol, etc.) que luego se produjeron por la vía petroquímica. Hoy en día, sólo la producción de carbón vegetal reviste importancia cuantitativa.

El carbón vegetal como combustible sólido presenta la ventaja frente a la biomasa que le dio origen, de tener un poder calórico mayor o, lo que es lo mismo, un peso menor para igual cantidad de energía, lo que permite un transporte más fácil. No obstante, debe hacerse notar que la carbonización representa una pérdida muy importante de la energía presente en la materia prima, ya que en el proceso consume gran cantidad de ella [34].

3.2 Transformación de energía térmica en eléctrica

En este apartado se mencionan algunos de los mecanismos de transformación de energía térmica en eléctrica, puesto que hay muchos. Todos los métodos de obtención de energía que se mencionaron antes producen directa o indirectamente el mismo resultado: generación de calor mediante combustión. Puede darse mediante el uso de la biomasa como combustible directamente o mediante la combustión de un subproducto obtenido. Entendiendo esto, lo que típicamente sucede es que el calor obtenido en la combustión es transferido a un fluido, que al expandirse lo transfiere a un actuador mecánico, generando energía mecánica, primeramente. Luego este actuador hace girar un eje, del cual se encuentra vinculado un generador eléctrico. A continuación, se mencionan cuáles son los sistemas de transformación de energía térmica más comunes que pueden ser utilizados para los productos obtenidos en los casos mencionados en el apartado 3.1.

3.2.1 Mediante biodiesel: Motor diésel + generador eléctrico.

En cuanto a la definición más general de motor diésel, este es un tipo de motor de combustión interna. Los motores diésel son motores térmicos que producen energía mecánica mediante la compresión del aire y el combustible Diesel. Para empezar, se bombea aire a los cilindros. Luego, los pistones comprimen el aire entre 14 y 25 veces, generando calor. Una vez comprimido el aire, los inyectores de combustible inyectan combustible diésel en los cilindros. Al introducir el combustible diésel en el aire caliente, la mezcla se enciende, generando energía química. La combustión empuja el pistón hacia afuera del cilindro, lo que transforma la energía química en energía mecánica [35]. Este ciclo es llamado ciclo Diesel.

Los gases generados son liberados al ambiente, por lo que el ciclo Diesel real es un ciclo abierto. En este caso el actuador es el pistón, mediante un movimiento rectilíneo.

Mediante la biela y el cigüeñal se transforma en movimiento rotante. Luego se puede acoplar un generador eléctrico, que transforma este movimiento rotatorio en energía eléctrica.

3.2.2 Mediante bioetanol: motor Flex-fuel + generador eléctrico

Los motores Flex fuel cuentan con un sistema de inyección que puede funcionar con gasolina, con cualquier proporción de mezcla de gasolina y etanol, o con etanol puro. Esto significa que pueden funcionar con 100% gasolina, 100% bioetanol o una combinación de ambos. Independientemente del suministro, los clientes tienen flexibilidad a la hora de elegir el combustible y pueden reaccionar de inmediato a las posibles fluctuaciones de precios. Se utilizan típicamente en automóviles [36]. Son básicamente motores Otto modificados. El motor Otto es un tipo de motor de combustión interna que funciona mediante un ciclo de cuatro tiempos: admisión, compresión, explosión y escape. En el primer tiempo, la válvula de admisión se abre y la mezcla de aire y combustible entra en el cilindro. Durante el segundo tiempo, la válvula de admisión se cierra y el pistón comprime la mezcla, aumentando su presión y temperatura. Esta compresión facilita que la mezcla se encienda con la chispa proveniente de la bujía en el tercer tiempo, lo que provoca la explosión que empuja el pistón hacia abajo, generando la energía mecánica [37].

Al igual que para el ciclo Diesel real, el ciclo Otto real también es un ciclo abierto, puesto que los gases generados son liberados al ambiente.

En este caso el actuador también es el pistón, y la transformación de energía mecánica en eléctrica se da igual al caso anterior.

3.2.3 Mediante biogás: turbina de gas + generador eléctrico (Ciclo Brayton Abierto).

Para el ciclo Brayton abierto, en la turbina de gas el aire ingresa a través de la admisión. Luego, el compresor aumenta la presión del aire antes de que ingrese en la cámara de combustión. Allí, el aire comprimido se mezcla con combustible (biogás en este caso) y se enciende, lo que crea un gas caliente que se expande, lo que hace impulsar una turbina de potencia, generando energía mecánica [38]. Pueden verse las distintas partes mencionadas en la Figura 3.2.1.

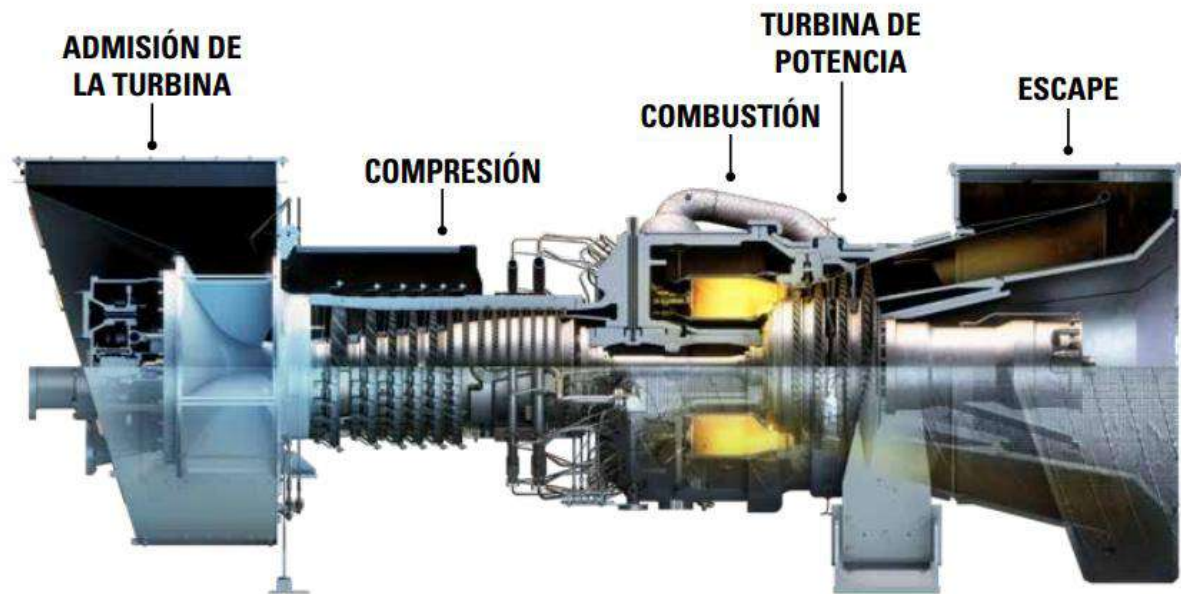


Figura 3.2.1. Corte esquemático de una turbina de gas. Fuente: Caterpillar Company [38]

Continuando con la comparativa con los puntos anteriores, en este caso el actuador es la turbina de potencia, donde ya se genera un movimiento rotatorio, por lo que se podría acoplar directamente al eje de la turbina un generador eléctrico.

3.2.4 Combustión externa. Ciclos Brayton Cerrado y Rankine Cerrado.

Se realizó un apartado para el caso de la combustión externa. Aquí, la combustión se da en una cámara externa, en donde se quema el combustible y se genera calor. Este calor es transferido a un fluido de trabajo mediante un intercambiador de calor. Para este caso podría usarse cualquiera de los combustibles que se vieron en el apartado 3.1. Dependiendo cual es el fluido de trabajo se puede tener un ciclo Brayton cerrado, donde el fluido es un gas, o un ciclo Rankine cerrado, donde el fluido es vapor de agua. Para el ciclo Rankine se utiliza una caldera, donde se genera el vapor de agua mediante la ganancia de calor de la combustión, mientras que para el ciclo Brayton se utilizan los gases obtenidos en la combustión que entregan calor en un intercambiador de calor al fluido de trabajo. A continuación, se mencionan los tipos de ciclos Rankine y Brayton cerrados más comunes.

Ciclo Brayton

- **Cerrado convencional.** Tal como se explica más arriba, la combustión se da en una cámara externa. Un fluido de trabajo, que en este caso es un gas, se comprime en el compresor, y luego pasa a un intercambiador de calor donde recibe el calor generado en la cámara de combustión externa. Luego pasa a la turbina donde se expande y genera trabajo. Finalmente pasa a otro intercambiador de calor (condensador), donde entrega calor a otro fluido, condensándose, y vuelve a ingresar en el compresor reiniciando el ciclo [39]. La Figura 3.2.2 muestra un diagrama de un ciclo de Brayton

convencional, donde se indica el flujo de trabajo neto y las transformaciones termodinámicas en el diagrama T-s.

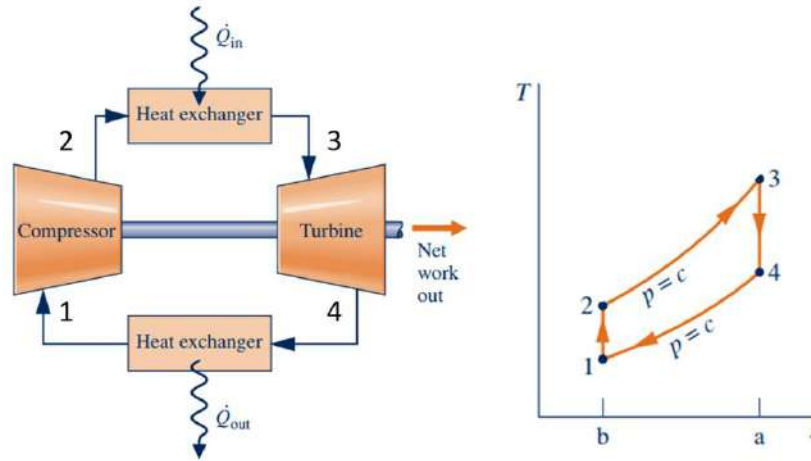


Figura 3.2.2. Ciclo Brayton convencional: diagrama de flujo y representación T-s. Fuente: *Engineering Thermodynamics* (2014, Wiley) [39]

- **Regenerativo.** En este caso se aprovecha parte del calor residual de los gases de escape para calentar el fluido de trabajo, de forma tal que se requiere menos calor externo para llevarlo al punto 3. A su vez, se necesita extraer menos calor del fluido en la etapa de condensación [39]. La Figura 3.2.3 muestra un diagrama de un ciclo de Brayton regenerativo, indicando nuevamente el flujo de trabajo neto y las transformaciones en el diagrama T-s.

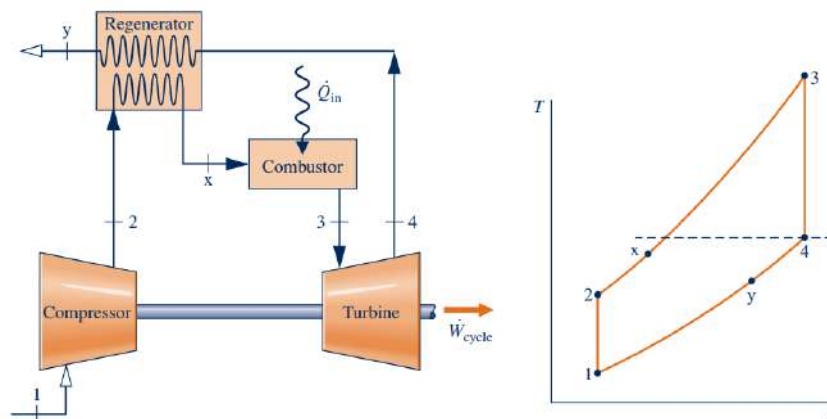


Figura 3.2.3. Ciclo Brayton regenerativo: diagrama de flujo y representación T-s. Fuente: *Engineering Thermodynamics* (2014, Wiley) [39]

- **Enfriamiento Intermedio.** Como se observa en la Figura 3.2.4, para esta configuración se utilizan etapas múltiples de compresión, con un interenfriador entre etapas, extrayendo parte del calor. Esto reduce el trabajo necesario de compresión para llegar al mismo valor de presión de salida. [39]

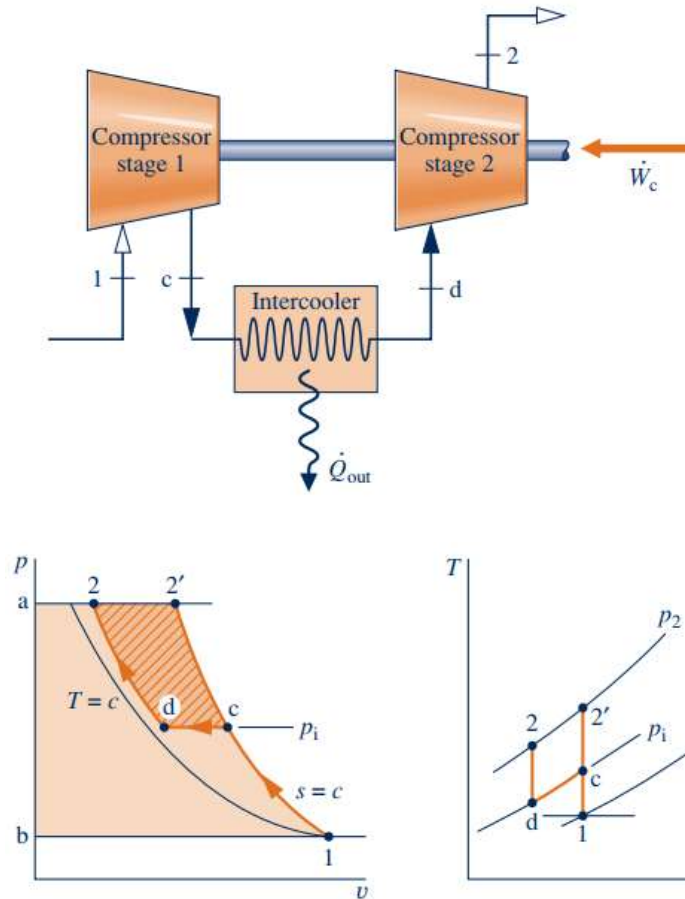


Figura 3.2.4. Ciclo Brayton con enfriamiento intermedio: diagrama de flujo, representación $T-s$ y representación $p-v$. Fuente: *Engineering Thermodynamics* (2014, Wiley) [39]

- **Recalentado.** La expansión se hace en etapas múltiples, y el gas recibe calor tanto en la etapa del calentamiento como en la etapa de recalentamiento, que se da entre etapas de expansión [39]. La Figura 3.2.5 expone más gráficamente los distintos flujos que se encuentran presentes en el Ciclo Brayton con recalentamiento.

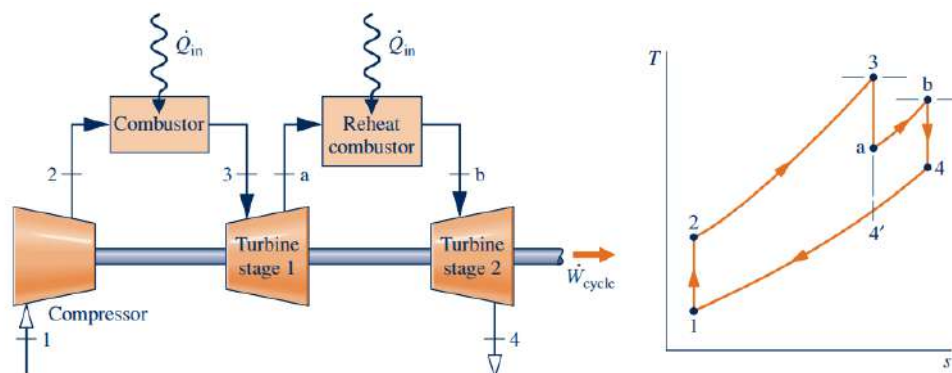


Figura 3.2.5. Ciclo Brayton con recalentamiento intermedio: diagrama de flujo y representación $T-s$. Fuente: *Engineering Thermodynamics* (2014, Wiley) [39]

Ciclo Rankine

- **Simple.** Es el más básico y el más utilizado en plantas termoeléctricas. El agua se calienta en la caldera, se convierte en vapor, acciona una turbina, se condensa y se

bomba de vuelta [39]. La Figura 3.2.6 muestra un diagrama de un Ciclo Rankine simple, indicando el flujo de trabajo neto y las transformaciones en el diagrama T-s.

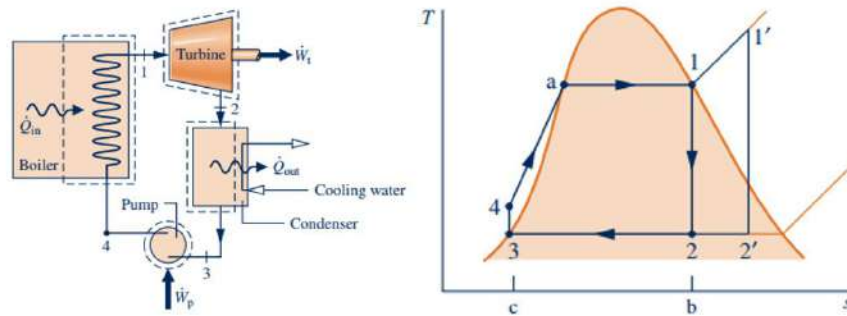


Figura 3.2.6. Ciclo Rankine simple: diagrama de flujo y representación T-s. Fuente: *Engineering Thermodynamics* (2014, Wiley) [39]

- **Regenerativo.** Como se puede observar en el diagrama T-s de la Figura 3.2.7, esta configuración utiliza sangrías de vapor de la turbina para precalentar el agua de alimentación. Aumenta la eficiencia térmica al reducir la cantidad de calor necesario en la caldera. [39]

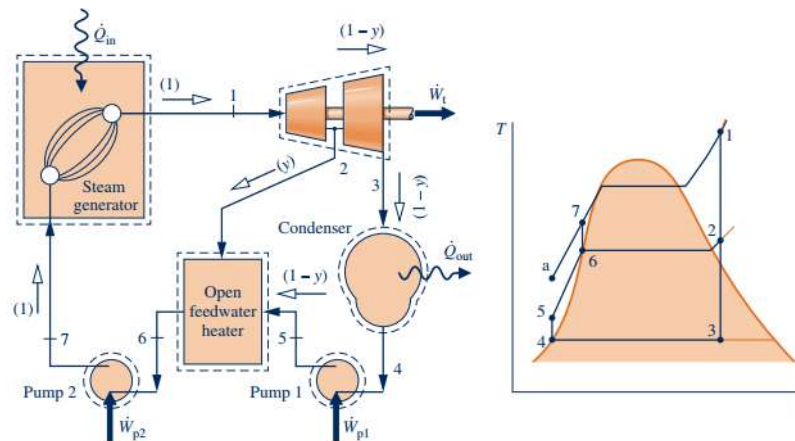


Figura 3.2.7. Ciclo Rankine regenerativo: diagrama de flujo y representación T-s. Fuente: *Engineering Thermodynamics* (2014, Wiley) [39]

- **Recalentado.** El vapor pasa parcialmente por la turbina, luego vuelve a la caldera para recalentarse y se expande nuevamente. Mejora la eficiencia y reduce la humedad del vapor en la última etapa de la turbina [39]. En la Figura 3.2.8 se puede observar el Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio, y quedando evidenciado en el diagrama T-s la expansión intermedia que se da a la salida de la primera turbina.

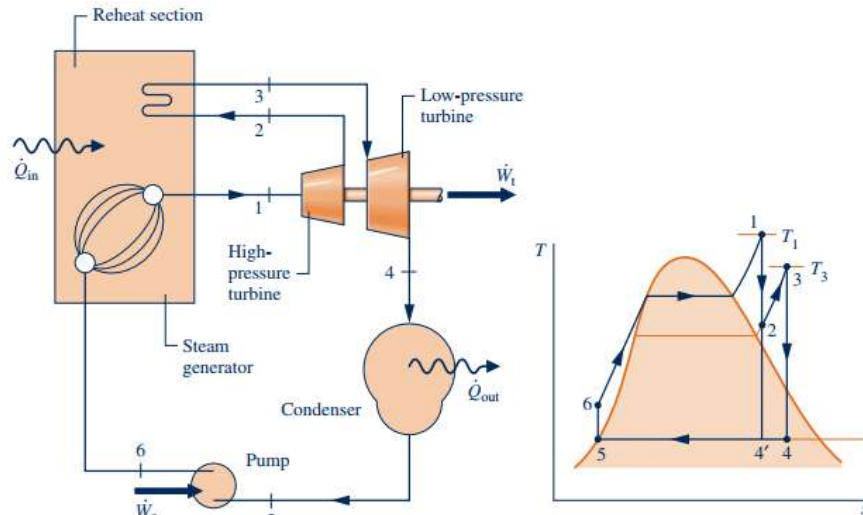


Figura 3.2.8. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio: diagrama de flujo y representación T-s. Fuente: *Engineering Thermodynamics* (2014, Wiley) [39]

- **Con Regeneración y Recalentamiento.** Combina las dos mejoras anteriores: precalentamiento + recalentamiento. Maximiza la eficiencia, aunque con mayor complejidad y costo. [39]
- **Orgánico (ORC – Organic Rankine Cycle).** Usa un fluido orgánico (como isobutano, pentano, R245fa) en vez de agua. Opera a temperaturas más bajas que el ciclo tradicional. [39]

Otra clasificación que puede hacerse es según la presión de condensación, y esto depende de la turbina que se utilice. Teóricamente, hay de tres tipos [40]:

- **Turbinas de condensación:** La presión a la salida es inferior a la atmosférica.
- **Turbinas de escape libre:** La presión a la salida es igual a la atmosférica.
- **Turbinas de contrapresión:** La presión a la salida es superior a la atmosférica.

4 DESCRIPCIÓN DEL CASO DE ESTUDIO

En este capítulo se caracteriza la planta industrial de la empresa Cabrales S.A., sobre la cual se desarrolla el estudio de prefactibilidad para la valorización energética de la cascarilla de café. Se describen las instalaciones generales, el proceso de generación del residuo y las problemáticas asociadas a su manejo. Asimismo, se analiza la composición y volumen del residuo, como también las condiciones actuales de consumo energético de la planta.

4.1 Descripción general de Cabrales S.A.

Cabrales S.A. es una empresa argentina con más de 80 años de trayectoria en la industria de alimentos y bebidas, reconocida principalmente por su especialización en café. Fundada en 1941 en la ciudad de Mar del Plata, se mantiene como una empresa familiar que actualmente está liderada por la tercera y cuarta generación. La firma ha consolidado su posición como referente en el mercado nacional e internacional, con presencia en más de seis países, destacándose por su compromiso con la calidad, la innovación y la sostenibilidad. Cabrales opera bajo una política de triple impacto, alineada a los Objetivos de Desarrollo Sostenible, e incorpora prácticas responsables en toda su cadena de valor.

La empresa cuenta con una amplia variedad de productos que incluyen café en grano, tostado molido, instantáneo, en cápsulas, y también té, yerba mate y edulcorantes. Su estrategia se basa en la mejora continua, la innovación tecnológica y una fuerte presencia tanto en el canal masivo como en el canal gastronómico (HORECA). [41]



Figura 4.1.1. Distintos negocios y marcas de la empresa Cabrales. Fuente: Informe de Impacto de Cabrales 2023 [41].

Se puede observar en la Figura 4.1.1 la gran diversificación de productos y negocios que posee la empresa Cabrales.

4.2 Descripción de la planta industrial bajo estudio

La planta industrial de Cabrales está ubicada en el Parque Industrial General Savio sobre Ruta Provincial N° 88, a 9 km del centro urbano de Mar del Plata, es una de las dos instalaciones productivas de la empresa. Fundada en 1990, es una de las plantas más grandes del parque con 4500 metros cuadrados de superficie cubierta. Allí, el café llega en forma de grano verde, es decir, el grano extraído de la cereza de café tras las etapas de beneficio y secado realizadas en los países de origen. En este estado ya se han eliminado la pulpa y el mucílago, quedando el grano de café recubierto por el pergamino o cascarilla. Estos granos, acondicionados en sacos o contenedores, constituyen la materia prima con la cual se lleva adelante el proceso de tostado y torrado, seguido del envasado en diferentes formatos. La planta dispone de un sector exclusivo para el tueste de microlotes de cafés de especialidad, y se encuentra el Centro Nacional de Distribución, punto clave desde donde se distribuyen los productos con destino hacia el interior de Argentina y hacia los países donde exportan.

Esta planta resultó de gran importancia para el desarrollo y la expansión debido a que no solo concibió el inicio de la exportación hacia países limítrofes, sino que incorporó tecnología de punta. La planta cuenta con un laboratorio de calidad dotado con instrumental específico para la industria del café. Entre los instrumentos se destaca un equipamiento de última generación que mide la distribución de tamaños de partículas. Una de sus incorporaciones tecnológicas más destacadas y recientes es la nueva tostadora Promundo, la cual se puede observar en la Figura 4.2.1. Esta permite procesar hasta 2000 kg/hora y ha contribuido a reducir el consumo eléctrico en un 57% y las emisiones gaseosas en un 90%. Esto se debe a su sistema de recirculación de aire caliente y separación de partículas sólidas durante el proceso de tostado. Una de las fracciones sólidas separadas es la **cascarilla de café**, un subproducto generado en forma seca, que actualmente se gestiona como residuo, pero que posee un importante potencial para ser valorizado energéticamente.

Tal como se mencionó anteriormente, la empresa se encuentra comprometida con el medioambiente y se encuentra en un camino de mejora hacia un esquema más sostenible. Por ejemplo, en el informe de impacto publicado en 2023 se menciona que, en la operación de la planta del Parque Industrial, se generan en promedio 9 toneladas de residuos por mes, de las cuales alrededor del 60% se reciclaron o reutilizaron durante ese año y el 40% se destinó a relleno sanitario. Entre los principales residuos reciclados se encuentran: plástico, papel, cartón, aluminio, vidrio, cascarilla y madera. [41].



Figura 4.2.1. Tostadora ProMundo en la planta Cabrales de Mar del Plata. Fuente: Informe de Impacto de Cabrales 2023 [41]

Un punto importante a tener en cuenta, más que nada a la hora de realizar el estudio de prefactibilidad, es que la radicación de la empresa dentro del Parque Industrial General Savio presenta importantes beneficios y exenciones, pero no en las tarifas de gas y energía eléctrica [42]. De hecho, la Secretaría de Energía formalizó mediante la resolución 7/2024, publicada en el Boletín Oficial, la decisión de un aumento de hasta 124,8% en el precio mayorista de la energía eléctrica para las empresas, industrias, comercios y los residenciales de altos ingresos [43]. Este significativo aumento en los costos energéticos representa una oportunidad concreta para avanzar en esquemas de autogeneración. En particular, la valorización energética de la cascarilla de café surge como una posibilidad para reducir la dependencia de la red eléctrica y mejorar la eficiencia económica y ambiental de la planta.

4.3 Problemática actual y propuesta

Actualmente, la empresa Cabrales comienza a enfrentar una problemática relacionada con la disposición final de esta cascarilla de café que genera la ProMundo, previamente mencionada. Este subproducto, derivado del proceso de tostado del café, se acumula en volúmenes significativos y, al tratarse de una actividad industrial, no puede ser tratado ni descartado como si se tratara de un residuo domiciliario. Las normativas vigentes exigen un tratamiento y una gestión adecuada, lo que convierte a la disposición final de la cascarilla en un problema real.

Ante esta situación, la empresa ha explorado diversas alternativas con el objetivo de darle un destino útil a este residuo. Entre las opciones evaluadas se encuentran:

- Aporte para la fabricación de ladrillos.

- Fabricación de bio-madera.
- Incorporación en formulaciones de alimento balanceado para animales.

Si bien no se dispone de información concreta sobre los resultados finales de los otros ensayos, lo cierto es que la problemática persiste, y Cabrales sigue buscando una solución definitiva y sostenible.

Además de la dificultad para encontrar un destino adecuado, la empresa debe enfrentar una complicación adicional, aunque de menor gravedad, relacionada con el manejo operativo del residuo. La cascarilla de café posee una densidad aparente muy baja, lo que se traduce en un volumen considerable para una masa relativamente pequeña. Se estima que se puede llegar a generar hasta 19 m³ de cascarilla por semana.

Frente a este panorama, se plantea la posibilidad de revalorizar la cascarilla de café mediante su aprovechamiento energético. En este aspecto, y como ya ha sido mencionado, se propone evaluar técnica y económicamente la viabilidad de una planta de generación eléctrica en base a este subproducto. De esta forma no solo se obtendría una solución para la disposición final, si no que sería una contribución a la generación en base a fuentes renovable, alineándose con los principios de economía circular y sostenibilidad.

4.4 Caracterización de la cascarilla de café

Tal como se mencionó previamente, conocer la composición química y biológica de una biomasa es fundamental para seleccionar la tecnología de conversión energética más adecuada y eficiente. Si bien existen en la literatura datos generales sobre la composición de la cascarilla de café, estas características pueden variar significativamente en función del origen del grano, las condiciones del suelo, el clima y el manejo agronómico. Por ello, en caso de contar con la posibilidad, resulta crucial realizar un análisis específico de la cascarilla que se pretende valorizar.

Con el objetivo de avanzar en una propuesta de valorización energética basada en información precisa, la empresa Cabrales S.A. facilitó los resultados de los estudios realizados sobre la cascarilla de café que se genera en su planta ubicada en la ciudad de Mar del Plata, que se explican en el apartado siguiente.

4.4.1 Análisis de la composición química y estructural

En el Anexo I se presenta la caracterización química de la cascarilla de café, realizada por la Dra. María Mercedes Echarte (INTA). En este estudio se analizaron parámetros como humedad, materia orgánica, carbono y nitrógeno, lo que estimar su aptitud como combustible sólido, ya que la composición y el poder calorífico están sumamente relacionados. Por su parte, en el Anexo II se expone la caracterización estructural de la cascarilla, considerando fracciones de fibra y lignina. Dicho estudio aporta información fundamental para comprender el comportamiento del material como biomasa lignocelulósica, lo que permite analizar su viabilidad en procesos de conversión biológica, como la producción de biogás. Los ensayos correspondientes estuvieron a cargo de la Dra. Delfina Montiel (INTA).

Analizando los estudios, se observa una humedad de 34,5%, un valor intermedio que no resulta óptimo para su aprovechamiento directo. Por un lado, es significativamente inferior a la humedad de la pulpa de café, que ronda entre 80 y 95%, y favorece su uso en digestión anaeróbica. Pero, por otro lado, es considerablemente superior al nivel requerido para la combustión directa, como ocurre con la madera que generalmente posee una humedad menor al 20%, por lo que precisaría de un proceso de secado previo para un aprovechamiento energético eficiente.

Además, presenta un alto contenido de materia orgánica y carbono, lo que probablemente signifique un elevado poder calorífico. El contenido de cenizas es moderado, por lo que puede generar escorias en combustión directa, aunque sigue siendo aceptable para la mayoría de calderas modernas. Una cuestión importante a tener en cuenta y más en lo relativo al cuidado del medio ambiente, es el moderado/alto contenido de nitrógeno, lo que podría derivar en emisiones de NO_x si no se toman precauciones en el diseño y operación de un posible sistema de combustión.

Desde el punto de vista estructural, la cascarilla presenta un alto contenido de fibra y lignina, otorgándole una gran resistencia física. Esta característica, si bien dificulta su biodegradación (desaconsejando su uso en digestión anaeróbica), resulta muy ventajoso para tecnologías termoquímicas como la gasificación o la pirólisis. Además, su buena estructura fibrosa permite el peletizado, mejorando la combustión, el aprovechamiento de espacio y facilitando su manejo.

4.4.2 Volumen de generación

El análisis de los volúmenes de generación resulta fundamental para estimar la disponibilidad energética real del residuo a lo largo del año. En promedio, se generan 11 kg de cascarilla por cada tonelada de café tostado, lo que permite vincular directamente la producción de biomasa con los niveles de actividad industrial. Es importante considerar que dicha actividad varía estacionalmente, ya que el consumo de café no es uniforme durante todo el año. Durante los meses más fríos del año (marzo a agosto), el consumo de café tiende a incrementarse en todo el país, especialmente en las localidades de la costa atlántica, lo que se traduce en una mayor actividad industrial. De acuerdo con la información brindada por el Gerente General de Cabrales, en ese período la planta genera aproximadamente 1300 kg de cascarilla por semana, mientras que en la temporada baja (durante los meses más cálidos) la producción se reduce a unos 700 kg semanales.

La Figura 4.4.1 enseña la generación mensual estimada de cascarilla, considerando un promedio de 30,5 días por mes.

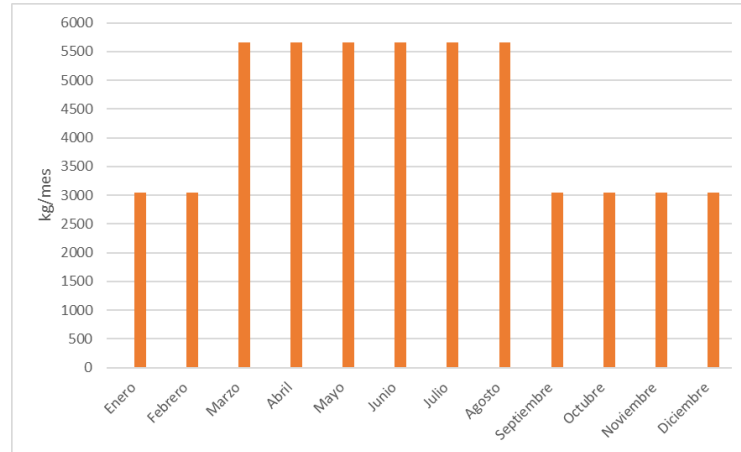


Figura 4.4.1. Kilogramos de cascarilla generando durante cada mes del año. Fuente: elaboración propia.

Es importante destacar que la disponibilidad diaria de cascarilla de café constituye un factor limitante significativo para la implementación de proyectos de generación de energía. La planificación y el dimensionamiento del sistema deben considerar cuidadosamente esta limitación, evaluando alternativas para el almacenamiento, la complementación con otros residuos o la optimización del proceso para maximizar el aprovechamiento energético del recurso disponible.

4.5 Demanda energética de la planta

La demanda de energía de una planta puede clasificarse en dos categorías: demanda eléctrica y demanda térmica. Mientras que la primera esta asociada al funcionamiento de equipos, iluminación y procesos productivos como el tostado y secado del café, la segunda demanda se refiere principalmente a servicios de calefacción, agua caliente sanitaria y de procesos, y otros usos auxiliares.

Con el objetivo de contar con datos precisos acerca de las demandas energéticas actuales, se mantuvo contacto directo con el Gerente General responsable de las instalaciones de Cabrales, tanto en el Parque Industrial General Savio como en la planta de la calle Ayolas, en Mar del Plata.

4.5.1 Demanda térmica

Según la información brindada, Cabrales no cuenta con sistemas de calefacción de gran porte ni con procesos que requieran un uso intensivo de agua caliente sanitaria. En el único proceso en que se demanda energía térmica es en el tueste del café, mediante la quema de gas natural. Si bien la utilización de la biomasa como combustible para la generación del calor necesario para el tueste es una posibilidad, en el presente trabajo se busca analizar el aprovechamiento de la cascarilla para generación eléctrica, con un aprovechamiento térmico, en caso que sea posible, en un papel secundario. Se plantea el análisis de utilización para el tueste del café como un posible trabajo futuro.

4.5.2 Demanda eléctrica

La información suministrada por la empresa es que el consumo total del período enero-noviembre de 2024 fue de 938573 kWh, lo que representa un promedio mensual de 85.324,8 kWh. Sin embargo, en el presente trabajo se opta por no utilizar un valor promedio mensual fijo para el análisis energético. Esta decisión se basa en el criterio lógico de que el consumo eléctrico de la planta está estrechamente vinculado a su nivel de actividad productiva, particularmente al volumen de café procesado. En este sentido, se asume que la evolución del consumo eléctrico a lo largo del año guarda una relación directa con la generación de cascarilla de café, por lo que se trabajará bajo ese supuesto para el desarrollo del modelo energético propuesto. La Figura 4.5.1 presenta el consumo mensual de energía eléctrica, donde se estima que entre los meses de marzo y agosto inclusive, el consumo se mantuvo en 101678 kWh por mes, mientras que en los meses restantes se estima un consumo de 54750 kWh mensuales.

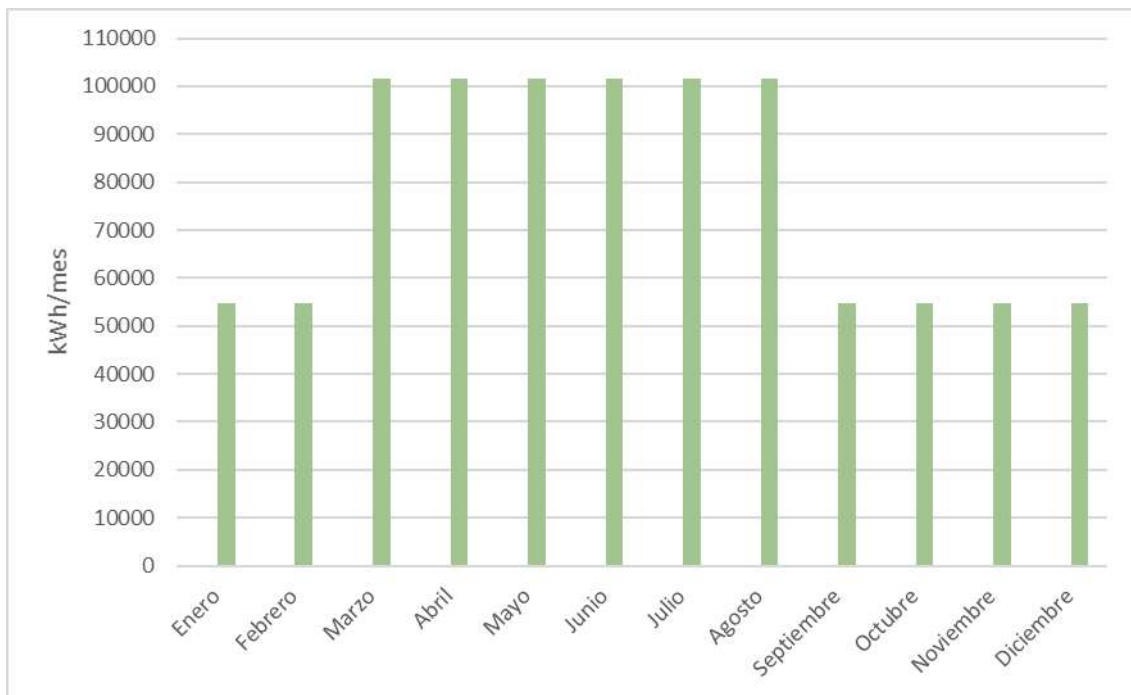


Figura 4.5.1. Consumo eléctrico durante cada mes del año. Fuente: elaboración propia.

Sin embargo, para un proyecto de generación eléctrica, no alcanza con conocer el consumo de energía eléctrica, sino que también se debe contar con la curva de carga horaria de la planta. Esta curva enseña el consumo de potencia a lo largo del día y es especialmente útil para evaluar si, en determinados momentos, la generación puede superar la demanda, lo cual tendría implicancias en el diseño del sistema y en la necesidad de almacenamiento o inyección a red, donde comienzan a aplicar otras normativas.

Si bien no fue posible obtener información precisa sobre la curva de carga de la planta, se sabe que la planta opera en dos turnos diarios de 8 horas. Con el objetivo de construir una curva de carga lo más realista posible, se asumió un esquema operativo compuesto por un primer turno de 6:00 a 14:00 y un segundo turno de 15:00 a 23:00. Esta base permite estimar de manera razonable el comportamiento diario de la demanda eléctrica.

La Tabla 4.5.1 presenta los potencias y porcentajes estimados de uso de energía eléctrica a lo largo del día, distribuidos por hora y considerando los siete días de la semana. A partir de esta información, se elaboraron las Figuras 4.5.2 y 4.5.3, que muestran gráficamente la curva de carga estimada durante la temporada alta y la temporada baja, respectivamente. Estas curvas fueron construidas en base a los consumos eléctricos registrados en los meses representativos de cada período, y constituyen una representación visual de los datos contenidos en la tabla mencionada.

Tabla 4.5.1. Distribución horaria estimada del consumo eléctrico: porcentaje de uso y potencia utilizada. Fuente: elaboración propia

Porcentaje de utilización			Temporada alta		Temporada baja	
Hora	Porcentaje de uso (lun a vie)	Porcentaje de uso (sab y dom)	Potencia (lun a vie) [kW]	Potencia (sab y dom) [kW]	Potencia (lun a vie) [kW]	Potencia (sab y dom) [kW]
0	10%	10%	31	31	17	17
1	10%	10%	31	31	17	17
2	10%	10%	31	31	17	17
3	10%	10%	31	31	17	17
4	10%	10%	31	31	17	17
5	10%	10%	31	31	17	17
6	50%	10%	154	31	83	17
7	85%	10%	263	31	141	17
8	100%	10%	309	31	166	17
9	90%	10%	278	31	150	17
10	85%	10%	263	31	141	17
11	85%	10%	263	31	141	17
12	85%	10%	263	31	141	17
13	85%	10%	263	31	141	17
14	40%	10%	124	31	67	17
15	85%	10%	263	31	141	17
16	100%	10%	309	31	166	17
17	90%	10%	278	31	150	17
18	85%	10%	263	31	141	17
19	85%	10%	263	31	141	17
20	85%	10%	263	31	141	17
21	85%	10%	263	31	141	17
22	50%	10%	154	31	83	17
23	10%	10%	31	31	17	17
Promedio semanal de uso	46%					



Figura 4.5.2. Curva de carga estimada durante la temporada alta. Fuente: elaboración propia.



Figura 4.5.3. Curva de carga estimada durante la temporada baja. Fuente: elaboración propia.

Definidos los parámetros de generación de cascarilla de café, junto con su caracterización, y determinadas las demandas energéticas de la planta, se cuenta con la información necesarios para avanzar hacia un análisis más detallado del sistema de generación eléctrica propuesto.

4.6 Comentarios finales y resumen del capítulo

- Desde el punto de vista estructural, la cascarilla presenta un alto contenido de fibra y lignina, otorgándole una gran resistencia física, lo cual la presenta potencialmente con **aptitud para combustión directa, peletizado, pirólisis o gasificación**.
- Se pudo ver que el **volumen de generación** de cascarilla varía entre **700kg en temporada baja y 1300kg en temporada alta**. En comparativa con el volumen de producto útil representa el 1,1%, lo que representa a priori un **volumen considerablemente bajo**, aunque sigue siendo una problemática en relación con la disposición final y con el volumen que ocupa.
- Cabrales **no cuenta con sistemas en donde se pueda aprovechar el calor residual de una posible cogeneración**, por lo que se descarta el aprovechamiento térmico.
- Con respecto al consumo eléctrico, se tienen 2 turnos de trabajo marcados, que pueden caracterizarse con una curva de carga típica, aunque se prevé que con el volumen de generación con el que se cuenta no se llegará a una situación generación superior al consumo, como para plantear un escenario de inyección a la red. El promedio de energía demandada por la planta es de **85324,8 kWh/mes**.

5 SISTEMA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA PROPUESTO

Una vez cuantificada la demanda energética de la planta, cuantificado el volumen de generación de cascarilla y todo lo referido al caso de estudio, se prosigue a evaluar a la cascarilla, con el volumen disponible en la planta, como posible combustible. Primeramente, se debe definir qué tipo de tecnología se utilizará para generar la energía térmica buscada, y luego diseñar un sistema en torno a este fin. De esto tratará el presente capítulo, y se estructurará de la siguiente manera:

1. Etapa de evaluación y elección de tecnologías
2. Etapa de diseño y obtención del sistema final
3. Determinación de variables globales del sistema

Tal como se ve en la Figura 5.1, primero se determinarán que ensayos se realizarán, en base a los cuales se elegirá la tecnología de obtención de energía térmica que resulte más conveniente. Luego se elegirá la tecnología de generación de energía eléctrica, finalizando la etapa de evaluación y elección de tecnologías.

En la etapa 2 se diseñará el sistema de generación, en base a las tecnologías elegidas y a lo que se encuentre disponible en el mercado. Un parámetro importante que se define aquí es el ciclo de trabajo, si es de funcionamiento continuo o cómo será el régimen de funcionamiento del sistema. Con respecto a la elección de componentes, no solo depende de los requisitos técnicos, sino que también en gran parte del aspecto económico, por lo que podría llegar a haber una iteración luego de realizada la evaluación económica (Capítulo 6).

La etapa 3 es la determinación de las variables globales del sistema, en función de los componentes elegidos. En principio, se determinan las variables físicas del sistema, como los caudales y las presiones de los fluidos y de la cascarilla en las distintas etapas. Esto a su vez, comparándolo con las capacidades de cada uno de los elementos, define la ocupación y la capacidad ociosa de cada uno de los componentes, parámetros claves para extrapolar el sistema ante diferentes escenarios. Finalmente, considerando los consumos eléctricos de cada uno de los componentes, se define el consumo propio del sistema, el cual se descuenta de la potencia eléctrica generada para obtener la potencia útil.

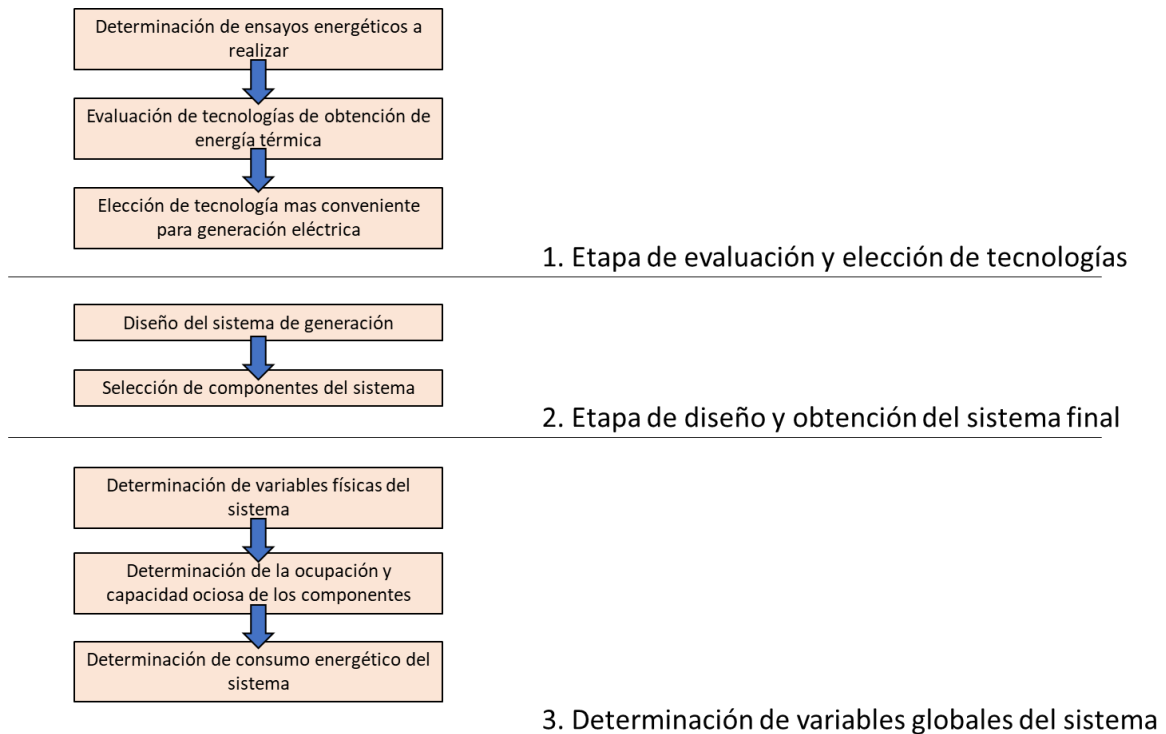


Figura 4.61. Estructuración del capítulo 5. Fuente: elaboración propia.

5.1 Consideraciones previas

La selección de las tecnologías a estudiar en este trabajo no se basa únicamente en criterios teóricos o en los resultados esperables desde el punto de vista de eficiencia energética. Por el contrario, se ha definido una metodología que prioriza tanto la viabilidad técnica como la posibilidad de realizar ensayos propios que aporten datos reales sobre el comportamiento de la cascarilla de café como biocombustible. En este sentido, los análisis de composición química y estructural realizados previamente han sido fundamentales para tener una primera aproximación a lo que puede esperarse de determinadas tecnologías, pero no han sido el único factor determinante.

Otro criterio clave para la selección de las tecnologías a evaluar es el grado de desarrollo y aplicación que estas poseen a nivel mundial en el campo de la biomasa. Se priorizan aquellas que paseen madurez tecnológica y han sido ampliamente implementadas y estudiadas, facilitando la disponibilidad de bibliografía técnica, casos de estudio y referencias que permiten comparar resultados y validar enfoques. Tecnologías emergentes como la pirólisis o gasificación, si bien representan una alternativa interesante desde el punto de vista conceptual, han sido descartadas en esta etapa ya que aún no existe suficiente información técnica ni experiencias prácticas documentadas que respalden su aplicación con biomásas similares a la cascarilla de café. Además, no ha sido posible desarrollar ensayos propios sobre estas tecnologías, lo que dificulta su análisis desde el enfoque práctico y experimental adoptado en este trabajo.

En este marco, se ha establecido como principal criterio que toda tecnología de conversión será considerada siempre y cuando se pueda realizar, al menos, un estudio preliminar que permita evaluar de forma confiable y realista el aprovechamiento energético de

la cascarilla bajo esa metodología. La posibilidad de obtener datos concretos mediante ensayos accesibles es un aspecto central, ya que se busca evitar depender exclusivamente de bibliografía secundaria o datos genéricos que podrían no reflejar adecuadamente el comportamiento del recurso local.

Por otro lado, debe señalarse que el presente estudio no contempla la implementación de un sistema de cogeneración (generación simultánea de energía eléctrica y térmica), dado que la planta donde se proyecta la instalación no presenta una demanda térmica significativa que justifique la inversión adicional requerida. Por lo tanto, se enfocará exclusivamente en tecnologías que generen energía eléctrica a partir de la valorización energética de la biomasa disponible.

Finalmente, en la evaluación de cada tecnología se tendrán en cuenta tanto las consideraciones técnicas y operativas como la inversión aproximada necesaria para su implementación, siempre en relación con el rendimiento energético que la cascarilla de café puede entregar bajo cada proceso. Este enfoque busca garantizar una comparación realista y orientada a la factibilidad, teniendo en cuenta las limitaciones actuales del recurso y la infraestructura disponible.

Si bien uno de los objetivos planteados es cubrir la mayor proporción posible de la demanda eléctrica de la planta Cabrales, se reconoce que, debido a la limitada disponibilidad diaria de cascarilla de café, es poco probable que se logre abastecer la totalidad del consumo energético. En función de la fracción de demanda que pueda cubrirse, se evaluará la estrategia operativa más adecuada para integrar la generación al sistema eléctrico interno: ya sea mediante un funcionamiento continuo, un esquema que siga parcialmente la curva de carga, o un modelo de operación escalonado. Por otro lado, en el caso de que alguna configuración tecnológica permita generar un excedente por encima del consumo propio, se analizará la factibilidad de inyectar ese excedente a la red eléctrica, lo cual podría representar una oportunidad de retribución económica para la planta.

5.2 Métodos térmicos evaluados

En función de los criterios establecidos en la sección previa, se seleccionaron las tecnologías a evaluar considerando tres factores principales: su grado de madurez tecnológica y aplicación actual, la disponibilidad de bibliografía técnica y la posibilidad de realizar ensayos propios con la cascarilla de café. La Tabla 5.2.1 presenta un resumen de este análisis.

La **digestión anaeróbica húmeda** fue incluida en el análisis debido a su amplio uso en proyectos de valorización energética de biomasa, como se detalló en los ejemplos de la Sección 2.4.2. Si bien, debido a la composición de la cascarilla de café, no se espera un alto potencial de generación de biogás, se consideró igualmente relevante evaluar esta tecnología, principalmente debido a la oportunidad de concretar un ensayo de Potencial Bioquímico Metanogénico (PBM) en colaboración con la Dra. María Mercedes Echarte, especialista en biofísica e integrante del Laboratorio de Biomasa y Bioenergía, EEA INTA Balcarce. Este ensayo permitió obtener datos reales sobre el comportamiento del residuo en condiciones controladas, lo cual resulta fundamental para estimar con mayor precisión su viabilidad como sustrato para digestión anaeróbica.

Por otro lado, la **digestión seca**, si bien conceptualmente similar, presenta un grado de desarrollo mucho menor y escasa bibliografía técnica específica para este tipo de biomasa, por lo que fue descartada en esta etapa del análisis.

La alternativa de **producción de bioetanol** también fue excluida ya que, si bien se trata de una vía posible para la valorización de residuos lignocelulósicos, no se dispone de información suficiente sobre su aplicación a la cascarilla de café. Además, no ha sido posible realizar ensayos de fermentación que permitieran evaluar su rendimiento de forma confiable.

En cuanto a la **combustión directa** y/o **combustión de pellets**, ambas tecnologías fueron consideradas debido a su madurez técnica, su uso extendido y la existencia de referencias aplicadas específicamente a residuos agrícolas. Para evaluar esta vía, se realizó un ensayo de poder calorífico mediante bomba calorimétrica, en conjunto con la Dra. Josefa Fabiana Martucci, doctora en Ciencia de los Materiales.

Finalmente, las tecnologías de **gasificación** y **pirólisis** fueron descartadas. Aunque representan opciones conceptualmente atractivas, aún se consideran tecnologías emergentes con baja implementación a nivel industrial y escasa bibliografía específica para esta biomasa. Además, la elevada complejidad técnica que requieren este tipo de ensayos impidió su realización, lo cual entra en contradicción con el enfoque experimental que guía el presente trabajo.

Tabla 5.2.1. Análisis para la evaluación de tecnologías consideradas para el aprovechamiento de la cascarilla de café. Fuente: elaboración propia.

Tecnología	Aplicación actual y bibliografía	Posibilidad de ensayo	Evaluación en este trabajo
Digestión húmeda	Ampliamente utilizada para residuos orgánicos agroindustriales. Buena cantidad de bibliografía disponible, con experiencias en industria cafetera y alimentaria.	Sí	Sí
Digestión seca	Menor difusión y escasa bibliografía técnica disponible para cascarilla de café.	No	No
Producción de bioetanol	Aplicación frecuente en caña de azúcar y maíz. Poca bibliografía específica para residuos lignocelulósicos como la cascarilla.	No	No
Combustión directa/pellets	Ampliamente implementada para biomasa seca. Existe abundante bibliografía técnica y experiencias industriales y es una tecnología consolidada a nivel industrial y doméstico específicas con cáscara de café.	Sí	Sí
Gasificación	Tecnología emergente, aún en desarrollo para escalas pequeñas. Escasa bibliografía para esta biomasa.	No	No
Pirólisis	Tecnología en etapa experimental. Muy poca bibliografía y sin aplicaciones para la cascarilla.	No	No

5.3 Análisis energético

A continuación, se presenta un análisis energético de las tecnologías seleccionadas: la digestión anaeróbica húmeda y la combustión (tanto en forma directa como mediante

pellets). El objetivo es cuantificar el potencial de aprovechamiento energético de cada alternativa, acompañado de la descripción de los ensayos realizados, y estimar la energía eléctrica que podría obtenerse en condiciones operativas reales. Posteriormente, a partir de la comparación del rendimiento energético de cada alternativa, se definirá si corresponde descartar alguna de ellas o, en caso contrario, avanzar con el desarrollo de un proyecto y un análisis económico para ambas opciones.

5.3.1 Digestión anaeróbica húmeda

Tal como se mencionó anteriormente, se llevó a cabo un ensayo de PBM con el objetivo de determinar el potencial energético que puede ofrecer la aplicación de la digestión anaeróbica húmeda a la cascarilla de café. Este tipo de ensayo consiste en incubar el residuo en condiciones anaeróbicas controladas, midiendo la cantidad de metano producido a lo largo del tiempo. De esta manera, se obtiene una estimación del volumen de biogás que podría generarse por unidad de sustrato, lo que permite dimensionar de forma preliminar un sistema de digestión real y evaluar su viabilidad energética.

En el Anexo III se puede observar el informe respecto del análisis de PBM donde se informa que el volumen de biogás generado en CNPT en función de la cantidad (en peso) de sólidos volátiles es:

$$\text{Volumen de biogás producido} = 140,06 \frac{L}{kg \text{ de SV}}$$

Además, el análisis indicó que el contenido máximo de metano en el biogás generado fue del 67%, lo que permite estimar un volumen de metano producido de:

$$\text{Volumen de CH}_4 \text{ producido} = 140,06 \frac{L}{kg \text{ de SV}} * 0,67 = 93,84 \frac{L}{kg \text{ de SV}}$$

Para calcular la energía generada por kilogramo de cascarilla de café, es necesario conocer cuántos kilogramos de sólidos volátiles contiene este residuo. Para ello, se recurrió a dos fuentes: el informe del PBM y el análisis de composición química proporcionado por la empresa Cabrales (Anexo I).

- Según el ensayo de PBM, la cascarilla tiene 29% de humedad, y un 92% de SV en base seca (71%). Entonces:

$$\frac{SV}{kg \text{ de casc.}} = 1 kg_{casc.} * 0,71 \frac{Base \text{ seca}}{Tot. de casc.} * 0,92 \frac{SV}{Base \text{ seca}} = 0,65 \frac{kg \text{ de SV}}{kg \text{ de casc.}}$$

- Según el análisis de composición de Cabrales, la humedad es del 35%, y los sólidos totales representan el 97% de la base seca, de los cuales el 91,5% corresponde a sólidos volátiles. Por lo tanto:

$$\frac{SV}{kg \text{ de casc.}} = 1 kg_{casc.} * 0,65 \frac{Base \text{ seca}}{Tot. de casc.} * 0,97 \frac{ST}{Base \text{ seca}} * 0,915 \frac{SV}{ST} = 0,58 \frac{kg \text{ de SV}}{kg \text{ de casc.}}$$

Tomando el promedio entre ambos resultados, se obtiene una estimación de:

$$\frac{SV}{kg \text{ de casc.}} = \frac{0,58 + 0,65}{2} = 0,615 \frac{kg \text{ de SV}}{kg \text{ de casc.}}$$

Por lo tanto, el volumen de metano producido por kilogramo de cascarilla es:

$$Volumen \text{ de } CH_4 \text{ producido} = 57,95 \frac{L}{kg \text{ de casc.}}$$

Considerando que a CNPT un mol de gas ocupa 22,4 litros y que el metano tiene un poder calorífico de 891 kJ/mol, se calcula la energía térmica potencial por kilogramo de cascarilla:

$$E_{t\acute{e}rmica} = \frac{57,95 \frac{L}{kg \text{ de casc.}} * 891 \frac{kJ}{mol \text{ de } CH_4}}{22,4 \frac{L}{mol}} = 2305,06 \frac{kJ}{kg \text{ de casc.}} = 0,64 \frac{kWh}{kg \text{ de casc.}}$$

Finalmente, conociendo los volúmenes semanales de generación de cascarilla en distintas épocas del año, se estima la energía térmica total disponible:

$$E_{t\acute{e}rmica \text{ Temp. Baja}} = 0,64 \frac{kWh}{kg \text{ de casc.}} * 700 \frac{kg \text{ de casc.}}{\text{semana}} = 448 \frac{kWh}{\text{semana}} \approx 1920 \frac{kWh}{\text{mes}}$$

$$E_{t\acute{e}rmica \text{ Temp. Alta}} = 0,64 \frac{kWh}{kg \text{ de casc.}} * 1300 \frac{kg \text{ de casc.}}{\text{semana}} = 832 \frac{kWh}{\text{semana}} \approx 3566 \frac{kWh}{\text{mes}}$$

5.3.2 Combustión directa con pretratamiento (pellets)

Al igual que en el caso de la digestión anaeróbica, se realizó un ensayo experimental para determinar el poder calorífico de la cascarilla de café. El procedimiento detallado del mismo puede consultarse en el Anexo IV. Dicho ensayo se realizó mediante una bomba calorimétrica en el Instituto de Investigaciones en Ciencia y Tecnología de Materiales (INTEMA). El resultado obtenido fue un **poder calorífico de 4,1 kcal/g, equivalente a 4,76 kWh/kg de cascarilla.**

Para el cálculo de la energía térmica liberada por la combustión de la cascarilla de café, se parte del supuesto de que tanto el diseño de la caldera como la conformación del pellet son técnicamente adecuados para permitir una combustión eficiente. Esto implica que el pellet debe presentar una densidad uniforme, baja humedad (<14%), tamaño constante y buena resistencia mecánica, favoreciendo así su transporte, alimentación y quemado controlado. A su vez, una caldera apropiada debe estar diseñada específicamente para biomasa granular, con sistemas de alimentación automática, buen control de aire primario, y una cámara de combustión que permita temperaturas suficientemente altas para asegurar una oxidación completa. Bajo estas condiciones, se asume que el proceso de combustión es prácticamente completo, por lo que la energía térmica obtenida se aproxima al poder calorífico determinado experimentalmente mediante el análisis en bomba calorimétrica. Entonces:

$$E_{t\acute{e}rmica \text{ Temp. Baja}} = 4,76 \frac{kWh}{kg \text{ de casc.}} * 700 \frac{kg \text{ de casc.}}{\text{semana}} = 3325 \frac{kWh}{\text{semana}} \approx 14250 \frac{kWh}{\text{mes}}$$

$$E_{\text{térmica Temp.Alta}} = 4,76 \frac{\text{kWh}}{\text{kg de casc.}} * 1300 \frac{\text{kg de casc.}}{\text{semana}} = 6179 \frac{\text{kWh}}{\text{semana}} \simeq 26464 \frac{\text{kWh}}{\text{mes}}$$

5.3.3 Combustión directa sin pretratamiento

Debido al bajo volumen de generación de cascarilla de café, resulta pertinente analizar la posibilidad de utilizarla directamente como combustible en una caldera, sin someterla a procesos de peletizado ni secado previo. Esta opción surge como una alternativa económicamente viable, dado el costo adicional que implica la incorporación de una peletizadora y una secadora industrial. Sin embargo, la utilización de la cascarilla en su forma original conlleva una notable disminución en la eficiencia del proceso de combustión, producto de las siguientes limitaciones:

- *Alto contenido de humedad (35%):* se requiere una cantidad significativa de energía para evaporar el agua presente, lo que reduce el rendimiento térmico neto. Además, implica la necesidad de una chimenea de mayor diámetro para evacuar eficientemente el vapor generado.
- *Forma física suelta:* la baja densidad y la distribución no uniforme dificultan el paso del aire comburente, generando una combustión más inestable e ineficiente.
- *Dificultad para la alimentación automática:* al no estar peletizada, la biomasa resulta más compleja de manejar mecánicamente, lo que complica la continuidad del proceso y el mantenimiento de una llama estable.
- *Menor temperatura de llama:* esto repercute negativamente en la transferencia de calor desde los gases de combustión al fluido de trabajo de la caldera.

Teniendo en cuenta estas limitaciones, y suponiendo un diseño de caldera adecuado a estas condiciones, se estima una eficiencia térmica del orden del 55% en comparación con la combustión ideal. Esto equivale a una energía útil de 2,66 kWh/kg de cascarilla.

Con esta base, la energía térmica disponible a partir de la cascarilla generada semanalmente es:

$$E_{\text{térmica Temp.Baja}} = 2,66 \frac{\text{kWh}}{\text{kg de casc.}} * 700 \frac{\text{kg de casc.}}{\text{semana}} = 1862 \frac{\text{kWh}}{\text{semana}} \simeq 7980 \frac{\text{kWh}}{\text{mes}}$$

$$E_{\text{térmica Temp.Alta}} = 2,66 \frac{\text{kWh}}{\text{kg de casc.}} * 1300 \frac{\text{kg de casc.}}{\text{semana}} = 3458 \frac{\text{kWh}}{\text{semana}} \simeq 14820 \frac{\text{kWh}}{\text{mes}}$$

5.4 Comparación y consideraciones

Una vez analizadas energéticamente las alternativas tecnológicas para la valorización energética de la cascarilla de café generada por Cabrales, se identifican tres caminos principales: digestión anaeróbica húmeda, combustión directa sin pretratamientos y combustión mediante pellets. Cada una de estas opciones presenta ventajas y desventajas que deben ser cuidadosamente ponderadas tanto desde el punto de vista técnico como económico.

La digestión anaeróbica húmeda es una tecnología madura, ampliamente aplicada en el tratamiento de residuos orgánicos con alto contenido de humedad, como se observó en los casos reales de la sección 2.4.2. Sin embargo, en el caso específico de la cascarilla de café, se esperaba un rendimiento energético limitado debido a su baja biodegradabilidad, anticipada a partir del análisis de su composición química y estructural. Esto se corroboró mediante el ensayo de Potencial Bioquímico Metanogénico (PBM), el cual arrojó una generación de metano equivalente a aproximadamente 0,64 kWh por kilogramo de cascarilla, lo que representa un aprovechamiento energético muy reducido. Además, la implementación de esta tecnología requiere una infraestructura compleja: biodigestores, tanques de almacenamiento, sistemas de agitación y unidades de purificación de biogás, lo que eleva significativamente los costos iniciales. A esto se suma la necesidad de un control riguroso de parámetros operativos como la temperatura y el pH, incrementando la exigencia técnica y operativa del sistema. Finalmente, para aprovechar el biogás generado sería necesario incorporar una microturbina de gas con capacidad de operar con biogás.

En segundo lugar, se analizó la combustión mediante pellets, una opción que combina buenos niveles de eficiencia, un funcionamiento más estable y la posibilidad de automatización. Además, el proceso de peletizado facilita notablemente el manejo del residuo, ya que aumenta su densidad aparente, reduce el volumen necesario para almacenamiento y transporte, y permite una alimentación más continua y controlada en calderas diseñadas para este tipo de biocombustible. A partir del ensayo realizado en el INTEMA se determinó un poder calorífico de 4,1 kcal/g, lo que equivale a 4,75 kWh/kg de cascarilla. Suponiendo una combustión completa y un diseño de caldera adecuado, esta tecnología representa el mejor rendimiento energético de las tres alternativas analizadas. Además, los pellets presentan ventajas logísticas, como una mayor densidad energética, menor humedad y facilidad de transporte y dosificación. La inversión necesaria para implementar esta opción incluye una peletizadora de pequeña escala, una secadora para el pretratamiento de la cascarilla húmeda, y una caldera automatizada apta para biomasa peletizada. A esto debe sumarse el equipamiento necesario para la generación de energía eléctrica.

Finalmente, se evaluó la combustión directa de la cascarilla sin pretratamiento, una opción que puede parecer atractiva por evitar la inversión en maquinaria adicional. Sin embargo, esta tecnología presenta serias limitaciones técnicas. La alta humedad (35%), sumada a la forma física suelta del residuo y su muy baja densidad aparente, generan serios problemas de manejo: el volumen que ocupa la cascarilla sin compactar es excesivo, dificultando el almacenamiento, el transporte interno y la alimentación continua y automática de una caldera. Esto obliga a considerar un manejo manual o semimanual, lo que complica su implementación a escala industrial. Además, estas condiciones provocan una combustión irregular, baja estabilidad de llama, mayor formación de cenizas y una disminución significativa en la eficiencia térmica, estimada en un 55% respecto a la combustión completa (obtenida a partir del ensayo realizado en el INTEMA), es decir, 2,66 kWh/kg de cascarilla. Por otro lado, para la generación de energía eléctrica mediante esta tecnología se precisaría de una caldera adaptada para biomasa suelta, una turbina de vapor, un generador eléctrico, y dependiendo el calor a evacuar en el proceso de condensación un sistema de condensación con torre de enfriamiento, bomba de alimentación, sistemas de control y automatización, redes de tuberías, y la correspondiente obra civil e instalación de todos los equipos. Por las razones mencionadas, esta opción resulta poco recomendable para aplicaciones industriales que requieran estabilidad operativa y eficiencia energética.

La Tabla 5.4.1 resume la comparación entre las tres alternativas estudiadas, destacando presupuesto, energía disponible, manejo del residuo y consideraciones técnicas.

Tabla 5.4.1. Resumen comparativo de tecnologías para generación energética con cascarilla de café. Fuente: elaboración propia.

Criterio	Digestión Anaeróbica Húmeda	Combustión con Pellets	Combustión Directa sin Pretratamiento
Energía generada [kWh/kg de cascarilla]	0,64	4,75	2,66
Rendimiento energético	Bajo (limitado por la baja biodegradabilidad)	Alto (combustión eficiente con pellet y caldera adecuada)	Medio (eficiencia térmica aprox. 55%)
Manejo del residuo	Medio: requiere bombeo, agitación, digestión	Buena: peletización mejora manejo, permite alimentación automática	Difícil: cascarilla suelta, baja densidad, ocupa mucho volumen, difícil de automatizar
Complejidad operativa	Alta: requiere control de pH, temperatura, mantenimiento periódico	Baja: automatizable, estable en operación	Media: requiere vigilancia constante por combustión inestable
Infraestructura requerida	Biodigestores, tanques, agitación, purificación de gas, turbina	Peletizadora, secadora, caldera automatizada, turbina, torre, bomba	Caldera adaptada a biomasa suelta, turbina, torre, bomba, etc.
Espacio requerido	Alto: incluye tanques y estructuras voluminosas	Medio: pellets son compactos, fácil almacenamiento	Medio: pero se complica por el volumen de la cascarilla suelta
Automatización posible	Parcial	Alta	Muy limitada
Escalabilidad	Difícil para volúmenes bajos (<1-3 ton/día), poco rentable	Buena: modular y adaptada a flujos variables	Limitada por manejo del residuo

En conclusión, si bien todas las alternativas evaluadas son técnicamente posibles, **la combustión mediante pellets** surge como la opción más equilibrada en términos de rendimiento energético, operatividad e infraestructura. Representa una solución robusta, escalable y adecuada para la cantidad de biomasa disponible en Cabrales, permitiendo avanzar en un proyecto de generación térmica sustentable con criterios industriales.

5.5 Diseño del sistema de generación

Para la generación de energía eléctrica a partir de la combustión de pellets de cascarilla de café, se ha seleccionado un ciclo Rankine simple con turbina de condensación como la configuración más adecuada para el presente proyecto. Este tipo de ciclo puede ser utilizado en aplicaciones de pequeña y mediana escala debido a su simplicidad, eficiencia y robustez operativa.

En este caso particular, se contempla la posibilidad de aprovechar el vapor de salida de la turbina (a una temperatura útil) para alimentar térmicamente el proceso de secado de la cascarilla de café, paso previo a su peletización. Esta estrategia permite recuperar parte del calor residual y aumentar la eficiencia global del sistema, ya que se evita desechar energía térmica que puede tener un uso productivo. La Figura 5.5.1 representa el ciclo termodinámico propuesto mediante un diagrama T-S (temperatura vs. entropía), en el cual se destacan las etapas principales del ciclo y el punto de integración térmica para el secado.

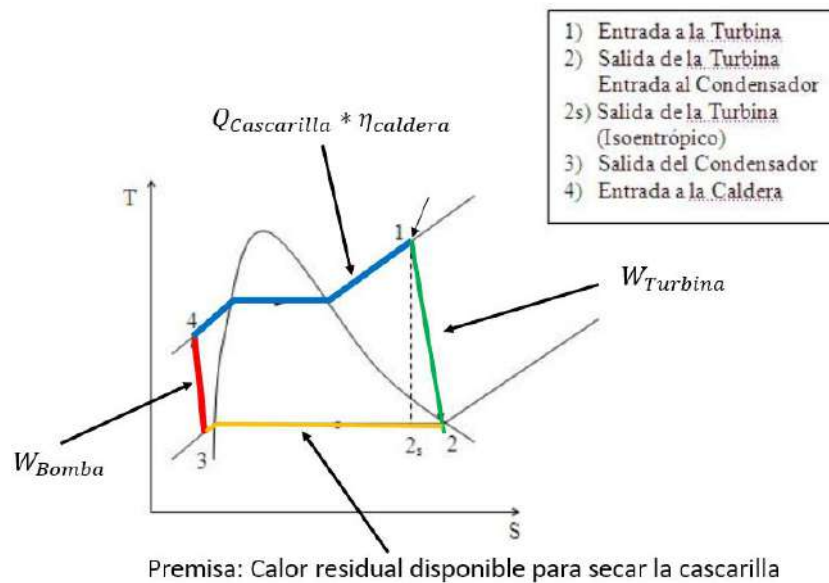


Figura 5.5.1. Diagrama T-S del ciclo Rankine con la premisa del aprovechamiento de calor residual para el secado de la cascarilla. Fuente: elaboración propia.

El diagrama de flujo del sistema completo se muestra en la Figura 5.5.2, desde la entrada de cascarilla húmeda hasta la generación de energía eléctrica. En el mismo se evidencia la relación entre los distintos subsistemas: secado, peletizado, generación de vapor y conversión termoeléctrica. Asimismo, se señalan los puntos de consumo eléctrico asociados a los componentes del sistema, los cuales serán considerados en el balance energético global para determinar la energía eléctrica neta aprovechable.

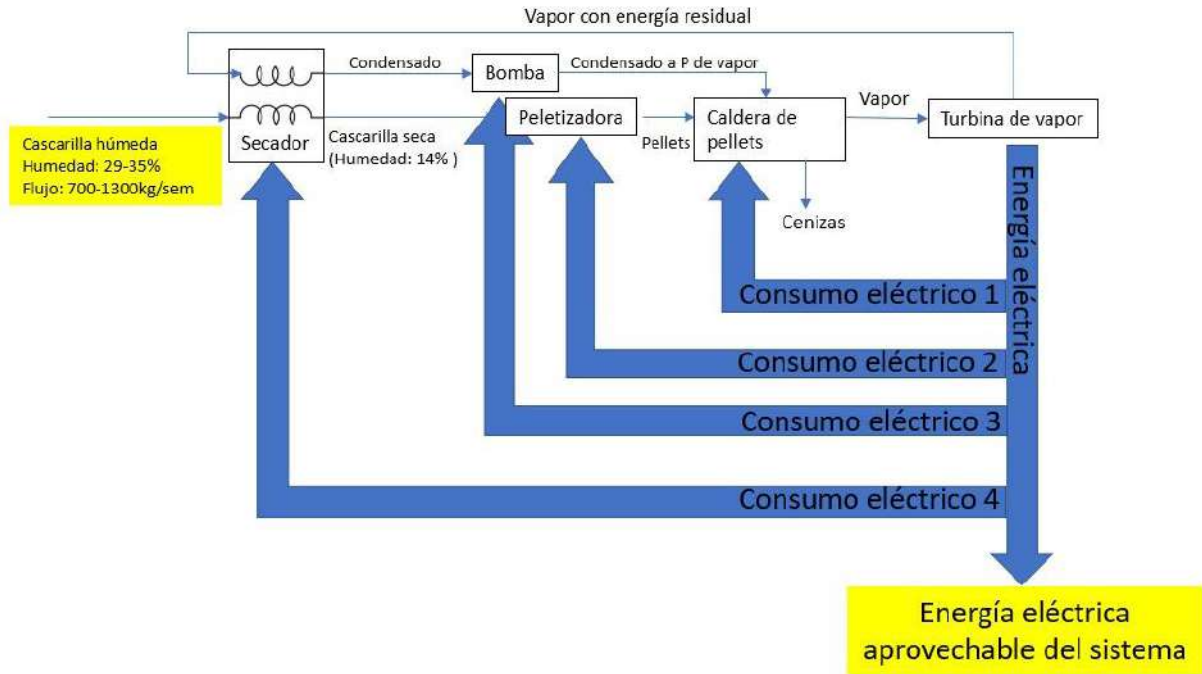


Figura 5.5.2. Diagrama de Flujo Energético del Sistema de Generación con Cascarilla de Café. Fuente: elaboración propia.

Mediante este enfoque integral se logra aprovechar tanto el contenido energético del residuo agroindustrial como el vapor excedente del ciclo de generación, estableciendo así una estrategia eficiente y sustentable de conversión energética adaptada a contextos de pequeña escala y biomasa residual.

Un punto clave en el diseño del sistema es el régimen de operación del generador. Como se mencionó en el Capítulo 5.1, existen distintos esquemas de generación tales como funcionamiento continuo, o distintas variantes de operación intermitente. Teniendo en cuenta que el ciclo Rankine, a diferencia del Brayton, tiene un tiempo para entrar en régimen elevado, se buscará la configuración que posea la menor interrupción del sistema, puesto que este periodo de arranque representa un consumo de energía que podría reducirse. Por otro lado, el esquema de generación que conlleve una potencia máxima menor, implicará equipos más compactos, menos costosos y con un mayor aprovechamiento de los mismos. Por estos motivos es que se decidió, inicialmente, **un esquema de generación constante**, con un ciclo de trabajo de 24 horas diarias, los 7 días de la semana, previendo únicamente paradas programadas para tareas de mantenimiento.

5.6 Análisis de la cascarilla para peletizado

Definida la tecnología a utilizar para el aprovechamiento de la cascarilla, resulta crucial rever su potencial para ser utilizada como materia prima en la producción de pellets. Una de las suposiciones adoptadas es que la cascarilla presenta un nivel de humedad adecuado para la fabricación de pellets, obteniendo un conformado mecánico aceptable y propiedades físicas compatibles con su transporte, almacenamiento y combustión en calderas. Con respecto al triturado, la cascarilla ya es generada en un formato similar por lo que se obviará.

Para un peletizado eficiente, el rango óptimo de humedad se sitúa entre un 10% y 14% en base húmeda, mientras que un valor mínimo aceptable ronda el 8%. Por debajo de este mínimo, la biomasa se torna demasiado seca, dificultando la cohesión y dando lugar a pellets frágiles o quebradizos. Por otro lado, niveles de humedad superiores al 15% suelen ser contraproducentes, ya que provocan pellets de baja densidad y mayor riesgo de deterioro durante almacenamiento y combustión. Para alcanzar estos parámetros de humedad ideales, es necesario controlar tanto la temperatura como el tiempo de secado.

Diversos estudios han evaluado el impacto de la temperatura de secado sobre las propiedades físicas de los pellets obtenidos a partir de biomasa. En particular, se ha analizado el comportamiento en procesos de secado a 60°C, 100°C y 140°C, observándose que las temperaturas más bajas (en el rango de 60–100°C) permiten eliminar la humedad interna sin afectar significativamente los compuestos volátiles naturales del material. A 60°C, el secado es más lento, pero preserva mejor la estructura de la biomasa, mientras que, al aumentar la temperatura a 100°C, comienzan a perderse algunos volátiles, lo que puede reducir la capacidad de densificación y, en consecuencia, afectar la durabilidad del pellet [43].

Asimismo, el tiempo de exposición al calor debe ser suficiente para alcanzar el contenido de humedad deseado, evitando secados incompletos o excesivamente prolongados que puedan afectar la calidad del pellet.

En el Anexo V se realizó un ensayo en donde se analizó el comportamiento de la cascarilla a una temperatura de 80°C, variando la altura de biomasa que se ingresa al secador. En función de las conclusiones de dicho ensayo y los estándares mínimos para la conformación de los pellets, queda determinado que lo más conveniente es una altura de cascarilla de 5 mm, manteniendo una temperatura de 80°C. Por otro lado, el tiempo de secado estimado como aceptable para alcanzar una humedad final del 14%, considerando el peor escenario de humedad inicial (35%), es de aproximadamente 33 minutos.

5.6.1 Efecto del secado sobre el poder calorífico y el flujo másico

El proceso de secado de la cascarilla de café permite alcanzar valores de humedad adecuados para la peletización, pero también impacta sobre parámetros clave del sistema de generación, como el poder calorífico y el flujo másico del biocombustible. A medida que se reduce el contenido de humedad, el poder calorífico del pellet aumenta, dado que disminuye la proporción de agua que no aporta valor energético en la combustión. Al mismo tiempo, al eliminarse parte del contenido de agua durante el secado, se reduce la masa total del material, lo que se traduce en una disminución del flujo másico. En esta sección se analizan dichas modificaciones y su implicancia en la operación del sistema.

1. Modificación del poder calorífico superior e inferior

Dato obtenido del ensayo en la bomba calorimétrica:

$$PCS_{cascarilla} (Hum = 35\%) = 4,1 \left[\frac{kcal}{gr} \right] = 4,765 \left[\frac{kWh}{kg} \right]$$

En la caldera, dado que los gases de combustión (incluyendo el vapor generado a partir del agua contenida en la cascarilla) se liberan a la atmósfera, la energía útil disponible corresponde al poder calorífico inferior :

$$PCI(\%H) = PCS(\%H) - \Delta h_{l-g_{atm}} * \%H$$

$$\Delta h_{l-g_{atm}} = 2260 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 0,63 \left[\frac{kWh}{kg} \right]$$

Luego:

$$PCI(\%H) = PCS(\%H) - 0,63 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * \%H$$

En la composición de la cascarilla, tanto el PCI como el PCS variarán en función de la humedad, puesto que el agua presente actuará como un elemento neutro (para el caso del PCS), o absorbiendo calor (para el PCI).

Luego:

$$PCS(\%H) = \frac{PCS(\%H_{ensayo})}{(1 - \%H_{ensayo})} * (1 - \%H) = \frac{4,765 \left[\frac{kWh}{kg} \right]}{1 - 035} * (1 - \%H)$$

$$PCS(\%H) = 7,33 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * (1 - \%H)$$

$$PCI(\%H) = 7,33 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * (1 - \%H) - 0,63 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * \%H$$

$$= 7,33 \left[\frac{kWh}{kg} \right] - \left(7,33 \left[\frac{kWh}{kg} \right] + 0,63 \left[\frac{kWh}{kg} \right] \right) * \%H$$

Resultando:

$$PCI(\%H) = 7,33 \left[\frac{kWh}{kg} \right] - 7,96 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * \%H$$

$$PCS(\%H) = 7,33 \left[\frac{kWh}{kg} \right] - 7,33 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * \%H$$

La Figura 5.6.1 enseña la curva de ambos poderes caloríficos en función de los distintos porcentajes de humedad presentes en la cascarilla.

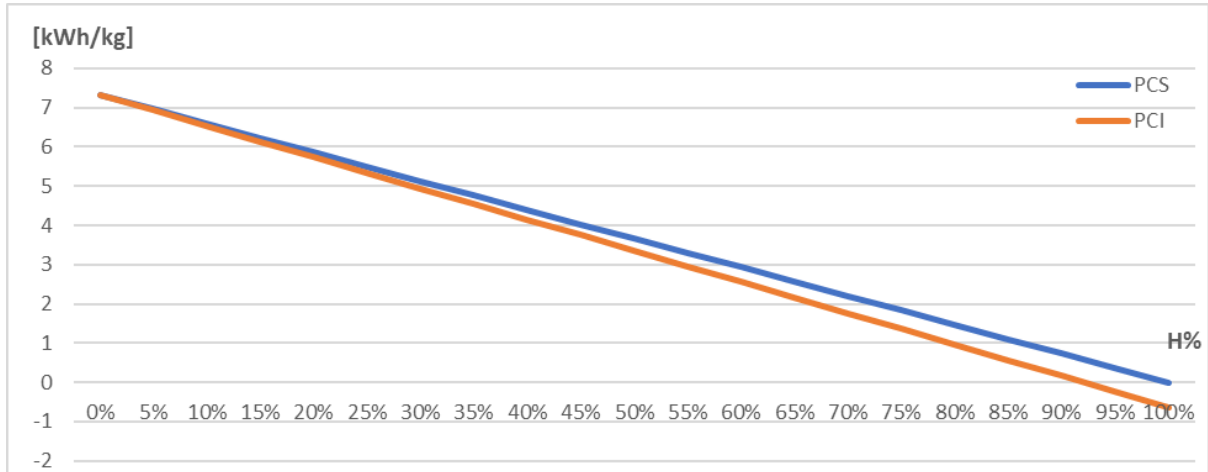


Figura 5.66.1. Variación del PCS y PCI [kWh/kg] en función del porcentaje de humedad [H%] presente en la cascarilla de café. Fuente: elaboración propia.

Dado que el secado se espera que lleve la humedad de la cascarilla al 14%, el poder calorífico que efectivamente podrá aprovecharse en la caldera es:

$$PCI(14\%) = 7,33 \left[\frac{kWh}{kg} \right] - 7,96 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * 14\% = 6,2156 \left[\frac{kWh}{kg} \right]$$

2. Flujo de cascarilla luego del secador

El flujo de cascarilla que ingresa al secador, con una humedad del 35%, queda determinado por los volúmenes de generación en temporadas alta y baja. Con dicha humedad, el flujo másico es:

$$Flujo\ cascarilla_{t,alta}(H = 35\%) = \frac{Generación_{t,alta}[kg/sem]}{Período [hs/sem]} = \frac{1300 \left[\frac{kg}{sem} \right]}{168 \left[\frac{hs}{sem} \right]} = 7,74 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$Flujo\ cascarilla_{t,baja}(H = 35\%) = \frac{Generación_{t,baja}[kg/sem]}{Período [hs/sem]} = \frac{700 \left[\frac{kg}{sem} \right]}{168 \left[\frac{hs}{sem} \right]} = 4,17 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Ahora, puesto que en el secador se llevará la humedad al 14%, el flujo másico final en relación con el inicial resulta:

$$mf_{0/1} = \frac{masa\ inicial * (1 - \%H_{inicial})}{(1 - \%H_{final}) * masa\ inicial} = 0.7558$$

Quedando determinado el flujo másico luego del secador:

$$Flujo\ cascarilla_{t,alta}(Post.\ secado) = 7,74 \left[\frac{kg}{h} \right] * 0,7558 = 5,85 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\text{Flujo cascarilla}_{t.baja}(\text{Post. secado}) = 4,17 \left[\frac{kg}{h} \right] * 0,7558 = 3,15 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

5.7 Selección de los componentes

Definido el ciclo de conversión energética, el siguiente paso consiste en seleccionar los componentes principales que lo integrarán. La elección de estos equipos no solo condiciona las prestaciones del sistema, sino que también permite establecer los parámetros de operación característicos del ciclo, como la presión, la temperatura y el caudal de vapor, los cuales son clave para determinar si es posible o no la propuesta del secado de la cascarilla. En esta etapa, se analizan distintas alternativas disponibles en el mercado, con el objetivo de determinar las configuraciones posibles y seleccionar aquella que mejor se adapte a los requerimientos técnicos, energéticos y funcionales del proyecto.

5.7.1 Turbina de vapor y generador

El primer paso para la selección de los distintos equipos consiste en establecer las condiciones específicas de operación del sistema, lo cual requiere determinar los parámetros de entrada y salida del vapor en la turbina. Para ello, es necesario seleccionar el modelo a utilizar, ya que cada equipo opera con valores particulares de presión, temperatura y caudal de vapor.

Previo a la selección de los modelos comerciales disponibles, fue necesario realizar una estimación preliminar de la potencia eléctrica que el sistema podría generar, en función de la energía térmica disponible mediante la tecnología seleccionada. Para ello, se consideró una eficiencia de la caldera del 85%, y un rendimiento global del ciclo de generación (incluyendo turbina y generador) del 35%. Entonces, con los valores de potencia útil reales determinados en la sección 5.5.1, se estima la potencia eléctrica que se podría generar:

$$P_{Elec.est.} = P_{Térm.} * \eta_{Cald.} * \eta_{Turb.} = \text{Flujo másico}_{Post.Secado} * PCI(14\%) * \eta_{Cald.} * \eta_{Turb.}$$

$$P_{Elec.est.(temp.alta)} = 5,85 \left[\frac{kg}{h} \right] * 6,216 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * 0,85 * 0,35 = 10,81 [kW]$$

$$P_{Elec.est.(temp.baja)} = 3,15 \left[\frac{kg}{h} \right] * 6,216 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * 0,85 * 0,35 = 5,82 [kW]$$

Dado que el diseño del sistema debe ser capaz de entregar, como mínimo, la potencia correspondiente a la temporada de mayor disponibilidad de biomasa, se tomó como referencia el valor de 10,81 kW para la selección del equipo generador. Sin embargo, se identificó que en el mercado no existen muchas opciones comerciales de turbinas de vapor con potencias tan bajas que ofrezcan condiciones técnicas y económicas razonables. Por esta razón, se amplió el rango de búsqueda a equipos de entre 20 kW y 30 kW, cuya disponibilidad es significativamente mayor y cuyos parámetros de operación siguen siendo compatibles con la

escala y los requerimientos del sistema propuesto, además de brindar la posibilidad para un futuro incremento de la potencia generada.

En función de los criterios previamente definidos, se seleccionaron dos modelos comerciales de turbinas de vapor fabricadas por Dongturbo Electric Company Ltd., una empresa china especializada en equipos de generación de baja y media potencia. Los modelos considerados son la N0.02-1.0, con una potencia nominal de 20 kW, y la N0.03-1.27, que, si bien tiene una potencia nominal de 30 kW, maneja un rango de potencia de 1 a 30 kW, lo que le brinda una gran flexibilidad. Ambas turbinas están diseñadas para operar en configuraciones de condensación y se encuentran disponibles en el mercado internacional a través de plataformas comerciales. Las características técnicas principales y los análisis de ambas turbinas (incluyendo presión y temperatura de entrada, caudal de vapor requerido, potencia nominal y condiciones de descarga) se presentan en el Anexo VI. Esta información permite evaluar el desempeño de cada alternativa y definir si alguna resulta más adecuada para el sistema propuesto o si se llevarán adelante ambos proyectos, quedando la definición en manos de los cálculos de rentabilidad.

Comparación entre las turbinas y conclusiones

La turbina modelo N0.02–1.0 no resulta adecuada para ser considerada en un análisis económico de generación eléctrica, debido a su muy baja potencia de salida y sus rendimientos globales deficientes. Al tratarse de una turbina de simple etapa, presenta una eficiencia isoentrópica considerablemente reducida, lo que, sumado a las pérdidas mecánicas y eléctricas del sistema, limita severamente la potencia neta aprovechable. De hecho, la propia demanda energética de los componentes auxiliares de un sistema de generación con turbina de vapor (como bombas, sistemas de control, ventiladores y alimentación de combustible) puede superar la escasa energía que esta turbina es capaz de entregar, anulando su utilidad práctica. En contraste, la turbina N0.03–1.27, de diseño multietapa, logra entregar una potencia hasta seis veces mayor, con mejores rendimientos termodinámicos. Si bien implica un mayor costo inicial, esta última representa una opción mucho más razonable para realizar un análisis de rentabilidad o evaluar su aplicación en un sistema de cogeneración o generación eléctrica a pequeña escala.

Además, otra desventaja de la turbina N0.02-1.0 frente a su alternativa de 30 kW es que la temperatura del vapor a la salida de la turbina es mucho menor a lo necesario para el secado de la cascarilla. En la turbina de 20 kW de potencia, el vapor se expande hasta alcanzar una presión muy baja (aproximadamente 0.1 bar), lo que implica una temperatura de condensación del orden de los 45 °C. Este valor resulta insuficiente, ya que se encuentra por debajo del rango de temperatura óptimo para este proceso, el cual se sitúa entre los 60 y 100 °C. En contraste, la turbina N0.03-1.27 (30 kW) opera entregando vapor residual a una temperatura aproximada de 85 °C, valor mucho más adecuado para el proceso de secado. Por lo tanto, desde el punto de vista del aprovechamiento térmico global, la turbina de mayor potencia no solo ofrece un rendimiento eléctrico superior, sino también una integración más eficaz con el sistema de secado, mejorando la viabilidad del esquema propuesto.

Por todo lo expuesto anteriormente, se decidió seleccionar la **turbina N0.03-1.27 del fabricante Dongturbo Electric Company Ltd.** como la opción más adecuada para el presente proyecto. Su capacidad de generar una potencia significativamente superior y su gran flexibilidad para la entrega de potencia (operando en un rango amplio de 1 a 30 kW),

sumada a la posibilidad de entregar vapor a una temperatura útil para el secado, justifican la elección, incluso frente a un mayor costo inicial.

Mediante los cálculos desarrollados en el Anexo VI y habiendo definido la turbina mencionada como equipo de generación, es posible decir que la potencia máxima que puede generarse de forma continua durante las 24 horas del día es del orden de 6 kW. Al analizar la curva de carga de la planta Cabrales S.A., presentada en la Sección 4.5, se observa que el consumo eléctrico nunca desciende por debajo de ese valor a lo largo del día. Esto implica que en ningún momento se inyectará energía a la red, lo cual resulta beneficioso debido a que el ingreso obtenido por dicha inyección es menor que el costo de comprar la energía.

5.7.2 Caldera de vapor

La turbina seleccionada para el sistema es el modelo N0.03-1.27 del fabricante Dongturbo, la cual opera con vapor sobrecalentado a 1,27 MPa (12,7 bares), 300 °C, y requiere un caudal de alimentación de 200 kg/h para entregar sus 30 kW de potencia nominal. Estos parámetros definen de forma precisa las condiciones que debe cumplir la caldera que alimenta al sistema.

Sin embargo, luego de buscar en el mercado tanto local como internacional, no se logró encontrar un modelo de caldera de biomasa que cumpla exactamente con los valores requeridos de presión, temperatura y caudal. Por lo observado, los parámetros de presión y temperatura son bastante exigentes, y ya de por sí es difícil encontrar equipos que los alcancen, independientemente del caudal entregado. El equipo más cercano identificado fue el modelo **ATC 90 DH** de la empresa **Servitec**, el cual presenta una presión de servicio de 17 bares, una temperatura de 250 °C, y entrega un caudal máximo de 700 kg/h de vapor, lo cual supera en gran medida los requerimientos de la turbina.

Debido a esta situación, se decidió trabajar con la siguiente consideración: un modelo teórico de caldera que tome como referencia las características de la ATC 90 DH de Servitec, pero ajustando el caudal a las necesidades del sistema. Este equipo presenta una presión de servicio de 17 bares (ajustable a 12,7 bares) y una temperatura máxima de 250 °C, que si bien están por debajo de los ideales para la turbina (300 °C), se consideran aceptables para un funcionamiento razonable. En cuanto al caudal, se ajusta a 200 kg/h con el fin de acoplarse directamente a la demanda de la turbina y evitar una configuración excesivamente holgada. Esta suposición permite avanzar con una estimación técnica y económica más realista, sin sobredimensionar el sistema y manteniendo coherencia con las condiciones de mercado actuales. En la práctica, esto implicaría o una búsqueda más exhaustiva de lo que se encuentra disponible en el mercado, o bien diseñar una caldera a medida que cumpla con estas condiciones, pero esto excede el alcance de este trabajo.

Una característica importante a considerar, especialmente al momento de estimar la potencia neta generada por el sistema, es el consumo auxiliar asociado al funcionamiento de la caldera. Las calderas suelen incorporar forzadores de aire que aseguran una combustión completa del biocombustible, lo cual es clave tanto para la eficiencia térmica como para la reducción de emisiones contaminantes. En la ficha técnica de la caldera ATC 90 DH de Servitec, diseñada para un caudal de vapor de 700 kg/h, se indica un caudal de gases de combustión del orden de 1200 m³/h. Extrapolando este dato a un modelo teórico de caldera

con una capacidad de generación de vapor de 200 kg/h, se puede estimar el caudal mínimo de aire requerido mediante una relación lineal, obteniendo:

$$\frac{200 \left[\frac{kg}{h} \right]}{700 \left[\frac{kg}{h} \right]} * 1200 \left[\frac{m^3}{h} \right] = 343 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Por lo tanto, el diseño debe contemplar un ventilador forzador con una capacidad mínima de aproximadamente 343 m³/h, lo cual también impacta en la demanda eléctrica total del sistema.

Por otro lado, también es importante tener en cuenta que la potencia entregada por la turbina y el ciclo Rankine desarrollado en el Anexo VI fueron calculados considerando los parámetros nominales de diseño de la turbina, es decir, un vapor a la entrada de la turbina de 1,27 MPa y 300 °C. Por lo tanto, los resultados allí obtenidos representan un escenario ideal de funcionamiento. En caso de operar con una caldera que entregue un vapor con condiciones ligeramente inferiores es esperable una reducción en la eficiencia global del ciclo y en la potencia final generada.

5.7.2.1 Ajuste del ciclo de vapor en función de las condiciones de la caldera

Para llevar a cabo el recalcu del ciclo de vapor y de la potencia generada por la turbina, se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones:

- Los parámetros del vapor a la salida de la turbina (presión y temperatura) se mantienen idénticos a los de diseño.
- El rendimiento isoentrópico y el rendimiento mecánico/eléctrico de la turbina no se ven afectados, por lo que se asume que se mantienen idénticos a los calculados en el Anexo VI para las condiciones nominales.
- Las calderas ATC 90 DH cuentan con presostatos de trabajo, sin muchas más especificaciones del mismo, por lo que se considerará que es posible ajustar la presión de salida hasta 12,7 bares.

Teniendo en cuenta esto, se procede con el ajuste.

Estudio para uso de caldera similar a ATC 90 DH.

El principal cambio se encuentra en la temperatura de salida de la caldera (o entrada a la turbina), establecido en 250°C. Se plantea la operación de la turbina modificando este valor:

Entrada:

- $P = 12,7 [bar]; T = 250 [^{\circ}C]$

Salida:

- $P = 0,6 \text{ [bar]}; T = 85,94 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Rendimiento:

- $\eta_{iso} = 0,95; \eta_{mec+ele} = 0,984$

Se comienza con la determinación de Δh_{ideal} :

	$p = 10,0 \text{ bar} = 1,0 \text{ MPa}$ ($T_{sat} = 179,91^\circ\text{C}$)				$p = 15,0 \text{ bar} = 1,5 \text{ MPa}$ ($T_{sat} = 198,32^\circ\text{C}$)			
Sat.	0.1944	2583.6	2778.1	6.5865	0.1318	2594.5	2792.2	6.4448
200	0.2060	2621.9	2827.9	6.6940	0.1325	2598.1	2796.8	6.4546
240	0.2275	2692.9	2920.4	6.8817	0.1483	2676.9	2899.3	6.6628
280	0.2480	2760.2	3008.2	7.0465	0.1627	2748.6	2992.7	6.8381
320	0.2678	2826.1	3093.9	7.1962	0.1765	2817.1	3081.9	6.9938
360	0.2873	2891.6	3178.9	7.3349	0.1899	2884.4	3169.2	7.1363
400	0.3066	2957.3	3263.9	7.4651	0.2030	2951.3	3255.8	7.2690
440	0.3257	3023.6	3349.3	7.5883	0.2160	3018.5	3342.5	7.3940
500	0.3541	3124.4	3478.5	7.7622	0.2352	3120.3	3473.1	7.5698
540	0.3729	3192.6	3565.6	7.8720	0.2478	3189.1	3560.9	7.6805
600	0.4011	3296.8	3697.9	8.0290	0.2668	3293.9	3694.0	7.8385
640	0.4198	3367.4	3787.2	8.1290	0.2793	3364.8	3783.8	7.9391

Figura 5.7.1. Propiedades del vapor a la entrada de la turbina, suponiendo una temperatura de 250°C y 12,7 bares de presión. Fuente: tablas de termodinámica [44]

La Figura 5.7.1 muestra las propiedades del vapor a distintas temperaturas para 10 y 15 bares de presión. Al no hallar un valor exacto de entalpía para una temperatura de $12,7$ bar y 250°C , se procede a interpolar:

$$\frac{250 - 240}{280 - 240} = \frac{1}{4}$$

$$h_{250^\circ\text{C}-1\text{MPa}} = 2920,4 + \frac{3008,2 - 2920,4}{4} = 2942,35 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_{250^\circ\text{C}-1,5\text{MPa}} = 2899,3 + \frac{2992,7 - 2899,3}{4} = 2922,65 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_{250^\circ\text{C}-1,27\text{MPa}} = 2942,35 + (2922,65 - 2942,35) * \frac{1,27-1}{1,5-1} = 2931,71 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

De la misma forma se interpola la entropía (S):

$$s_{250^\circ\text{C}-1\text{MPa}} = 6,8817 + \frac{7,0465 - 6,8817}{4} = 6,9229 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right]$$

$$s_{250^\circ\text{C}-1,5\text{MPa}} = 6,6628 + \frac{6,8381 - 6,6628}{4} = 6,7066 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right]$$

$$s_{250^\circ\text{C}-1,27\text{MPa}} = 6,9229 + (6,7066 - 6,9229) * \frac{1,27-1}{1,5-1} = 6,8061 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right]$$

Luego se calcula el título que tendría el vapor a la salida, suponiendo que el proceso se realiza de forma isentrópica. La Figura 5.7.2 muestra las propiedades del vapor húmedo para distintas presiones, haciendo foco en la presión a la salida de la turbina (0,6 bares).

Presión bar	Temp. °C	Volumen específico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Presión bar
		Líquido sat. v _f × 10 ³	Vapor sat. v _g	Líquido sat. u _f	Vapor sat. u _g	Líquido sat. h _f	Vaporización h _{fg}	Vapor sat. h _g	Líquido sat. s _f	Vapor sat. s _g	
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686	0.30
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700	0.40
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939	0.50
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320	0.60
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797	0.70

Figura 5.7.2. Propiedades del vapor húmedo a la salida de la turbina a una presión de 0,6 bar. Fuente: tablas de termodinámica [44]

$$x_{ideal} = \frac{6,8061 - 1,1453}{7,532 - 1,1453} = 0,886$$

$$\Rightarrow h_{salida\ ideal} = x(h_{vap} - h_{liq}) + h_{liq} = 0,886 * (2653,5 - 359,86) + 359,86 = 2392,81 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\Delta h_{ideal} = 2931,71 - 2392,81 = 538,9 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Finalmente, se procede al recálculo del salto de entalpía real y del consumo específico de vapor, dado que los valores proporcionados por el fabricante corresponden a las condiciones nominales del vapor:

$$\Delta h_{real} = \Delta h_{ideal} * \eta_{iso} = 538,9 * 0,95 = 511,956 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$Consumo\ específico_{250^{\circ}C-1.27MPa} = \frac{1}{\Delta h_{real} * \eta_{mec+ele}} = \frac{1}{511,956 * 0,984} = 7,146 \left[\frac{kg}{kWh} \right]$$

$$h_{salida_{250^{\circ}C-1.27MPa}} = 2931,71 - 511,956 = 2419,75 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$x_{salida_{250^{\circ}C-1.27MPa}} = \frac{2419,75 - 359,86}{2653,5 - 359,86} = 0,898 \cong 90\%$$

$$s_{salida_{250^{\circ}C-1.27MPa}} = 1,1453 + 0,898 * (7,5320 - 1,1453) = 6,8806 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

En el gráfico de la Figura 5.7.3 se puede observar el cambio de entalpía y entropía durante la expansión para los parámetros definitivos en la entrada de la turbina.

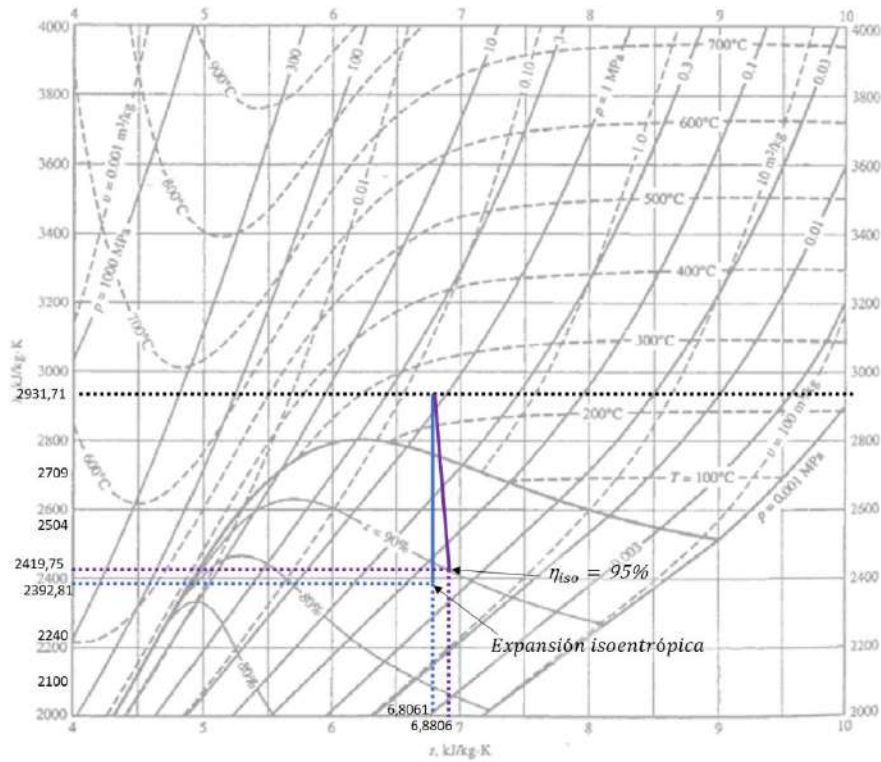


Figura 5.7.3. Cambios de entalpía y entropía en la turbina para las nuevas condiciones del vapor (250°C y 12,7 bar). Fuente: elaboración propia.

De esta forma queda determina completamente el nuevo ciclo, expuesta en la Figura 5.7.4.

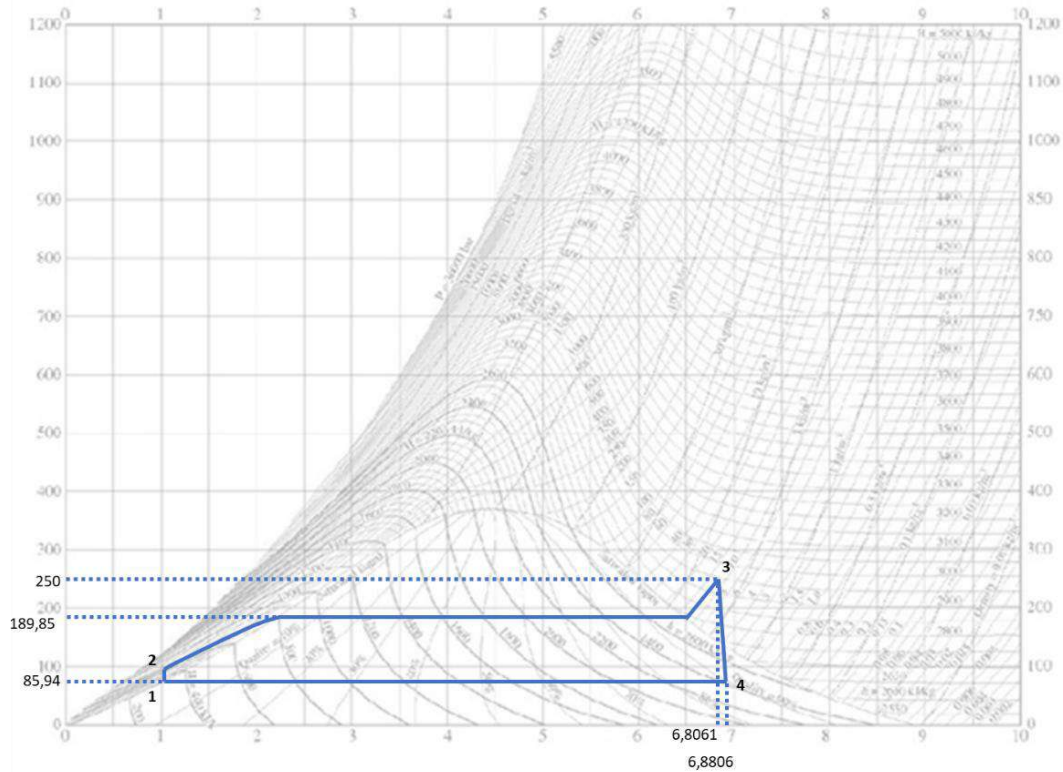


Figura 5.7.4. Ciclo del vapor completo para las nuevas condiciones del vapor (250°C y 12,7 bar). Fuente: elaboración propia.

Finalmente, el calor por unidad de masa de vapor disponible para secar la cascarilla es:

$$\dot{q}_{disponible} = 2419,75 - 359,86 = 2059,89 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \text{ a } 85,94^{\circ}C \text{ del vapor según tabla}$$

Luego se determina el flujo de vapor generado, considerando una eficiencia térmica del 85% para la caldera, valor representativo y razonable para equipos de pequeña escala que operan con biomasa. Si bien existen calderas que pueden alcanzar eficiencias superiores al 90%, se adopta este valor como una postura conservadora, a fin de no sobreestimar el rendimiento del sistema y asegurar un dimensionamiento más realista y seguro:

$$q_{vapor} = PCI(\%14) * \eta_{caldera} * Flujo \text{ cascarilla (Caldera)}$$

$$q_{vapor_{t.alta}} = 6,16 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * 0,85 * 5,85 \left[\frac{kg}{h} \right] = 30,9 [kW]$$

$$q_{vapor_{t.baja}} = 6,216 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * 0,85 * 3,15 \left[\frac{kg}{h} \right] = 16,64 [kW]$$

Luego:

$$Flujo \text{ vapor} = \frac{q_{vapor}}{h_{salida} - h_{entrada}} = \frac{q_{vapor}}{\Delta h_{2 \rightarrow 3}}$$

Mediante los gráficos expuestos en la Figura 5.7.5 se puede determinar la entalpía que posee el agua a la entrada de la caldera, sabiendo la presión y la temperatura en dicho punto.

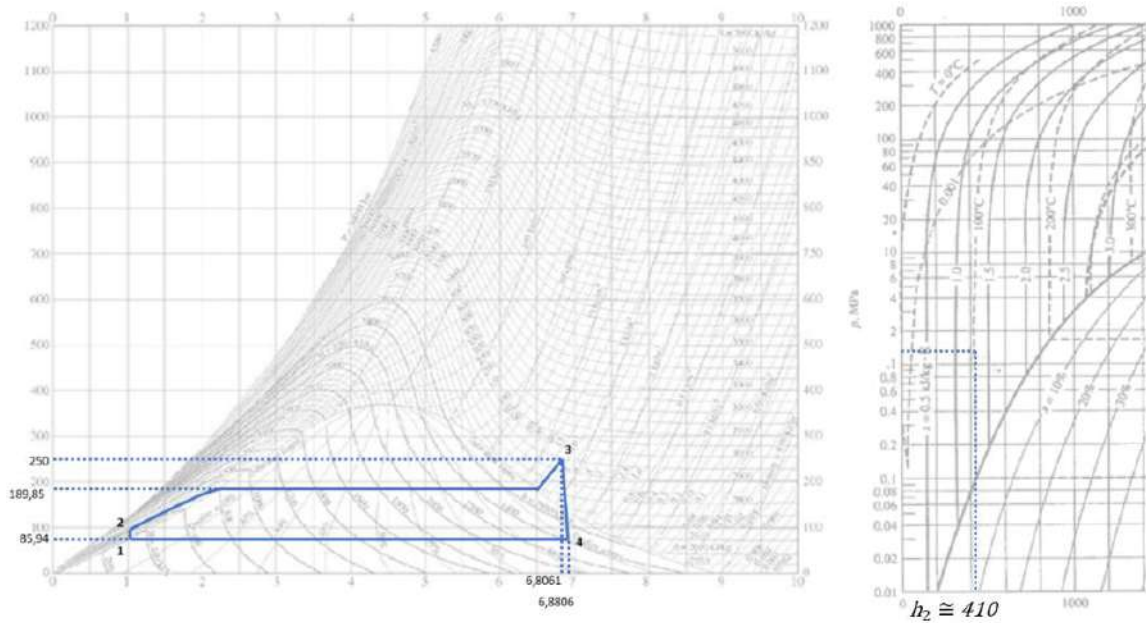


Figura 5.7.5. Definición de la entalpía del agua en la entrada de la caldera, aproximadamente a 100 °C y 12,7 bar. Fuente: elaboración propia.

$$h_3 = 2931,71 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; h_2 = 410 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \Rightarrow \Delta h_{2 \rightarrow 3} = 2521,71 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 0,7 \left[\frac{kWh}{kg} \right]$$

$$Flujo\ vapor_{t.alta} = \frac{30,9[kW]}{0,71 \left[\frac{kWh}{kg} \right]} = 44,1 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$Flujo\ vapor_{t.baja} = \frac{16,6[kW]}{0,71 \left[\frac{kWh}{kg} \right]} = 23,8 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Finalmente, teniendo los flujos de vapor generados y el consumo específico recalculado de la turbina se obtiene la potencia generada para los nuevos parámetros:

$$Pot. Gen [kW] = \frac{Flujo\ vapor \left[\frac{kg}{h} \right]}{Consumo \left[\frac{kg}{kWh} \right]}$$

$$Pot. Gen_{t.alta} = \frac{44,1 \left[\frac{kg}{h} \right]}{7,146 \left[\frac{kg}{kWh} \right]} = 6,17[kW]$$

$$Pot. Gen_{t.baja} = \frac{23,8 \left[\frac{kg}{h} \right]}{7,146 \left[\frac{kg}{kWh} \right]} = 3,32[kW]$$

5.7.3 Cálculo y diseño del secador de cascarilla

Como ya se comentó con anterioridad, la cascarilla debe contener un porcentaje máximo de humedad para poder ser utilizada en la conformación de pellets. Para ello se planteó el diseño de un secador en formato de cinta transportadora, que, en función del ciclo de vapor y del ensayo de secado descrito en el Anexo V, opere bajo las siguientes consideraciones:

- Altura máxima de cascarilla $\cong 5$ mm
- Tiempo de secado ≥ 33 min
- Flujo forzado mínimo para evacuar la humedad extraída. Se propone una velocidad de aire de 2 m/s
- Temperatura ambiente: 25°C
- Temperatura del aire circundante para secado: 80°C
- Flujo másico máximo de cascarilla: 7,74 kg/h
- Con el objetivo de llevar el aire a la temperatura necesaria para el secado, se decide diseñar una precámara.
- Para lograr el tiempo de secado, se decide diseñar un recinto donde circule la cascarilla en una cinta transportadora.
- En función de la cantidad de calor necesaria para el proceso de secado, se plantea que el propio secador actúe también como condensador de vapor, aprovechando así el calor latente de condensación como fuente térmica principal. Sin embargo, en caso de que la transferencia de calor dentro del secador no sea suficiente para condensar completamente el vapor, se contempla el diseño de un circuito auxiliar que deriva parte del flujo hacia una cámara de condensación, estructuralmente similar a la precámara, donde se completa la condensación. En caso de que sea excesivo el calor necesario a evacuar para completar la condensación, se utilizará un condensador de casco y tubo estándar.

Bajo estas observaciones, se desarrolló el diseño de un sistema de secado, el cual se detalla en el Anexo VII. En dicho anexo se presentan las demandas térmicas a contemplar y las condiciones de operación. Se dimensiona y se seleccionan los materiales para la precámara, túnel de secado, los tubos por donde circula el vapor, los forzadores de aire, la cinta transportadora y demás componentes. Además, se realiza un balance térmico completo para dos escenarios (temporada alta y baja de producción) y se estima el consumo eléctrico del sistema.

En resumen, el diseño del secador contempla una precámara de calentamiento de aire, un túnel de secado y, únicamente en caso de excedente térmico, una cámara de condensación de vapor residual. La cascarilla se transporta en una capa delgada de 5 mm sobre una cinta de fibra de vidrio mallada de 2 m de ancho y 6,5 m de largo, con una velocidad ajustada para asegurar un tiempo de residencia de 33 minutos. El aire de secado se lleva a 80 °C mediante un sistema de forzadores y tubos aleteados, para luego ponerse en contacto con la cascarilla de café, reduciendo su humedad desde un 35% a un 14%. El balance térmico revela que en temporada baja la potencia calórica disponible (13,6 kW) es prácticamente igual a la demanda (13,5 kW), por lo que no se requiere condensación adicional. En cambio, en temporada alta, con un remanente térmico de hasta 11,2 kW, parte del vapor es derivado a la cámara de condensación para asegurar el retorno en fase líquida a la caldera. El consumo

eléctrico del sistema asciende a 0,29 kW, debido a los forzadores de aire y los motores eléctricos para mover la cinta.

5.7.4 Selección de peletizadora

Para la correcta selección de la peletizadora, es fundamental considerar que esta se encuentra ubicada a continuación del sistema de secado. Por lo tanto, deben tomarse como referencia los flujos máxicos de cascarilla ya seca, es decir, posteriores a la salida del secador.

$$\dot{m}_{t.alta} = 5,85 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\dot{m}_{t.baja} = 3,15 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Además, no se requiere la incorporación de una trituradora previa, dado que la cascarilla de café utilizada en el sistema ya se encuentra suficientemente triturada desde origen, lo que permite alimentar directamente la unidad de peletizado sin necesidad de acondicionamiento adicional.

Sin embargo, no se encuentran en el mercado peletizadoras con capacidades de producción tan bajas, que mantengan una relación costo-beneficio razonable. Las pocas opciones disponibles para estos caudales son modelos de mesa o de uso experimental, cuya construcción, prestaciones y confiabilidad no se alinean con la escala y seriedad del proyecto planteado. Por este motivo, se optó por incorporar una peletizadora de mayor tamaño, lo que además brinda la ventaja de permitir, en caso de que aumente la producción de Cabrales, continuar el proceso sin necesidad de reemplazar el equipo por falta de capacidad instalada.

De esta forma, se seleccionó la peletizadora fabricada por Shuangfeng Nongjieli Agricultural Machinery Sales Co., con una capacidad nominal de 200 kg/h. Dado su elevado caudal, se plantea su operación en ciclos reducidos: aproximadamente una hora por día durante la temporada alta y media hora en temporada baja. Para garantizar la continuidad del sistema, se prevé la incorporación de una tolva de almacenamiento con capacidad suficiente para acumular la cascarilla producida durante el día, permitiendo así una operación intermitente pero eficiente del equipo de peletizado. Otra posibilidad sería una utilización con frecuencia semanal, pero esta opción se descartó puesto que implicaría un mayor control de la humedad de la cascarilla generada, hasta el momento del peletizado.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es que la peletizadora seleccionada cuenta con un motor eléctrico de 3 kW. Si bien este valor puede parecer elevado en comparación con otros consumos del sistema, su impacto en la potencia equivalente diaria se ve notablemente reducido debido al carácter intermitente de su funcionamiento. Al tratarse de un equipo que opera sólo una fracción del día (entre media y una hora según la temporada) y considerando que el resto del sistema (turbina y generador) opera de forma continua, la potencia equivalente atribuible al peletizado durante un ciclo completo de 24 horas resulta significativamente menor, sin comprometer la eficiencia ni la autonomía del conjunto.

5.7.5 Selección de bomba

Para la selección de la bomba de agua, se tuvieron en cuenta las condiciones definidas por la turbina de vapor, específicamente las presiones de entrada y salida del ciclo térmico. Además de las presiones, otro parámetro clave considerado fue la diferencia de presión entre ambas etapas, ya que define el trabajo que debe realizar la bomba. También se tuvo en cuenta el caudal necesario de agua para alimentar adecuadamente a la caldera, en función del régimen de producción de vapor del sistema.

$$P_{Salida Bomba} \geq 12,7 [bar]$$

$$P_{Entrada Bomba} = 0,6 [bar]$$

$$\Delta P = 12,1 [bar]$$

$$Q = \frac{\dot{m}_{m\acute{a}x vapor}}{\rho_{agua}} = \frac{\dot{m}_{vapor t.alta}}{\rho_{agua}} = \frac{44,1 \left[\frac{kg}{h} \right]}{1 \left[\frac{kg}{L} \right]} = 44,1 \left[\frac{L}{h} \right] = 0,735 \left[\frac{L}{min} \right]$$

En función de todos los parámetros mencionados, se optó por la selección de la bomba 1DX03ELS.MIST del fabricante CATPUMPS, la cual trabaja con un caudal de 1,14 L/min y una presión máxima de 85 bar. Esta bomba resulta adecuada para cubrir la diferencia de presión del sistema y el caudal requerido por la caldera. Su consumo eléctrico es de aproximadamente 0,18 kW, y su ficha técnica puede consultarse en el anexo correspondiente a catálogos de equipos.

5.7.6 Balance operativo y energético

En la presente subsección se analiza la capacidad ociosa y el grado de ocupación de cada uno de los equipos que conforman el sistema, con el objetivo de identificar sobredimensionamientos o, por el contrario, equipos que trabajan cerca de su límite operativo. Esta información resulta fundamental para proyectar escenarios de crecimiento, como podría ser un aumento en la generación de electricidad a partir de un incremento en la producción o por la incorporación de otros insumos biomásicos como combustible. En tal sentido, se busca determinar qué componentes del sistema podrían quedar limitados en su capacidad actual, y cuáles requerirían ser redimensionados o directamente reemplazados para acompañar un aumento en la escala del proceso.

A fin de poder determinar con precisión la potencia neta generada por el sistema, se releva la potencia eléctrica consumida por los distintos equipos auxiliares involucrados en el proceso. Se considera tanto la demanda eléctrica de cada equipo como su régimen de uso diario estimado, permitiendo así calcular el consumo total asociado al funcionamiento continuo del sistema. Esto permite establecer con mayor exactitud la energía efectivamente disponible para el usuario, sino que también posibilita identificar eventuales oportunidades de optimización energética.

5.7.6.1 Capacidad ociosa y ocupación

Habiendo determinado los puntos de operación de cada equipo y sabiendo su capacidad nominal, se calcula la capacidad ociosa y su complementario, la ocupación.

Turbina y Caldera

$$\text{Flujo máximo: } 200 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

- Para temporada alta:

$$\text{Flujo vapor}_{t.alta} = 44,1 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\text{Ocupación}_{t.alta} = \frac{44,1}{200} * 100\% = 22,05\% ; \text{Cap. Ociosa}_{t.alta} = 77,95\%$$

- Para temporada baja:

$$\text{Flujo vapor}_{t.baja} = 23,8 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\text{Ocupación}_{t.baja} = \frac{23,8}{200} * 100\% = 11,9\% ; \text{Cap. Ociosa}_{t.baja} = 88,1\%$$

Si bien es algo poco habitual, y hasta podría parecer raro que una turbina de vapor funcione de forma continua con una carga tan baja como el 12% de su potencia nominal, en este caso existe un respaldo en la información provista por el fabricante. En la ficha técnica de la turbina N0.03-1.27 expuesta en el Anexo VI se indica un rango de potencia operativa entre 1 y 30 kW. Esto sugiere que el equipo está diseñado para admitir un funcionamiento estable en un amplio rango de cargas, sin que ello implique necesariamente que el rendimiento sea el óptimo en dichas condiciones.

Este comportamiento se ha observado en turbinas de pequeña escala donde el diseño del conjunto (álabes, boquillas y sistemas de control) busca ofrecer una flexibilidad operativa frente a variaciones en el caudal de vapor [45]. En estos equipos, el diseño suele centrarse en la estabilidad operativa y el rango de operación, a costa de la eficiencia máxima.

Distintas fuentes respaldan que las turbinas pueden operar por debajo de su capacidad nominal, siempre que se mantengan las condiciones térmicas y de lubricación adecuadas [45][46]. No obstante, operar a cargas parciales muy debajo de la nominal implica ciertas limitaciones técnicas relevantes:

- Disminución de la eficiencia isentrópica debido al flujo de vapor reducido.
- Riesgo de inestabilidades térmicas.
- Condensación parcial si la temperatura de entrada cae por debajo del punto de saturación.
- Mayo desgaste relativo en sellos y cojinetes por variaciones de presión y velocidad [46].

Es importante destacar que este no es un escenario ideal y podría construir un desafío técnico o incluso el impedimento para la implementación de la planta de microgeneración. Sin embargo, al tratarse de un estudio de prefactibilidad, se continuará con el análisis económico para evaluar que tan factible resulta el proyecto y justificar, en caso positivo, estudios posteriores más detallados sobre el desempeño de la turbina a carga parcial.

Secador

A efectos de facilitar el análisis del sistema de secado, se decidió dividir el secador en dos subsistemas principales: por un lado, el conjunto formado por el túnel de secado y la cámara de calentamiento de aire, y por otro, la cámara de condensación. Entonces:

Túnel de secado + cámara de calentamiento de aire:

La variable limitante del túnel de secado es la altura de la cascarilla, que se impuso que no sobrepase los 5 mm, por lo que su capacidad estará dada por esto. Luego:

$$Altura\ casc_{m\acute{a}xima} = 5 [mm]$$

- Para temporada alta:

$$Altura\ casc_{t.alta} = 4,6 [mm]$$

$$Ocupaci\acute{o}n_{t.alta} = \frac{4,6}{5} * 100\% = 92\%; Cap.Ociosa_{t.alta} = 8\%$$

- Para temporada baja:

$$Altura\ casc_{t.baja} = 2,5 [mm]$$

$$Ocupaci\acute{o}n_{t.baja} = \frac{2,5}{5} * 100\% = 50\%; Cap.Ociosa_{t.baja} = 50\%$$

Cámara de condensación

Con respecto a la cámara de condensación, fue dimensionada con las variables del sistema, con la superficie de intercambio mínima para poder disipar el calor remanente del ciclo, por lo que se podría decir que:

- Para temporada alta:

$$Ocupaci\acute{o}n_{t.alta} = 100\%; Cap.Ociosa_{t.alta} = 0\%$$

- Para temporada baja:

$$Ocupaci\acute{o}n_{t.baja} = 0\%; Cap.Ociosa_{t.baja} = 100\%$$

Se tomará como ocupación del secador la parte que resulte mayor para cada temporada, por lo que resulta 100% en temporada alta y 50% en temporada baja

Peletizadora

$$\text{Flujo pelets máximo: } 200 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

- Para temporada alta:

$$\text{Flujo casc}_{t.alta} = 5,85 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\text{Ocupación}_{t.alta} = \frac{5,85}{200} * 100\% = 2,93\%; \text{ Cap. Ociosa}_{t.alta} = 97,07\%$$

- Para temporada baja:

$$\text{Flujo casc}_{t.baja} = 3,15 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\text{Ocupación}_{t.baja} = \frac{3,15}{200} * 100\% = 1,58\%; \text{ Cap. Ociosa}_{t.baja} = 98,42\%$$

Bomba

$$v_{liq \text{ sat a } 0.06MPA} = 1,0331 * 10^{-3} [m^3/kg] = 1,0331 [l/kg]$$

$$\text{Caudal vol vapor}_{máximo} = 1,14 \left[\frac{l}{min} \right] \Rightarrow \text{Flujo}_{máximo} = \frac{1,14}{1,0331} * 60 = 66,21 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

- Para temporada alta:

$$\text{Flujo vapor}_{t.alta} = 44,1 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\text{Ocupación}_{t.alta} = \frac{44,1}{66,21} * 100\% = 66,61\%; \text{ Cap. Ociosa}_{t.alta} = 33,39\%$$

- Para temporada baja:

$$\text{Flujo vapor}_{t.baja} = 23,8 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\text{Ocupación}_{t.baja} = \frac{23,8}{66,21} * 100\% = 35,95\%; \text{ Cap. Ociosa}_{t.baja} = 64,05\%$$

En la Tabla 5.7.1 se puede observar un resumen de la capacidad ociosa y ocupación de cada componente:

Tabla 5.7.1. Capacidad ociosa y ocupación de los distintos equipos del sistema, para la temporada alta y baja.
 Fuente: elaboración propia.

Temporada	Alta		Baja	
	Ocupación	Cap. Ociosa	Ocupación	Cap. Ociosa
Turbina	22,05%	77,95%	11,90%	88,10%
Caldera	22,05%	77,95%	11,90%	88,10%
Secador (túnel)	100,00%	0,00%	50,00%	50,00%
Peletizadora	2,93%	97,08%	1,58%	98,43%
Bomba	66,61%	33,39%	35,95%	64,05%

5.7.6.2 Consumo eléctrico

En base a la potencia eléctrica consumida por cada equipo y su régimen de uso diario, se determina la demanda total del sistema. Esto permite calcular con mayor precisión la potencia eléctrica neta generada por el conjunto. Es importante recordar que el sistema estará generado las 24 hs, por lo que la energía consumida por cada equipo se debe referenciar a dicho tiempo de funcionamiento.

Dado que las potencias consumidas son bastante inferiores a las potencias generadas, no se hará una distinción entre temporadas. Se tendrá en cuenta los flujos del peor caso, es decir, la temporada alta.

Caldera

Como se comentó en su correspondiente sección, se precisa un forzador de aire para garantizar la evacuación correcta de los gases de escape, con un caudal mínimo de 343 m³/h. Se decidió utilizar el mismo forzador que se utilizó en el diseño del secador de cascarilla, el consume una potencia de 0,05 kW.

Secador

En el Anexo VII se encuentra descrito el consumo eléctrico de los motores para mover la cinta, de los forzadores de aire, y de distintos componentes auxiliares de control. En total la potencia eléctrica consumida por el secador es de 0,29 kW.

Peletizadora

La peletizadora seleccionada posee un consumo de 3 kW, y su capacidad es de 200 kg/h por lo cual no será utilizada las 24 hs. Por ello se planteó un uso de aproximadamente 1 hora por día, con la posibilidad de acumular cascarilla en la entrada de la peletizadora mediante una tolva. En este sentido:

$$\text{Energía consumida}_{\text{peletizadora}} = 3 \text{ [kW]} * 1 \text{ [h]} = 3 \text{ [kWh]}$$

$$\text{Potencia equiv. en 24 hs}_{\text{peletizadora}} = \frac{3 \text{ [kWh]}}{24 \text{ [h]}} = 0,125 \text{ [kW]}$$

Bomba

Debido a que la bomba se utiliza en valores cercanos a los nominales, no se recalculará la potencia consumida, y se utilizará la potencia nominal, es decir, 0,18 kW.

En la Tabla 5.7.2 se puede observar un resumen de la potencia consumida por cada componente:

Tabla 5.7.2. Potencia eléctrica equivalente (24 horas de uso) consumida por los equipos que componen el sistema. Fuente: elaboración propia.

Equipo	Potencia consumida [kW]	Tiempo de uso diario [h]	Pot. equiv. en 24 hs [kW]
Bomba	0,18	24	0,18
Secador	0,29	24	0,29
Peletizadora	3	1	0,125
Turbina	0	24	0
Caldera	0,05	24	0,05
TOTAL			0,645

5.8 Comentarios finales y resumen del capítulo

- Como ensayos a realizar, por la posibilidad de realización y la potencialidad que la cascarilla contaba para cada uno, se eligieron el ensayo de potencial metanogénico y el de determinación de poder calorífico, **resultando la combustión directa la tecnología más conveniente.**
- Para mejorar la eficiencia de la combustión se decidió realizar un **peletizado previo.**
- Como tecnología para generación de energía eléctrica se eligió un **ciclo Rankine cerrado.**
- Dado que para realizar la peletización es necesario realizar un secado previo. Se propone reemplazar al condensador típico del ciclo por un secador de cascarilla, utilizando el calor remanente para este fin. Mediante un ensayo de secado se pudo ver que sería posible para el caso de la turbina **N0.03-1.27.**
- Se presentaron problemas en la búsqueda de turbinas de vapor de baja potencia que no tengan una eficiencia pobre. La turbina más chica que se encontró de alta eficiencia entrega una potencia eléctrica máxima de 30kW, unas 5 veces más que la que se puede entregar con el volumen de cascarilla disponible mediante un funcionamiento continuo.
- También se presentaron problemas en la búsqueda de calderas que sean aptas para llevar al vapor al punto de operación que la turbina requiere. Se planteó una caldera teórica que opere con las condiciones de la caldera comercial ATC 90 DH, pero con un caudal de vapor más bajo. En la práctica implicaría mandar a fabricar una caldera especial o una búsqueda más exhaustiva de las calderas que se encuentran en mercado.

- Con respecto a la peletizadora, no se encontraron equipos que procesen un caudal de cascarilla tan bajo. Se decidió utilizar una peletizadora comercial que procese un caudal mayor, con un consumo eléctrico mayor, pero que funcione por un período de tiempo corto al día.
- En base a los puntos anteriores se empieza a gestar la idea de que hay una limitación tecnológica en torno a la generación a pequeña escala.
- En el final del capítulo se determina la ocupación en temporada baja y alta de cada uno de los equipos. Se puede ver que la turbina y la caldera tienen una ocupación muy baja, llegando a un 11,9% como el peor caso. Esto habla de la limitación tecnológica mencionada, puesto que no solo puede implicar en la práctica una reducción considerable de la performance del equipo sino incluso la inviabilidad del sistema. Como estudio de prefactibilidad se decidió seguir con la configuración planteada, considerándola como posible, y en caso que la evaluación económica resulte viable se propone una profundización en el aspecto tecnológico en un posible trabajo futuro.

6 EVALUACIÓN ECONÓMICA

Definidos los equipos y los parámetros técnicos de funcionamiento de todo el sistema, se estudiará su viabilidad económica. En esta sección se presenta una estimación de la inversión fija inicial requerida para la implementación del proyecto, utilizando el método de estimación por factores. Para ello, resulta necesario contar con el costo de los equipos principales que conforman el sistema, los cuales también se detallan en esta sección.

Finalmente, se proponen distintos escenarios alternativos que permiten evaluar cómo ciertas variaciones en las condiciones del proyecto podrían impactar en los costos totales y en la factibilidad económica del sistema.

6.1 Inversión

La inversión total necesaria para la implementación del sistema de valorización energética se compone de dos elementos fundamentales:

- **Inversión fija total (I_{ft})**, que incluye los costos de adquisición de los equipos principales, los gastos asociados a su transporte e instalación, el costo de un hipotético terreno a adquirir y otros componentes indirectos.
- **Capital de trabajo (I_w)**, que representa los recursos necesarios para cubrir las operaciones del sistema durante el arranque, incluyendo la materia prima, los insumos de operación, los gastos iniciales de personal, y otros requerimientos financieros de corto plazo. [47]

Al ser un proyecto de uso interno de la empresa, donde se aprovechan los recursos que ya genera la empresa, es lógico considerar que no hay un capital de trabajo significativo. Por otro lado, el proyecto se instalará en la planta ya existente, por lo que no se adquirirá un nuevo terreno.

Para estimar la inversión fija total del sistema se emplea el método de estimación por factores, que permite extrapolar la inversión fija necesaria para un sistema completo a partir del costo de los equipos principales ya instalados, adicionando factores que representan los costos asociados a instalación, instrumentación, servicios auxiliares, entre otros. A continuación, se detallan los criterios aplicados para la determinación del costo de cada equipo principal.

6.1.1 Determinación de costos de equipos

A continuación, se presenta como se determina el costo de los equipos dependiendo cada caso:

Caso 1: el equipo cumple con las especificaciones necesarias y se dispone del precio del mercado. Este es el caso ideal. Se toma el valor del mercado tal cual es.

Caso 2: el equipo cumple con las especificaciones necesarias, pero no se dispone del precio del mercado. Se busca algún equipo con especificaciones diferentes del que se cuente con el valor del mercado y mediante este se correlaciona al equipo con las especificaciones necesarias usando factores de correlación.

Caso 3: no se encuentra en el mercado un equipo que cumpla con las especificaciones necesarias. Si se trata de algo típico, que por algún motivo no se encuentra algún modelo similar en el mercado, se lo considera como posible y se estima un valor de la misma forma que para el caso 2. Si se trata de un diseño muy personalizado se estima un valor calculando los costos de los elementos principales.

En base a los criterios y casos planteados, se procede a determinar el precio de cada uno de los equipos que componen el sistema de generación.

Turbina de vapor DongTurbo (DTEC) N0.03 – 1.27

Puesto que no se consiguió el precio del mercado se estimó el mismo mediante una correlación de costo-capacidad.

Para la estimación del costo de la turbina de vapor seleccionada se recurrió, en primer lugar, al contacto directo con la empresa DTEC, a través del cual se obtuvieron cotizaciones formales correspondientes a los modelos N0.05-1.25 y N0.02-1.0. Además, se complementó esta información con el precio de mercado disponible en línea para el modelo N0.05-0.7. Estos y otros datos de interés se encuentran en la Tabla 6.1.1 y sirvieron como base para aplicar el método de correlación costo-capacidad. La documentación respaldatoria, incluyendo cotizaciones y direcciones web, se encuentra disponible en el Anexo VIII: Cotizaciones y costo de equipos.

Tabla 6.1.1. Costos de distintos modelos de turbinas para realizar una relación costo-capacidad. Fuente: elaboración propia.

Marca	Modelo	Capacidad [kW]	Precio (USD)	Tipo
DTEC	N0.05-0.7	50	35000	Simple-etapa
DTEC	N0.05-1.25	50	42500	Multietapa
DTEC	N0.02-1.0	20	30500	Simple-etapa

La correlación costo-capacidad relaciona el costo de un equipo del cual se conoce su capacidad mediante el costo de un equipo de características similares con una capacidad diferente. Esto se hace mediante el factor costo-capacidad que depende del tipo de equipos:

$$\text{Inversión para la capacidad } Q_A = \text{Inversión para la capacidad } Q_B * \left(\frac{Q_A}{Q_B}\right)^x$$

Siendo:

- x : el factor costo-capacidad.
- Q_x : la capacidad del equipo “ x ”

Si se conociera el factor costo capacidad para turbinas multietapas podría calcularse el costo del modelo N0.03-1.27 (el seleccionado para este proyecto) a partir de la capacidad del modelo N0.05-1.25 (turbina multietapa de 50 kW). Dado que no se conoce este factor, se debe estimarlo. Se propone tomar el dato de la turbina N0.05-0.7 (simple etapa) para ver qué relación de precios hay entre una multietapa y una simple-etapa de la misma potencia, y así estimar cuánto saldría una turbina de 20 kW multietapa:

$$\text{Costo}_{\text{turbina multietapa } 20\text{kW}} = \text{Relación}_{\text{multietapa/simple-etapa}} * \text{Costo}_{\text{N0.02-1.0}}$$

$$\text{Relación}_{\text{multietapa/simple-etapa}} = \frac{\text{Costo}_{\text{N0.05-1.25}}}{\text{Costo}_{\text{N0.05-0.7}}} = \frac{42500}{35000} = 1,214$$

Entonces, se toma como primera correlación que una turbina multietapa cuesta un 21,4% más que una simple-etapa, para la misma capacidad. En base a esto, una turbina de 20kW multietapa costaría:

$$\text{Costo}_{\text{turbina multietapa } 20\text{kW}} [\text{USD}] = 1,214 * 30500 = 37035,7 [\text{USD}]$$

Sabiendo el costo de una turbina de 20 kW multietapa y una de 50 kW del mismo tipo se procede a calcular el factor costo capacidad para este tipo de turbinas:

$$37035,7 = 42500 * \left(\frac{20}{50}\right)^x$$

$$x = 0,15$$

Finalmente, estimado el factor costo-capacidad, se procede a calcular el costo de la turbina N0.03-1.27, utilizando los datos de la turbina N0.05-1.25 de 50 kW:

$$\text{Costo}_{\text{N0.03-1.27}} = 42500 * \left(\frac{30}{50}\right)^{0,15} = 39361,2 [\text{USD}]$$

Caldera de vapor

Como se mencionó anteriormente, debido a la dificultad de encontrar una caldera que cumpla exactamente con las condiciones requeridas para el sistema, se optó por trabajar con un modelo teórico basado en las características de la caldera ATC 90 DH, pero que tenga un caudal de vapor ajustado a la capacidad nominal de la turbina (200 kg/h). Debido a que es un modelo teórico, no disponible en el mercado, se debe estimar el precio en función de otra caldera de costo conocido y factores de correlación adecuado. En este contexto, y tras mantener contacto con la empresa TGBoiler, perteneciente al fabricante chino Henan Taiguo Boiler Manufacturing Company, se obtuvo la cotización y las especificaciones técnicas del

modelo LHG0.7-1.0-SCI. La información detallada se encuentra en el Anexo VIII. Sus características principales son:

- Caudal máximo de vapor: 700 kg/h
- Pn: 10 bar
- Tmax: 184 °C
- Precio: 15300 USD

Por su parte, las características del modelo teórico planteado para el sistema son:

- Caudal máximo de vapor: 200 kg/h
- Pn: 17 bar
- Tmax: 250 °C

Vemos que existen diferencias en la presión, temperatura y caudal, por lo que se utilizarán factores de correlación de estas características para estimar el precio de la caldera deseada.

- **Factor de correlación por presión**

Mediante los datos que brinda la Figura 6.1.1, se calculó el factor para relacionar la presión y el costo. Si bien el autor plantea la correlación para intercambiadores de calor, se considerará válida para nuestro caso.

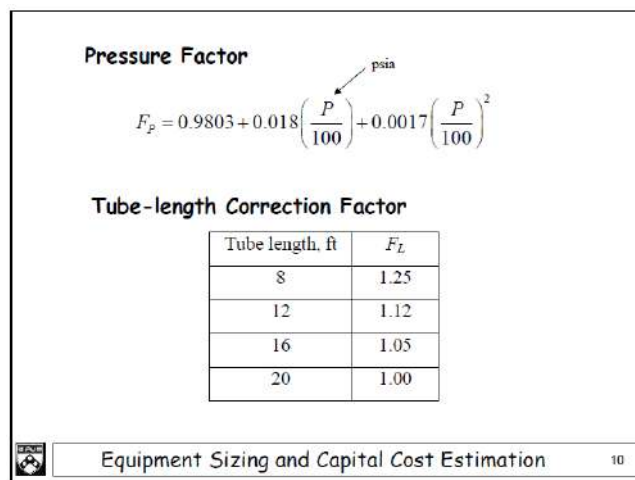


Figura 6.1.1. Método de cálculo para el factor de correlación por presión. Fuente: *Equipment Sizing and Capital Cost Estimation (Warren D. Seider) [48]*

$$F_{P(10bar=154.038psi)} = 0,9803 + 0,018 * \left(\frac{154,038}{100} \right) + 0,0017 * \left(\frac{154,038}{100} \right)^2 = 1,00998$$

$$F_{P(13bar=246.565psi)} = 0,9803 + 0,018 * \left(\frac{246,565}{100} \right) + 0,0017 * \left(\frac{246,565}{100} \right)^2 = 1,035$$

Luego:

$$C_P = \frac{F_{P(13bar=188,5494psi)}}{F_{P(10bar=154,038psi)}} = \frac{1,02}{1,035} = 1,025$$

- **Factor de correlación por temperatura**

La Tabla 6.1.2 permite establecer una relación entre los costos de equipos diseñados para operar a diferentes temperaturas, a través de factores de correlación típicos que ajustan el valor en función de este parámetro.

Tabla 6.1.2. Factores típicos de costo de capital en función de la temperatura de diseño. Fuente: *Chemical Process Design and Integration (Robin Smith) [49]*

Design temperature (°C)	Correction factor f_T
0–100	1.0
300	1.6
500	2.1

Adoptando una postura conservadora, se le asignó $f_T = 1,0$ a la caldera LHG0.7-1.0-SCI (184 °C). En cambio, al modelo teórico de caldera que opera a 250 °C se le asignó $f_T = 1,6$. A partir de la relación entre ambos valores, se determina el factor de corrección por temperatura aplicable a la caldera en estudio, resultando:

$$C_T \cong 1,6$$

- **Factor de correlación por caudal de vapor**

Para la corrección del costo en función del caudal de vapor se utilizará la misma dinámica que para la turbina: utilizar el factor costo capacidad. Para este caso se adoptará un factor costo-capacidad típico para calderas, el cual se puede observar en la Figura 6.1.2.

PROCESS EQUIPMENT SIZE EXPONENT (N) - TABLE 1		
EQUIPMENT NAME	UNIT	SIZE EXPONENT (N)
Agitator, propeller	Hp	0.50
Agitator, turbine	Hp	0.30
Air compressor, single stage	cfm	0.67
Air compressor, multiple stage	cfm	0.75
Air dryer	cfm	0.56
Boiler, industrial, all sizes	lb/hr	0.50
Boiler, package	lb/hr	0.72
Centrifuge, horizontal basket	dia (inches)	1.72
Centrifuge, solid bowl	dia (inches)	1.00
Conveyor, belt	feet	0.65
Conveyor, bucket	feet	0.77
Conveyor, screw	feet	0.76
Conveyor, vibrating	feet	0.87
Crystallizer, growth	ton/day	0.65
Crystallizer, forced circulation	ton/day	0.55
Crystallizer, batch	gallons	0.70

Figura 6.1.2. Factor costo-capacidad típico para distintos equipos industriales. Fuente: Process Equipment Cost Estimating by Ratio and Proportion (Randall W. Whitesides) [50]

Luego:

$$C_c = \left(\frac{Q_A}{Q_B}\right)^x = \left(\frac{200}{700}\right)^{0,5} = 0,535$$

Finalmente, el costo de la caldera teórica (200 kg/h, 250 °C y 13 bar) se obtiene multiplicando el costo de la caldera LHG0.7-1.0-SCI, cuyo precio es conocido, por los distintos factores de corrección.

$$Costo_{caldera} = C_P * C_T * C_c * Costo_{LHG0.7-1.0-SCI} = 1,025 * 1,6 * 0,535 * 15300$$

$$Costo_{caldera} = 13409,44 [USD]$$

Secador de cascarilla

Para la determinación del costo del sistema de secado de cascarilla, dado que se trata de un diseño personalizado y hecho a medida, se optó por estimar el valor total a partir del precio individual de cada uno de los componentes principales (como el motor, la cinta transportadora, entre otros). Las direcciones web de cada uno de estos elementos pueden consultarse en el Anexo VIII.

La Tabla 6.1.3 presenta los distintos componentes del sistema, junto con su costo al 01/08/2025.

Tabla 6.1.3. Detalle de componentes y sus costos, para el secador de cascarilla (al 01/08/2025). Fuente: elaboración propia.

Reductores y motorreductores	Precio (USD)
Reductor (1:15)	112,61
Motorreductor (1:20)	184,30
Costo reductor y motorreductor (x2)	593,81
Rodillos	Precio (USD)
Costo unitario rodillos	10,50
Costo rodillos (x8)	84,00
Banda	Precio (USD)
Costo por m2 cinta	9,53
Costo cinta (26,125m²)	248,98
Caños	Precio (USD)
Caño 3/8" x metro	18,62
Costo Total caños (109 metros)	2029,32
Colector y accesorios	+10%
Costo caños + accesorios	2232,26
Extractores	Precio (USD)
Extractor 550m3/h	54,61
Costo extractores (x2)	109,23

Por su parte, la Tabla 6.1.4 presenta el precio total estimado del sistema, considerando los componentes principales, un adicional por elementos complementarios y el costo de mano de obra.

Tabla 6.1.4. Estimación del costo total del secador de cascarilla. Fuente: elaboración propia.

Componente	Precio (USD)
Total, elementos principales	3268,27
Estructura, aislación, tolva entrada, etc(40% de los elementos principales)	1307,31
Total, s/mano de obra	4575,58
Mano de obra (50% del total)	4575,58
Costo total	9151,16

Bomba

Para el caso de la bomba se obtuvo un modelo que satisface con las características necesarias, y si bien no fue posible conseguir el valor de mercado, se halló el costo de una muy similar, de la misma marca, con un caudal nominal un poco mayor. Se consideró que esta no es una variable que modifique sustancialmente el costo del equipo, por lo que la bomba a utilizar tendrá un costo similar, o un poco menor.

Se toma como referencia el valor de mercado de la bomba de émbolo modelo 2SF10ES de la marca CATPUMPS, con un precio de **USD 844**, cuya fuente puede consultarse en el Anexo VII. No obstante, la bomba finalmente seleccionada es el modelo 1DX03ELS.MIST. En el Anexo VIII se incluye su hoja de datos y el costo considerado para dicha bomba.

Peletizadora

La peletizadora considerada viable, fabricada por Shuangfeng Nongjieli Agricultural Machinery Sales Company, fue seleccionada relacionando una capacidad mínima compatible con el requerimiento del sistema y un precio comercial razonable. Su hoja de datos y precio, de **USD 122,4**, pueden consultarse en el Anexo VIII.

Costo total de los equipos

Finalmente, el costo total estimado de los equipos principales involucrados en el sistema es de:

$$\text{Costo}_{tot} = (\text{Costo}_{turbina} + \text{Costo}_{caldera} + \text{Costo}_{secador} + \text{Costo}_{bomba} + \text{Costo}_{peletizadora})$$

$$\text{Costo}_{tot} = (39361,2 + 13409,4 + 9151,16 + 884 + 122,4) = \mathbf{62365,7[USD]}$$

6.1.2 Costos asociados a la adquisición e instalación de equipos

Además del costo bruto de los equipos, es necesario considerar una serie de gastos asociados que impactan en la inversión total del proyecto. Entre ellos se incluyen los costos de envío y seguro internacional (CIF), aranceles de importación, impuestos como el IVA, y los costos de instalación. En esta sección se detallan estos conceptos, con sus respectivos valores y justificaciones, a fin de obtener un valor más realista del costo total de adquisición e instalación de los equipos.

Costo de envío y seguro de productos importados (CIF)

Los productos importados tienen un valor publicado de FOB (Free On Board), lo que implica que el precio incluye únicamente la entrega del equipo en el puerto de origen, sin contemplar los costos de transporte ni el seguro hasta el destino final. Para obtener el costo total bajo la modalidad CIF (Cost, Insurance, and Freight), se considera habitualmente un incremento del 10 % sobre el valor FOB [51]. Para nuestro caso consideramos como productos importados a la turbina y la caldera. Si bien la peletizadora y la bomba también se evaluaron a partir de referencias internacionales, se trata de equipos relativamente simples que podrían ser fabricados localmente, por lo que no se les aplica este ajuste. Luego los costos de seguro y envío asociados a los productos importados resultan:

$$\text{Envío} + \text{seguro}_{turbina \text{ y } caldera} = (39361,2 + 13409,44) * 0,1 = \mathbf{5277,1 [USD]}$$

Impuesto al valor agregado (IVA)

El IVA aplicable a este tipo de productos en Argentina es del 21%. Sin embargo, los proyectos de generación en base a energías pueden acceder a la devolución del IVA conforme a lo establecido en la Ley 27.191 [52], siempre que se cumplan ciertos requisitos. Dado que este proyecto podría encuadrarse dentro de los beneficiados, y suponiendo que se gestionen correctamente los trámites correspondientes, no se contempla el valor del IVA en el análisis de costos.

Aranceles de importación

Al igual que para el caso del IVA, uno de los beneficios que otorga la Ley 27.191 para los proyectos de energías renovables es la extinción del costo de aranceles de importación.

Costo de instalación

El costo de instalación suele considerarse entre un 20 y un 55% del costo de los equipos [47]. Para el caso de los equipos de origen nacional, se considera un 20%. Por otro lado, para los equipos importados (caldera y la turbina) se debe contar con la presencia en sitio de personal del fabricante, para garantizar que la instalación se realice de forma correcta para validar la garantía, lo que implica costos de instalación mayores. Se considerará el valor medio del intervalo (37,5%). Luego los costos de instalación resultan:

$$\text{Costos instalación[USD]} = 0,375 * (39361,2 + 13409,44) + 0,2 * (8478,6 + 994,0 + 122,4)$$

$$\text{Costos instalación} = \mathbf{21708 [USD]}$$

Costo total de los equipos instalados

El costo total de los equipos instalados, que incluye el valor de los equipos principales junto con los gastos asociados de envío, seguro e instalación, se utiliza como base para la estimación de la inversión fija mediante el método de estimación por factores.

$$\text{Valor equipos instalados[USD]} = \text{Costo}_{\text{equipos}} + \text{Costo}_{\text{envío+seguro}} + \text{Costo}_{\text{instalación}}$$

$$I_{\text{Equipos Instalados}} = 62365,7 + 5277,1 + 21708 = \mathbf{89350,8[USD]}$$

6.1.3 Inversión fija

La inversión fija puede estimarse mediante el método de estimación por factores, el cual se observa a continuación:

$$I_F = I_E * \left(1 + \sum f_i\right) * \left(1 + \sum f_{ii}\right)$$

Donde:

- I_F = inversión fija (sin terreno) del sistema completo
- I_E = valor de los equipos principales instalados
- f_i = factores de multiplicación para la estimación de los componentes de la inversión directa como cañerías, instrumentación, construcciones.
- f_{ii} = factores de multiplicación para la estimación de los componentes de la inversión indirecta como ingeniería y supervisión, contingencias. [47]

Las Tablas 6.1.5 y 6.1.6 enseñan el valor de cada uno de los factores en función de cómo este compuesto el sistema.

Tabla 6.1.5. Factores para la estimación de la inversión directa según el método de factores. Fuente: Apunte de Inversión - Catedra de Ingeniería Económica [47].

Valor del Equipo Instalado de Proceso	IE
Factores experimentales como fracción de IE	
<i>Tuberías de Proceso</i>	f_1
Proceso de sólidos	0.07 - 0.10
Proceso mixto	0.10 - 0.30
Proceso de fluidos	0.30 - 0.60
<i>Instrumentación</i>	f_2
Control poco automatizado	0.02 - 0.05
Control parcialmente automatizado	0.05 - 0.10
Control complejo, centralizado	0.10 - 0.15
<i>Edificios de fabricación</i>	f_3
Construcción abierta	0.05 - 0.20
Construcción semiabierta	0.20 - 0.60
Construcción cerrada	0.60 - 1.00
<i>Plantas de servicios</i>	f_4
Escasa adición a las existentes	0.00 - 0.05
Adición considerable a las existentes	0.05 - 0.25
Plantas de servicios totalmente nuevas	0.25 - 1.00
<i>Conexiones entre unidades</i>	f_5
Entre las unidades de servicios	0.00 - 0.05
Entre unidades de proceso separadas	0.05 - 0.15
Entre unidades de proceso dispersas	0.15 - 0.25
Inversión directa	IE (1+ $\sum f_i$)

Tabla 6.1.6. Factores para la estimación de la inversión indirecta según el método de factores. Fuente: Apunte de Inversión - Catedra de Ingeniería Económica [47].

Factores experimentales como fracción de la inversión directa	
<i>Ingeniería y construcción</i>	f_{i1}
Ingeniería Inmediata	0.20 - 0.35
Ingeniería compleja	0.35 - 0.50
<i>Factores de tamaño</i>	f_{i2}
Unidad comercial grande	0.00 - 0.05
Unidad comercial pequeña	0.05 - 0.15
Unidad experimental	0.15 - 0.35
<i>Contingencias</i>	f_{i3}
De la compañía	0.10 - 0.20
Variaciones imprevistas	0.20 - 0.30
Procesos exploratorios	0.30 - 0.50
Factor de inversión indirecta	$f_i = \sum f_{ij} + 1$
Inversión fija	$I_F = I_E (1 + \sum f_i) f_i$

- Factores considerados para la inversión directa:
 - Tuberías de proceso: se considera a las tuberías de vapor y agua dentro del factor relacionado a plantas de servicio, por lo que $f_1 = 0$
 - Instrumentación: se considera un proceso parcialmente automatizado, por lo que $f_2 = 0,075$
 - Edificios de fabricación: se considera que la microplanta se instala dentro de la nave existente, por lo que $f_3 = 0$
 - Plantas de servicios: se considera escasa adición a las existentes, por lo que $f_4 = 0,025$
 - Conexiones entre unidades: se considera que la única conexión es entre las unidades de servicios, por lo que $f_5 = 0,025$
- Factores considerados para la inversión indirecta:
 - Ingeniería y construcción: si bien el proyecto se clasifica como de ingeniería inmediata, se considera que este valor es absorbido tanto por el costo de instalación como por el departamento de ingeniería de proyectos de la planta, por lo que $f_{i1} = 0$
 - Factores de tamaño: se considera despreciable este factor, por lo que $f_{i2} = 0$
 - Contingencias: se consideran contingencias de la compañía, por lo que $f_{i3} = 0,15$

Como se indicó al inicio de la Sección 6.1, en este caso la inversión fija del proyecto coincide con la inversión total. Entonces, habiendo definido todos los factores por el método estimación por factores, se procede a calcular la inversión fija/total del sistema de generación de energía eléctrica:

$$I_{Fija} = I_{Total} = 89350,8 * (1 + 0,075 + 0,025 + 0,025) * (1 + 0,15) = \mathbf{115597,6 [USD]}$$

6.2 Costos

Continuando con el análisis económico del sistema, los costos se clasifican en fijos y variables. La estimación de estos costos se realizó siguiendo la bibliografía correspondiente a la cátedra de Ingeniería Económica de la Facultad de Ingeniería de la UNMDP. [53]

6.2.1 Costos variables

Los costos variables dependen directamente del nivel de producción, por lo que está relacionado directamente con la ocupación de la turbina. Los costos variables considerados en la bibliografía mencionada son:

- Materia prima: como se trata del aprovechamiento de un residuo, se considera de costo cero.
- Envases: no hay tales en este caso, por lo que el costo es nulo.
- Mano de obra directa: este ítem se consideró igual a cero por los siguientes motivos:
 - La instalación está pensada para que funcione de forma autónoma.
 - En los turnos de producción, el personal actual se encarga de trasladar la cascarilla que se obtiene a una zona fuera del área de producción. De forma idéntica a como se realiza actualmente, se podría depositar en la tolva de la peletizadora, sin realizar movimientos extra ni recargar la actividad del personal.
- Supervisión: se considera que este ítem es absorbido por el personal actual de supervisión de la planta, por lo que el costo es nulo.
- Servicios: en este caso, existe un costo asociado al consumo eléctrico de ciertos equipos auxiliares del sistema. Sin embargo, dado que el objetivo del proyecto es la generación de energía eléctrica, dicho consumo interno será descontado de la energía generada. Por lo tanto, al analizar los beneficios netos del sistema, se tendrá en cuenta la diferencia entre la energía generada y la consumida por los equipos auxiliares.
- Mantenimiento: se considera a este proceso como intermedio con condiciones normales, lo que la bibliografía estima su costo de mantenimiento entre 5% y 9% de la inversión fija. El valor calculado de esta manera corresponderá a una planta trabajando al 100% de su capacidad de diseño [53]. Considerando el valor medio del intervalo, el costo por mantenimiento sería un 7% de la inversión fija, a ocupación máxima. A temporada alta se tiene una ocupación del 22,05%, mientras que a temporada baja 11,9%. Se optó por considerar un promedio entre ambos valores (15,975%) para obtener el costo de mantenimiento anual:

$$Costo_{mantenimiento}[USD] = 0,07 * 0,15975 * 115597,6 [USD] = 1292,7 [USD]$$

- Suministros: se puede estimar como el 0,5% a 1% de la inversión fija de la planta [51]. Considerando el valor medio del intervalo, que es de 0,75%, el costo de suministros resulta:

$$Costo_{suministros}[USD] = 0,0075 * 0,15975 * 115597,6 [USD] = 138,5 [USD]$$

- Laboratorio, regalías y patentes: puesto que no se genera un producto comerciable no se consideran estos ítems como costos asociados.

Luego, los costos variables totales, para el porcentaje de utilización de la planta expuesto, resultan:

$$CVT = 1292,7 + 138,5 = 1431,2 \text{ [USD]}$$

6.2.2 Costos fijos

Los costos fijos no dependen del nivel de producción, por lo que se mantienen constantes independientemente del grado de ocupación de la turbina. Según la bibliografía mencionada, los costos fijos considerados son:

- Depreciación: el ejercicio habitual para la evaluación económica de un proyecto de inversión es considerar un costo de depreciación considerando el desgaste de la maquinaria con el paso del tiempo y la obsolescencia tecnológica, teniendo en cuenta la posibilidad de una recompra en el final de vida del proyecto, El beneficio obtenido descontando la depreciación, denominado beneficio neto antes de impuestos, es la base para determinar el impuesto a las ganancias, y luego se vuelve a sumar la depreciación para considerar el flujo de caja. Luego en el final de vida del proyecto si aún queda un tiempo de vida útil de la maquinaria se considera un valor de posible reventa. Esto no solo se hace para poder cuantificar el desgaste sino también para reducir los aportes por ganancias. En el caso de este proyecto, no hay un ingreso por ventas sino un ahorro en compra de energía. Se buscará que dicho ahorro sea suficiente para amortizar la compra de la maquinaria necesaria, pero el foco del trabajo estará puesto en la mejora en el impacto medioambiental, sin incurrir en pérdidas. Por lo mencionado se decidió no considerar un costo de depreciación, primero porque no hay un impuesto a las ganancias asociado porque el beneficio es el ahorro en compra de energía y segundo porque en el ejercicio habitual la depreciación es un ítem que se considera en los costos, pero luego se suma para el flujo de caja, por lo que en este caso directamente no se considerará.
- Impuestos: se corresponde a los impuestos de propiedad. Puesto que el tamaño de la propiedad no se está modificando con este proyecto, se considera nulo.
- Seguros: para este caso se considera un costo adicional puesto que se están sumando equipos valiosos, por lo que se incrementará el valor asegurado de los equipos de toda la planta de Cabrales. La bibliografía recomienda considerar entre 0,5% y 1% de la inversión fija, por lo que se utilizará el valor medio del intervalo (0,75%), resultando:

$$Costo_{seguros} = 0,0075 * 115597,6 = 867 \text{ [USD]}$$

- Costo de financiación: se considera que el proyecto se realiza con capital propio de la empresa, por lo que no se tiene en cuenta este ítem.

- Venta y distribución: dado que lo generado en el proyecto no es un producto destinado a la venta, este ítem no aplica para este caso,
- Dirección y administración: este componente incluye todos los gastos de la administración de la empresa, como los salarios del personal administrativo y los gastos generales, tanto de insumos como de servicios (telefonía, internet, limpieza de oficinas, seguridad). Puesto que se trata de una instalación que se acopla a la existente no hay un costo adicional asociado a la dirección y administración.
- Investigación y desarrollo: no hay actividades relacionadas a este rubro por lo que no hay costo adicional asociado.

Luego, los costos fijos totales resultan:

$$CFT = 867[USD]$$

6.2.3 Costo total anual

El costo total anual resulta de la suma de los costos variables totales y los costos fijos totales:

$$\text{Costo total anual} = CVT + CFT = 1431,2 + 867 = \mathbf{2298,2 [USD]}$$

6.3 Impacto económico por autogeneración

Para este tipo de proyecto, el impacto económico puede verse manifestado en dos aspectos:

- Ahorro en energía comprada: es el beneficio más evidente, dado que se relaciona directamente con la energía eléctrica generada por el sistema, la cual se descuenta de la energía demandada a la red pública.
- Reducción de la potencia pico: este efecto es menos visible, pero igualmente relevante. La empresa distribuidora, EDEA en este caso, no solo cobra por energía consumida (kWh), sino también aplica un cargo fijo asociado a la potencia contratada (kW). Si se supera el límite contratado, se aplican recargos por cada kW excedido. En este contexto, una reducción de la demanda máxima de potencia podría traducirse en una disminución de dichos recargos o incluso permitir que la empresa se ubique en una categoría tarifaria inferior, generando un ahorro adicional.

6.3.1 Ahorro en energía comprada

La reducción de energía comprada se corresponde directamente con la que energía generada por la turbina. La energía generada a lo largo de un año se calcula como:

$$Energía\ generada\ anual = (Pot\ neta_{t.\ baja} + Pot\ neta_{t.\ alta}) * \frac{365 \left[\frac{días}{año} \right] * 24 \left[\frac{horas}{día} \right]}{2}$$

Se habla de “potencia neta”, ya que, a la potencia bruta generada por la turbina, debe restarse el consumo eléctrico de los equipos auxiliares del sistema (como bombas, controladores, alimentadores, etc.). En la Sección 5.7.6.2 se han expuesto los consumos de los equipos auxiliares correspondiente a la temporada alta (la más exigente). Si bien existe una diferencia en los consumos de los equipos auxiliares entre ambas temporadas, dicha variación resulta despreciable. Por lo tanto, y con el objetivo de simplificar el cálculo, se asumirá el mismo consumo para ambas. No obstante, se optará por un criterio conservador, considerando el valor más exigente correspondiente a la temporada alta:

$$Pot\ neta_{temp\ alta} = 6,17 - 0,645 = 5,525 [kW]$$

$$Pot\ neta_{temp\ baja} = 3,32 - 0,645 = 2,675 [kW]$$

Por lo tanto, la energía neta generada anualmente es:

$$Energía\ generada\ anual = (5,525 + 2,675) * \frac{365 * 24}{2} = 35916 [kWh]$$

La Figura 6.3.1 presenta el cuadro tarifario correspondiente al mes de julio de 2025, emitido por la empresa distribuidora del sector atlántico, EDEA. En este cuadro se detallan las tarifas aplicables a la categoría “T3 - Grandes Demandas”, la cual se subdivide según el nivel de potencia demandada: mayores a 50 kW y mayores a 300 kW.

El detalle del consumo mensual de Cabrales durante la temporada alta y baja fue presentado en el Sección 4.5.2, así también como el valor de potencia pico considerado, que resulta de 309 kW. De esta forma, corresponde aplicar la tarifa para el segmento de mayores a 300 kW dentro de la categoría T3, en baja tensión.

· T3 - GRANDES DEMANDAS			
Suministros \geq 50 KW de demanda- (usuarios finales)	T3BT	T3MT	
CARGO FIJO	31096.45	45303.50	\$/mes
CARGO POR POTENCIA EN PICO	13894.89	11142.61	\$/KW mes
CARGO POR POTENCIA FUERA PICO	8577.89	7399.85	\$/KW mes
<i>USUARIOS FINALES Suministros entre 50 y 300KW de Demanda</i>			
CARGO VARIABLE POR ENERGÍA DEMANDADA EN PICO	87.9332	85.8974	\$/KWh
CARGO VARIABLE POR ENERGÍA DEMANDADA EN RESTO	86.5626	84.5511	\$/KWh
CARGO VARIABLE POR ENERGÍA DEMANDADA EN VALLE	85.4783	83.4970	\$/KWh
Suministros \geq 300 KW de demanda- (usuarios finales)	T3BT	T3MT	
CARGO FIJO	31096.45	45303.50	\$/mes
CARGO POR POTENCIA EN PICO	13894.89	11142.61	\$/KW mes
CARGO POR POTENCIA FUERA PICO	8577.89	7399.85	\$/KW mes
<i>USUARIOS FINALES Suministros Mayor o Igual a 300 KW de Demanda</i>			
CARGO VARIABLE POR ENERGÍA DEMANDADA EN PICO	88.5547	86.3161	\$/KWh
CARGO VARIABLE POR ENERGÍA DEMANDADA EN RESTO	86.8560	85.0203	\$/KWh
CARGO VARIABLE POR ENERGÍA DEMANDADA EN VALLE	85.7735	83.9623	\$/KWh

Figura 6.3.1. Cuadro tarifario para la categoría T3 correspondiente al mes de Julio de 2025. Fuente: EDEA [54]

A efectos del cálculo tarifario, es importante tener en cuenta la segmentación horaria establecida por la empresa distribuidora, tanto para la demanda de potencia como para el consumo de energía.

- Demanda de potencia
 - Horario de punta: 18 a 23 hs
 - Horario fuera de punta: 23 a 18 hs
- Demanda de energía
 - Horario de pico: 18 a 23 hs
 - Horario de valle: 23 a 05 hs
 - Horario de resto: 05 a 18 hs

Dado que la generación propuesta es constante, se tendrá un beneficio en las 3 franjas asociadas, en función de la energía generada dentro de cada una de ellas:

$$E. \text{ gen. anual}_{\text{pico}} = 35916 * \frac{5}{24} = 7482,5[kWh] \Rightarrow \text{Ahorro}_{\text{pico}} = 88,6 * 7482,5 = 662610,5[\$]$$

$$E. \text{ gen. anual}_{\text{valle}} = 35916 * \frac{6}{24} = 8979[kWh] \Rightarrow \text{Ahorro}_{\text{valle}} = 86,9 * 8979 = 779880,02[\$]$$

$$E. \text{ gen. anual}_{\text{resto}} = 35916 * \frac{13}{24} = 19454,5[kWh] \Rightarrow \text{Ahorro}_{\text{resto}} = 85,8 * 19454,5 = 1668680,6[\$]$$

Considerando una cotización promedio del dólar de \$1145 al 30/07/2025 [55], el ahorro anual en concepto de energía, expresado en dólares, resulta:

$$\text{Ahorro anual}_{\text{energía}}[USD] = \frac{662610,54 + 779880,02 + 1668680,6}{1145} = 2717,18 [USD]$$

6.3.2 Reducción de potencia pico

Dado que la potencia máxima estimada es de 309 kW, y suponiendo que la empresa contrata un valor superior a dicha demanda, la autogeneración no implicaría un ahorro adicional por reducción de potencia pico. Esto se debe a que no se cambiaría de categoría tarifaria ni se evitaría exceder la potencia contratada.

6.4 Balance económico

Determinados los costos de producción, el ahorro económico por la generación y la inversión inicial, se procede a realizar un balance económico del proyecto. Para ello se tienen en cuenta ciertas consideraciones respecto del costo de la energía eléctrica con el paso del tiempo, como también la inflación. Finalmente, se establecen criterios cuantitativos para evaluar la aceptabilidad del sistema propuesto, permitiendo determinar si la inversión resulta conveniente desde el punto de vista económico.

6.4.1 Consideraciones y criterios del balance económico

Como se comentó, previo al análisis económico final, es necesario establecer ciertos aspectos que inciden directamente en la evaluación del proyecto.

- *El aumento del costo de la energía eléctrica y de los costos considerados.*
Puesto que el ahorro se corresponde con la no compra de una parte de la energía eléctrica demandada por la planta, dependiendo como sea el aumento del costo de energía eléctrica con respecto a los costos anuales del proyecto, se tendrá un incremento en el beneficio, se mantendrá igual o se reducirá a medida que pasen los años. Para esto se relevó la página Trader Economics, servicio global de noticias y datos económicos. Se relevaron los datos de dos índices. “Energy Inflation in the United States” [55] e “United States Producer Prices Final Demand Less Foods, Energy, and Trade Services YoY” [56], ambos para un período de tiempo de 10 años comprendido entre 2015 y 2025. El primer índice indica la inflación en el costo de energía y el segundo índice indica la variación de precios de productores sin considerar los precios de alimentos, energía y servicios financieros, los cuales se consideran de alta volatilidad. Se puede ver en la Figura 6.4.1 que, para el primer índice, el promedio en los últimos 10 años es de **3,37%**, mientras que para el segundo índice (Figura 6.4.2) es de **2,86%**, lo que indica que el aumento en el costo de energía ha sido superior que la inflación del resto del segmento (sin considerar alimentos y servicios financieros, que para los costos asociados al proyecto no hay ninguna relación). Se tomarán entonces estos valores para realizar la evaluación económica.

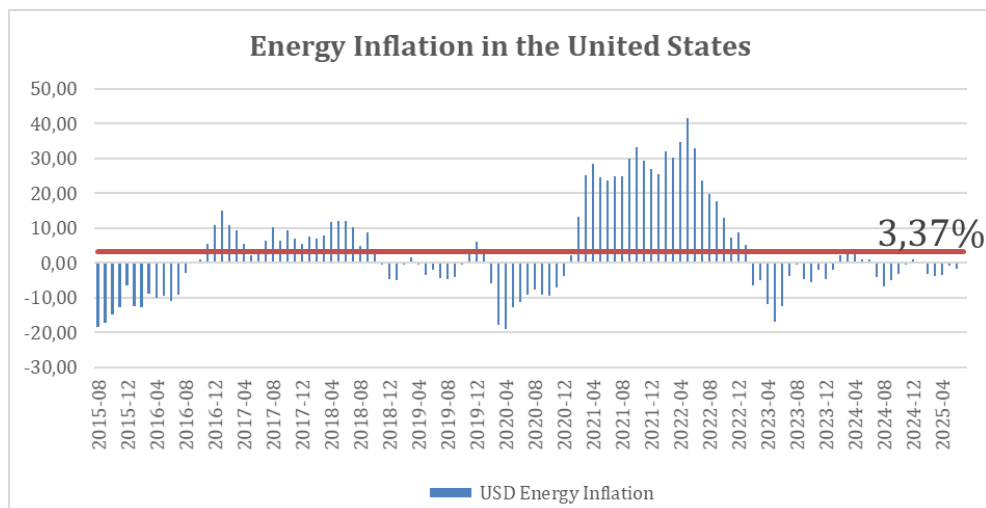


Figura 6.4.1 Energy Inflation in the United States from 2015 to 2025. Fuente: Trading Economics [55]

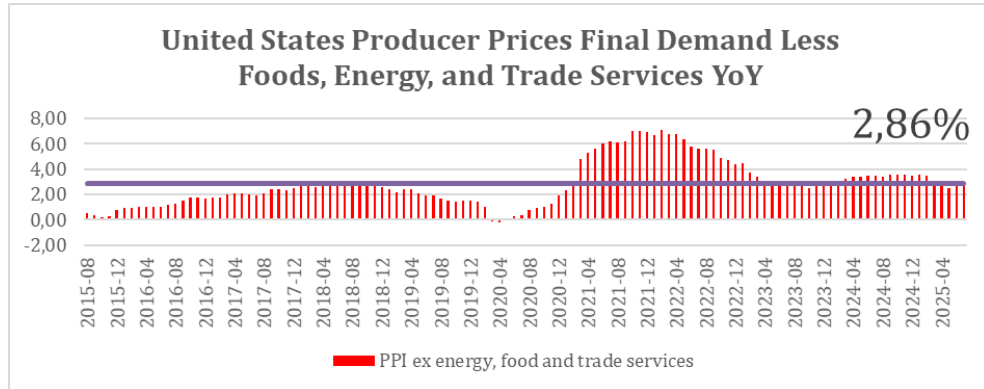


Figura 6.4.2. United States Producer Prices Final Demand Less Foods, Energy, and Trade Services YoY from 2015 to 2025. Fuente: Trading Economics [56]

- Consideración para el análisis en función del objetivo del proyecto. Dado que este proyecto consiste en la valorización de un residuo que actualmente se considera un desecho, con una mejora medioambiental y un replanteo en el ciclo de vida del producto, se evaluará el tiempo de recuperación de capital invertido, sin considerar una tasa interna de retorno. Es decir, se buscará únicamente no incurrir en pérdidas.
- Tiempo de amortización aceptable. Para este tipo de proyecto se considerará inicialmente un tiempo amortización ideal equivalente a la mitad de la vida útil prevista de los equipos. Puesto que el equipo más costoso es la turbina de vapor, y además el único para el cual el fabricante especifica una vida útil, estimada en 30 años, **se considera como tiempo de amortización ideal 15 años.**

6.4.2 Desarrollo del análisis económico del proyecto

A continuación, se presenta el análisis económico del proyecto en base a las consideraciones previamente establecidas. Para realizar el balance económico, se deben referir todos los flujos de caja anuales al mismo momento en el tiempo, es decir, al año 0, para poder compararlo adecuadamente con la inversión inicial. Cabe recordar que la inversión total asciende a 115597,6 USD. En primer lugar, se define el beneficio neto anual para este tipo de proyecto como:

$$\text{Beneficio} = \text{Ahorro en energía eléctrica comprada} - \text{Costos totales}$$

El beneficio para el año 0 resulta:

$$\text{Beneficio} (t_0) = 2717,18 - 2298,2 = 419 \text{ [USD]}$$

El ahorro en energía eléctrica comprada sigue la misma tendencia que el incremento del valor de la energía en dólares, previamente estimado en un 3,37% anual. Por otro lado, si bien los costos totales se mantienen constantes nominalmente, al estar expresados en dólares referidos a tiempo 0, se ven afectados por la inflación en dólares, proyectada en un 2,86%

anual. Como resultado, el beneficio neto anual irá incrementándose progresivamente a lo largo del tiempo. El beneficio correspondiente al año t_i se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Beneficio}(t_i) = \text{Ahorro en energía eléctrica}_{t_0} * 1,0337^{t_i} - \text{Costos totales}_{t_0} * 1,0286^{t_i}$$

$$\text{Beneficio}(t_i) = 2717,18 * 1,0337^{t_i} - 2298,2 * 1,0286^{t_i}$$

La Figura 6.4.3 muestra la variación de los distintos flujos económicos a lo largo de toda la vida útil del proyecto.

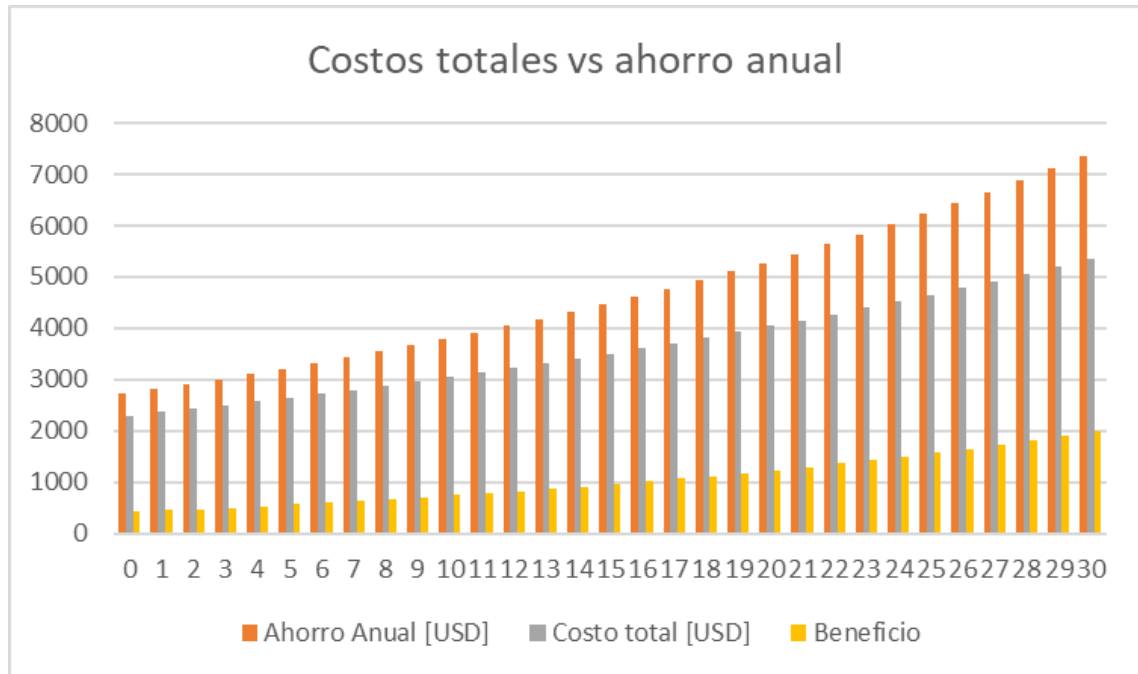


Figura 6.4.3. Evolución del ahorro, los costos totales y el beneficio neto a lo largo de la vida útil del proyecto.
 Fuente: elaboración propia.

Para poder calcular el beneficio acumulado, se debe referir cada beneficio anual al año 0, considerando que un beneficio en un año dado no es igual al mismo beneficio referido al año 0, por la devaluación del dólar. Como se explicó anteriormente, el PPI es un indicador que muestra el aumento de precios sin considerar los elementos volátiles del mercado, que están influenciados por razones particulares, por lo que es un indicador bastante representativo de la devaluación del dólar. Considerando esto, el beneficio a tiempo 0 para un año cualquiera t_i resulta:

$$\text{Beneficio referido a } t_0(t_i) = \frac{\text{Beneficio}(t_i)}{1,0286^{t_i}}$$

Utilizando la expresión para el cálculo del beneficio correspondiente al año t_i :

$$\text{Beneficio referido a } t_0(t_i)[USD] = \frac{2717,18 * 1,0337^{t_i} - 2298,2 * 1,0286^{t_i}}{1,0286^{t_i}}$$

$$\text{Beneficio referido a } t_0(t_i)[USD] = 2717,18 * 1,005^{t_i} - 2298,2$$

Finalmente, el beneficio acumulado actualizado a tiempo 0 hasta el año t_i se calcula como:

$$\text{Beneficio acumulado } (t_i)[USD] = \sum_{i=1}^{t_i} (2717,18 * 1,005^{t_i} - 2298,2)$$

Una vez obtenidos los beneficios anuales referidos al año 0, se pueden comparar con la inversión total, permitiendo determinar el balance económico del proyecto y el tiempo de repago. La Figura 6.4.4 muestra la evolución del beneficio acumulado actualizado al año 0 (barras verdes) junto con el balance económico del proyecto (línea roja), el cual se calcula como la diferencia entre el beneficio acumulado y la inversión inicial.

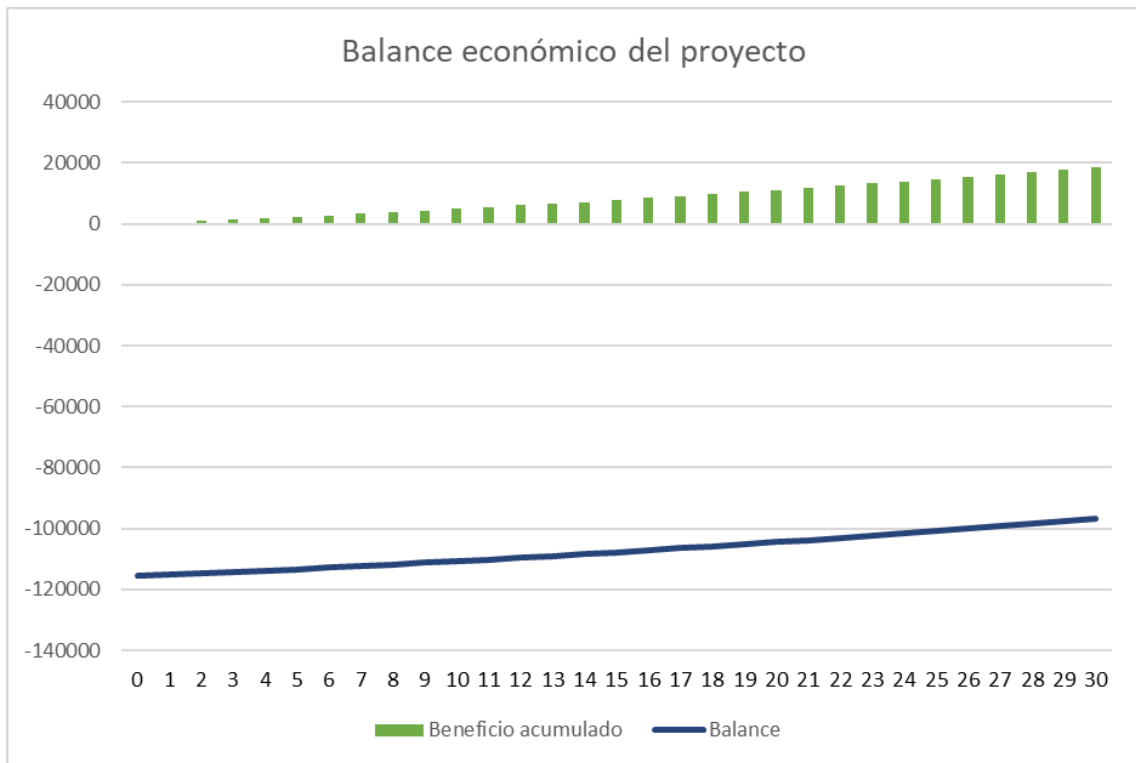


Figura 6.4.4. Evolución del beneficio acumulado y balance económico del proyecto. Fuente: elaboración propia.

Como se observa, si bien anualmente se tiene un beneficio neto positivo, este no resulta suficiente para recuperar la inversión inicial dentro de toda la vida útil de los equipos. En consecuencia, el balance económico del proyecto permanece negativo incluso al final del periodo analizado, lo cual indica que, bajo las condiciones actuales, la planta no alcanza la viabilidad económica esperada. El tiempo de repago teórico, con las proyecciones actuales, asciende a 102 años.

6.5 Planteo de alternativas y escenarios propuestos

Ante la inviabilidad económica de la propuesta inicial, se plantearon escenarios alternativos. Si bien el proyecto genera un beneficio neto anual, este resulta insuficiente en

relación a la magnitud de la inversión requerida. Para alcanzar un tiempo de repago cercano al ideal (15 años) se debería reducir significativamente la inversión inicial o incrementar el beneficio anual obtenido. En base a esta premisa se proponen las siguientes alternativas:

- *Alternativa 1: mismo tipo de equipos y configuración, pero con fabricantes nacionales.*

Esta alternativa plantea la posibilidad de adquirir la turbina y la caldera mediante fabricantes nacionales. En la propuesta original, ambos equipos provienen de fabricantes extranjeros ya que no se identificaron, al momento del análisis, opciones nacionales disponibles. La importación de equipos implica no solo un mayor costo de adquisición, sino también gastos adicionales asociados al transporte, seguros e instalación. El reemplazo de equipos importados por equipos nacionales implica una reducción en la inversión inicial, aunque no modifica el beneficio obtenido en principio.

- *Alternativa 2: aprovechamiento total de la capacidad ociosa de la turbina y la caldera.*

Esta alternativa propone maximizar el aprovechamiento de los equipos principales (turbina y caldera) hasta alcanzar el 100% de su capacidad operativa. Esta alternativa resulta más ambiciosa, ya que no todos los elementos del sistema comparten el mismo nivel de sobredimensionamiento, lo que sería necesario reelegir o rediseñar algunos de los equipos.

Si bien esta modificación implicaría un aumento de la inversión inicial, el objetivo es lograr un aumento más significativo en el beneficio neto anual.

Para alcanzar la ocupación total de los equipos se proponen 3 estrategias:

- Alternativa 2.A: compra directa pellets.
- Alternativa 2.B: compra de aserrín o material biomásico apto para ser peletizado.
- Alternativa 2.C: aumento de la generación de cascarilla de café o incorporación de residuos biomásicos de otras industrias.

La alternativa 2.C es la más favorable desde el punto de vista económico puesto que en las dos primeras existirá un costo adicional por combustible, pero también representa el escenario más lejano a las condiciones actuales, y por tanto más difícil de implementar en el corto plazo.

- *Alternativa 3: escenario ideal, combinación de las alternativas 1 y 2C.*

Este caso plantea la maximizar la ocupación de la turbina, lo que implica también maximizar la generación eléctrica, utilizando exclusivamente cascarilla de café, que implica no incurrir en costos adicionales. Además, contempla la adquisición de los equipos principales a través de fabricantes nacionales, lo que reduce la inversión inicial al eliminar gastos asociados a la importación. Lógicamente desde el punto de vista económico, este escenario es el más favorable, ya que combina la reducción de costos de inversión, la optimización del uso de los equipos y la minimización de gastos operativos. Sin embargo, resulta también el más idealizado y poco probable, dado que exige una fuerte coordinación entre producción

interna de Cabrales y de la industria nacional, además de ajustes técnicos para alcanzar la máxima capacidad operativa. Esta alternativa es valiosa para evaluar que tan alejadas son las condiciones para que el proyecto fuese completamente rentable, sirviendo como referencia para futuras mejoras y desarrollos.

6.6 Comparación entre alternativas y conclusiones del capítulo

La Tabla 6.6.1 presenta una síntesis de los resultados económicos obtenidos para las distintas alternativas planteadas, los cuales se encuentran desarrollados en el Anexo IX. Dicho anexo incluye un desglose completo de inversiones, costos fijos y variables, ahorros anuales, así como balances económicos y gráficos.

En la tabla solo se presentan únicamente los costos totales y ahorros correspondientes al año 0. Esto se debe a que, para los años siguientes, estos valores se ven afectados por la inflación en dólares y el aumento proyectado del costo de la energía eléctrica, variables que se han supuesto constantes para toda la vida útil del proyecto.

Tabla 6.6.1. Resumen económico de las alternativas planteadas. Fuente: elaboración propia.

Propuesta	Inversión total [USD]	Energía generada anual [kWh]	Ahorro (t_0) [USD]	Costo total (t_0) [USD]	Tiempo de repago [años]
Propuesta Inicial	115597,6	35916	2717,18	2298,2	102
Alternativa 1	96822,8	35916	2717,18	1924,9	75
Alternativa 2.C	143962,2	210463,38	15922,34	12236,8	30
Alternativa 3	125187,4	210463,38	15922,34	10640,9	21

Lo primero que se puede observar es que ninguna de las alternativas logra cumplir con el objetivo ideal de repago de la inversión inicial en un periodo menor a 15 años. Sin embargo, es destacable que tanto la alternativa 2.C y la 3 permitirían recuperar la inversión dentro de la vida útil del proyecto, lo que las vuelve técnicamente viables. Recordar que estas alternativas son aquellas que contemplan la máxima ocupación de la turbina y caldera utilizando cascarilla de café o material biomásico de otras industrias.

Por el contrario, tanto la propuesta inicial como la alternativa 1, resultan económicamente inviables, sumado a que la baja ocupación puede implicar la inviabilidad técnica del proyecto o una reducción de la eficiencia considerable, lo que complicaría aún más el panorama.

Asimismo, puede parecer llamativa la ausencia de las alternativas 2.A y 2.B. Estas propuestas intentaban aprovechar la capacidad ociosa de la peletizadora mediante la adquisición de material biomásico apto para peletizar, como aserrín, o directamente pellets.

Sin embargo, estas opciones fueron descartadas del análisis final al comprobarse que generaban pérdidas económicas sostenidas, debido a que el costo del combustible comprado superaba ampliamente el ahorro obtenido por autogeneración. Además, si bien no se contempló en los cálculos, probablemente implicaban una sobrecarga operativa que podría requerir la incorporación de personal, sumando aún más costos. Sin embargo, el elevado costo en la compra de pellets abre la puerta a un posible campo de estudio para el destino de la cascarilla, que es la fabricación de pellets de cascarilla para la venta al público, mencionado en los posibles trabajos futuros.

Como primera conclusión del capítulo, puede verse que, en la situación actual, aun considerando las situaciones favorables como un aumento en el beneficio anual con el paso del tiempo producto de un aumento en el costo de energía, una situación hipotética de mantenimiento del rendimiento ante una ocupación baja de la turbina, y una absorción de los costos operativos por la planta, **el proyecto resulta económicamente inviable.**

Como segunda conclusión, **el proyecto podría ser económicamente viable si se aumentara el volumen de material biomásico para la generación**, siempre y cuando sea a coste cero, y aun así no se entra dentro de la situación ideal de un tiempo de repago menor a 15 años. En caso de presentarse una situación como esta, aun habría que sortear las dificultades técnicas mencionadas en el capítulo 5.

7 ANÁLISIS AMBIENTAL

En el presente capítulo se realiza un breve análisis del impacto ambiental del proyecto y sus alternativas mediante la comparación de la emisión de gases de efecto invernadero con respecto a la situación actual, empleando el concepto de dióxido de carbono equivalente (CO_{2e}). Se describen las metodologías utilizadas para la estimación en cada escenario, utilizando datos reportados por el Panel Intergubernamental sobre el Cambio Climático (IPCC, por sus siglas en inglés) y la matriz eléctrica de la provincia de Buenos Aires.

Asimismo, se destacan las particularidades de la combustión de la biomasa residual, abordadas en la Sección 2.4.1. Finalmente se presentan los resultados comparativos caso por caso, cuantificando la reducción porcentual de GEI alcanzada.

7.1 Metodología de comparación

Para realizar el análisis ambiental se deben tener en cuenta los principales gases emitidos en los distintos casos. Para ello, se utiliza la unidad “dióxido de carbono equivalente” (CO_{2e}), que permite expresar el impacto de cualquier GEI en una misma escala. Esta conversión de cada gas a CO_{2e} se basa en su Potencial de Calentamiento Global (GWP), un índice que mide cuánto calor atrapa un gas en la atmósfera durante un periodo de tiempo determinado, generalmente 100 años. Este indicador facilita la comparación del impacto climático de diferentes gases respecto al CO₂, que tiene un GWP de referencia igual a la unidad. La expresión general para convertir la cantidad de un gas de efecto invernadero a CO_{2e} es:

$$\text{Emisión en CO}_2\text{e} = \text{Cantidad de gas emitido} * \text{GWP del gas}$$

Los datos más actualizados sobre el GWP de diversos gases de efecto invernadero fueron extraídos del capítulo 7 del Sexto Informe del IPCC del año 2021/2022 [59]. A partir de esta bibliografía se elaboró la Tabla 7.1.1, que presenta el GWP de algunos de los gases más relevantes para el análisis ambiental.

Tabla 7.1.1. Potencial de Calentamiento Global a 100 años de gases de efecto invernadero. Fuente: IPCC AR6 [59].

Gas	GWP (100 años)
CO ₂	1
Metano (CH ₄)	27,9
Óxido nitroso (N ₂ O)	273
HFC-134a	1,530
SF ₆	24,300

7.2 Comparación entre la situación actual y la propuesta

Situación actual:

La situación actual se corresponde con la compra de energía a la red. Debido a la imposibilidad de conocer con exactitud el tipo de fuente energética que abastece directamente a la planta, se considera que las emisiones de CO₂e provienen de una combinación proporcional de las diferentes tecnologías que componen a la matriz energética. Como se observa en la Figura 7.2.1, para la provincia de Buenos Aires, la potencia instalada se reparte en un 81% de hidrocarburos. 9% eólica, 5% hidroeléctrica y 5% atómica [60].

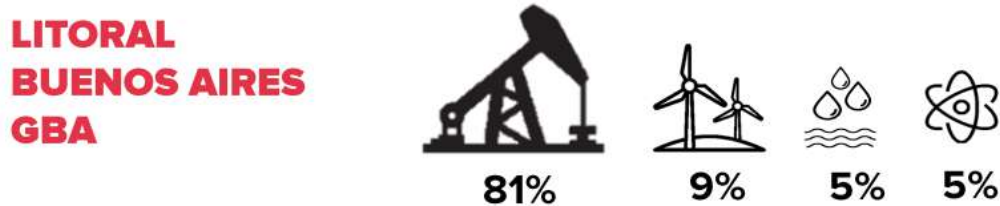


Figura 7.2.1. Composición de la matriz energética de la provincia de Buenos Aires, Argentina. Fuente: Informe Mensual 06-2025 de CAMMESA [60].

Si bien esto podría ser una buena aproximación, no todas las fuentes instaladas operan simultáneamente, ni con la misma frecuencia, por lo que sería un dato sesgado. Para poder tener información más precisa, el último informe presentado por CAMMESA (con datos hasta junio de 2025) reporta las toneladas de CO₂ equivalente emitidas por MWh generado, conocido como factor de emisión. Los combustibles considerados en la emisión de GEI son gas natural, gas oil, fuel oil, carbón y biodiesel, aunque este último tiene un aporte nulo. El factor de emisión, CAMMESA lo calcula de la siguiente manera:

$$\text{Factor de emisión de CO}_2 = \frac{\text{ton CO}_2 \text{ equivalente}}{\text{Generación TOTAL}}$$

Para obtener la cantidad de CO₂ equivalente emitido se utiliza un factor de emisión por tipo de combustible utilizado, y luego se lo multiplica por el volumen de combustible consumido por período. El factor de emisión por tipo de combustible se puede observar en la Figura 7.2.2.

Gas Natural	Fuel Oil	Gasoil	Carbón
tCO ₂ /dam ³	tCO ₂ /t	tCO ₂ /m ³	tCO ₂ /t
1.948	3.172	2.697	2.335

Figura 7.2.2. Factor de emisión de CO₂ equivalente por tipo de combustible. Fuente: Informe Mensual 06-2025 de CAMMESA [60].

De esta forma, el factor de emisión resulta del cociente entre las toneladas de CO₂ equivalente total, calculado como la suma del aporte particular de los combustibles mencionados, entre los MWh totales generados, considerando todas las tecnologías de la matriz energética.

En la Figura 7.2.3 se observa la evolución mensual del factor de emisión de los últimos 3 años.

Evolución mensual del factor de emisión de CO₂ (Gen total) últimos 3 años [ton CO₂/MWh]

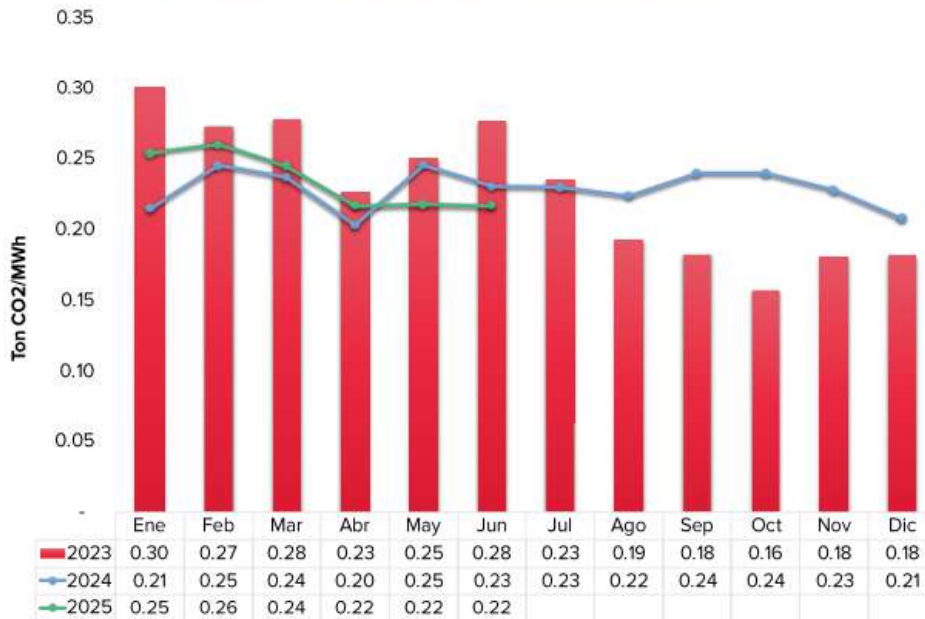


Figura 7.2.3. Evolución mensual del factor de emisión de CO₂ en la generación total durante los últimos 3 años (2023-2025). Fuente: Informe Mensual 06-2025 de CAMMESA [60].

Se observa que, en lo que va del año y de forma similar al año anterior, las emisiones rondan entre 0,20 y 0,26 toneladas de CO₂ por MWh generado. Tomando como referencia el promedio, se considerará al factor de emisión para el año 2025 igual 0,23 ton CO₂/MWh, equivalente a 0,23kg CO₂/kWh.

Es bastante alentador e interesante observar una reducción significativa del factor de emisión del Sistema Argentino de Interconexión Nacional (SADI) que, según cálculos de la Secretaría de Energía y la Secretaría de Ambiente y Desarrollo Sustentable, fue de 0,4071 tCO₂eq/MWh para el año 2019 [61]. Este descenso de las emisiones se atribuye principalmente a la creciente participación de las energías renovables en la matriz energética, lo que implica una reducción progresiva en la generación de electricidad a partir de combustibles fósiles. Esto queda en evidencia al observar la Figura 7.2.4, donde se observa la participación de las distintas fuentes en la composición de la matriz energética argentina para el año 2025 y 2019.

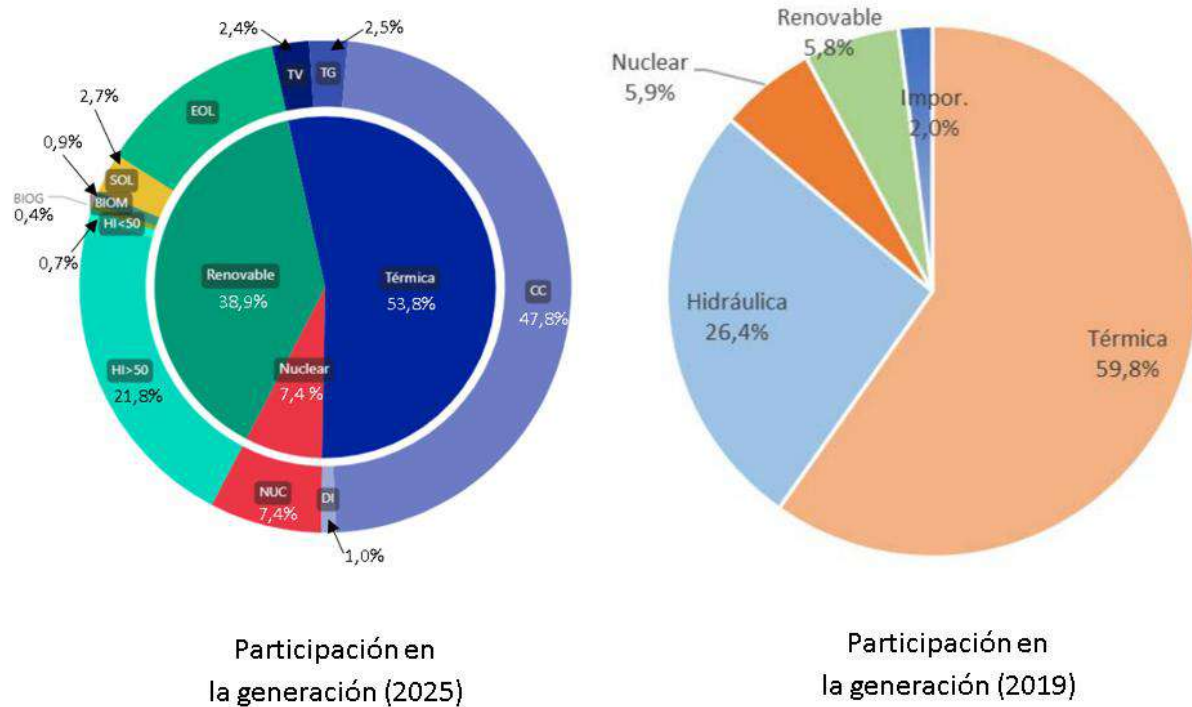


Figura 7.2.4. Composición de la generación eléctrica por fuente: 2019 y 2025. Fuente: Informe Mensual 06-2025 de CAMMESA [58] e Informe Anual 2019 de CAMMESA [62]

Situación propuesta:

A continuación, se menciona los gases que se contabilizan para la combustión de biomasa residual, según el Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC):

- **CO₂:** el IPCC no contabiliza el dióxido de carbono emitido por la combustión de biomasa residual, puesto que es parte del ciclo natural del carbono. Dado que la planta lo absorbió recientemente mediante fotosíntesis, por lo que su emisión no altera el balance atmosférico, a diferencia de lo que ocurre con los combustibles fósiles, que absorbieron el CO₂ millones de años atrás y se encontraba aislado de la atmósfera.
- **CH₄ y N₂O:** el IPCC sí contabiliza las emisiones de metano y óxido nitroso, puesto que son subproductos de la combustión incompleta de la biomasa. Estos gases no fueron previamente absorbidos de la atmósfera y, por lo tanto, generan un incremento neto de GEI.
- **Emisiones previas al aprovechamiento:** no se contabilizan las emisiones de gases en instancias de transporte, maquinaria de cosecha, y todo lo referido a los pasos previos, ya que se está realizando una comparación con respecto a la situación actual, donde todas estas emisiones ya se encuentran y no representa un cambio con la situación propuesta. [63]

Es importante considerar que, tanto en la instalación de la micro planta, como en la fabricación, transporte y mantenimiento de los equipos, también se generan emisiones de GEI. Sin embargo, este tipo de emisiones también se producen en todas las plantas que

integran la matriz energética argentina. Es por ello que se asume que su impacto es equivalente en ambos casos y no se incluye en la comparación.

Los factores de emisión por defecto de CH₄ y N₂O, para el caso combustión estacionaria de desecho municipales (fracción perteneciente a la biomasa) según el IPCC se puede observar en la Figura 7.2.5.

FACTORES DE EMISIÓN POR DEFECTO PARA LA COMBUSTIÓN ESTACIONARIA EN LAS INDUSTRIAS ENERGÉTICAS (kg de gas de efecto invernadero por TJ sobre una base calórica neta)										
Combustible		CO ₂			CH ₄			N ₂ O		
		Factor de emisión por defecto	Inferior	Superior	Factor de emisión por defecto	Inferior	Superior	Factor de emisión por defecto	Inferior	Superior
Otros combustibles no fósiles	Desechos municipales (fracción perteneciente a la biomasa)	100 000	84 700	117 000	30	10	100	4	1,5	15

Figura 7.2.5. Factores de emisión por defecto para la combustión de desechos municipales (fracción biomasa). Fuente: IPCC [63]

Considerando el poder calorífico inferior (PCI) de la cascarilla de café, con un 14% de humedad, previamente determinado en 6,216 kWh/kg (equivalente a 22377,6 kJ/kg), se procede a calcular las emisiones de CH₄ y N₂O en la combustión de la biomasa:

$$E_{\text{generada por kg de casc.}} = \frac{22377,6 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg casc.}} \right]}{10^9 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{TJ}} \right]} = 2,2 * 10^{-5} \left[\frac{\text{TJ}}{\text{kg casc.}} \right]$$

$$CH_4 \text{ gen.} = 30 \left[\frac{\text{kg } CH_4}{\text{TJ}} \right] * 2,2 * 10^{-5} \left[\frac{\text{TJ}}{\text{kg casc.}} \right] = 6,71 * 10^{-4} \left[\frac{\text{kg } CH_4}{\text{kg casc.}} \right]$$

$$N_2O \text{ gen.} = 4 \left[\frac{\text{kg } N_2O}{\text{TJ}} \right] * 2,2 * 10^{-5} \left[\frac{\text{TJ}}{\text{kg casc.}} \right] = 8,8 * 10^{-5} \left[\frac{\text{kg } N_2O}{\text{kg casc.}} \right]$$

Finalmente, mediante la expresión para convertir la cantidad de un gas de efecto invernadero a CO₂e, y con el GWP de dichos gases indicados en la Sección 7.1, se procede a calcular el CO₂e:

$$CO_2e \text{ gen.} = 6,71 * 10^{-4} \left[\frac{\text{kg } CH_4}{\text{kg casc.}} \right] * 27,9 \left[\frac{\text{kg } CO_2e}{\text{kg } CH_4} \right] + 8,8 * 10^{-5} \left[\frac{\text{kg } N_2O}{\text{kg casc.}} \right] * 273 \left[\frac{\text{kg } N_2O}{\text{kg } CO_2e} \right]$$

$$CO_2e \text{ gen.} = 0,043 \left[\frac{\text{kg } CO_2e}{\text{kg casc.}} \right]$$

Tomando como referencia el caso base de generación, en temporada alta, para un flujo de cascarilla de 5,85 kg/h se generan 6,17 kW. Por lo tanto:

$$\text{Consumo específico de cascarilla} \left[\frac{\text{kg casc}}{\text{kWh}} \right] = \frac{5,85 \left[\frac{\text{kg casc}}{\text{h}} \right]}{6,17 [\text{kW}]} = 0,95 \left[\frac{\text{kg casc}}{\text{kWh}} \right]$$

Entonces la emisión de CO₂e por kWh resulta:

$$\text{Emisión}_{\text{CO}_2\text{e}} = 0,043 \left[\frac{\text{kg CO}_2\text{e}}{\text{kg casc}} \right] * 0,95 \left[\frac{\text{kg casc}}{\text{kWh}} \right] = \mathbf{0,041 \left[\frac{\text{kg CO}_2\text{e}}{\text{kWh}} \right]}$$

Comparación entre autogeneración y compra de la red

Se observa una reducción significativa de las emisiones de CO₂e por kWh autogenerado, en comparación con las que se producirían al obtener la misma energía desde la red.

$$\text{Red. \% de CO}_2\text{e por kWh} = \frac{\text{CO}_2\text{e}_{\text{Sit. prop.}} - \text{CO}_2\text{e}_{\text{Sit. actual}}}{\text{CO}_2\text{e}_{\text{Sit. actual}}} = \frac{0,041 - 0,23}{0,23} = \mathbf{-82,2\%}$$

7.3 CO₂e generado para cada alternativa

Habiendo establecido que, desde el punto de vista ambiental, la generación mediante la combustión de cascarilla de café resulta más favorable que la generación convencional, corresponde ahora analizar las emisiones de CO₂e en términos absolutos. Este enfoque permitirá conocer, de manera objetiva y cuantificable, la cantidad total de dióxido de carbono equivalente generado en cada caso, brindando una visión más concreta del impacto ambiental asociado.

Situación actual

Considerando el dato de consumo mensual promedio de 85324,8 kWh, anualmente son 1023897,6 [kWh]. Aplicando el mismo análisis realizado previamente, y teniendo en cuenta las consideraciones acerca del origen de la energía en este caso, las emisiones de CO₂e anual son:

$$\text{Emisión CO}_2\text{e anual}_{\text{Sit. act}} = 0,23 \left[\frac{\text{kg CO}_2\text{e}}{\text{kWh}} \right] * 1023897,6 [\text{kWh}]$$

$$\text{Emisión CO}_2\text{e anual}_{\text{Sit. act}} = \mathbf{235496,45 [\text{kg CO}_2\text{e}]}$$

Situación propuesta:

En la situación propuesta, de la energía total consumida anualmente en la planta, se autogeneran 35916 kWh. En función de este aporte y sabiendo que el resto de la energía es proveniente de la red, la emisión total de CO₂ equivalente resulta:

$$Emisión\ CO_2e\ anual_{Sit.\ prop.} = 235496,45[kg\ CO_2e] - 35916[kWh] * (0,23 - 0,04) \left[\frac{kg\ CO_2e}{kWh} \right]$$

$$Emisión\ CO_2e\ anual_{Sit.\ prop.} = 228672,4[kg\ CO_2e]$$

Luego, la reducción porcentual obtenida respecto de la situación actual es:

$$\Delta\% \text{ de } CO_2e = \frac{228672,4 - 235496,45}{235496,45} * 100\% = -2,9\%$$

Alternativa 1:

Dado que la generación eléctrica es la misma, es lógico pensar que los CO₂e también lo son. Cabe aclarar que al ser fabricantes nacionales hay una reducción de emisiones en el transporte de los equipos. Sin embargo, este aspecto no fue contemplado en este estudio, y considerando que dicho impacto se amortiza en los años de vida de la instalación, se considera despreciable.

Alternativas 2.C y 3:

En estas alternativas se consideró un incremento en la generación a partir de la cascarilla de café, ocupando la totalidad de la capacidad ociosa de la turbina. Como consecuencia, también aumentaría la demanda eléctrica de la planta y, asumiéndose este incremento lineal con el aumento de la cascarilla de café, la reducción del CO₂e en relación al caso base se mantiene en el mismo valor, es decir, un 2,9%.

Por ello, una estrategia más conveniente sería emplear biomasa residual proveniente de otra industria que no tenga previsto aprovecharla energéticamente. De esta forma, se podría utilizar la totalidad de la capacidad ociosa de la turbina sin necesidad de incrementar la producción de Cabrales, evitando así un aumento paralelo en la demanda eléctrica de la planta y reduciendo aún más la emisión de GEI.

7.4 Conclusiones del capítulo

Como conclusión general del capítulo puede verse que el proyecto implicaría una reducción en el impacto ambiental asociado a la energía eléctrica demandada por la planta, pero no resulta un cambio tan significativo considerando el volumen de energía eléctrica que la planta demanda. Se estimó una **reducción del 2,9% del CO₂e emitido** para abastecer energéticamente la planta, considerando la situación propuesta.

8 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En este último capítulo, se exponen las conclusiones más relevantes del estudio para la implementación de una microplanta de generación eléctrica en base a biomasa, utilizando la cascarilla de café generada en Cabrales S.A. Asimismo, se plantean posibles trabajos futuros que podrían desarrollarse a partir de los resultados obtenidos, orientadas a optimizar el aprovechamiento energético del residuo y su integración en un sistema sostenible.

8.1 Conclusiones

En el presente estudio se evaluó la viabilidad técnica y económica, y el impacto ambiental de un sistema de valorización energética para la cascarilla de café, con el objetivo de generar electricidad para autoconsumo. Los hallazgos del análisis revelan una serie de conclusiones que impactan directamente en la factibilidad del proyecto propuesto. A continuación, se presentan algunas de ellas:

- En el contexto conocido del calentamiento global, la generación energética convencional, basada mayoritariamente en combustibles fósiles, continúa siendo la principal fuente de emisiones globales de gases de efecto invernadero, contribuyendo aproximadamente entre el 80% y 82% del consumo energético primario mundial. En 2024, las emisiones de CO₂ del sector energético alcanzaron un récord de aproximadamente 40,8 gigatoneladas. Frente a este escenario, resulta importante acelerar la transición hacia energías limpias y renovables, como la solar, eólica, hidroeléctrica, nuclear y biomasa, que ya aportan aproximadamente el 32% de la generación eléctrica global. En este contexto, y considerado el ciclo del carbono, la biomasa emerge como una fuente estratégica con doble beneficio: no solo facilita la reducción de emisiones al proveer energía renovable, sino que además representa una vía de valorización de residuos, favoreciendo una transición energética alineada con los principios de la economía circular.
- Tras analizar el procesamiento del café, se observa que se genera un gran volumen de desperdicios, desde la obtención del fruto hasta el producto vendible. Se estima que un 95% del fruto se desecha durante el procesamiento. Considerando además el volumen de venta del café, una de las infusiones más populares del mundo, esto representa una gran oportunidad de aprovechamiento a nivel mundial. Si bien el presente estudio se centra en la determinación de la tecnología más eficiente para el aprovechamiento energético de la cascarilla, se debería realizar un análisis similar para el resto del fruto, puesto que su composición puede ser muy diferente y, por lo tanto, influir en la elección de la tecnología más adecuada.
- Para el caso de estudio, la materia prima es el grano de café ya procesado, y el residuo a aprovechar corresponde únicamente a la cascarilla. Luego de analizar los datos brindados, se estima que la cascarilla representa aproximadamente el 1% del producto comercializable. Aunque la gestión del espacio destinado al almacenamiento de este residuo constituye una problemática dentro de la planta, el volumen de desechos generado es relativamente bajo en comparación con otros procesos industriales.

- Mediante los ensayos de caracterización energética (potencial bioquímico metanogénico y determinación de poder calorífico), junto con el análisis de composición química y estructural, se puede observar que la cascarilla tiene su mejor desempeño mediante su combustión, mostrando un poder calorífico comparable o incluso superior al de la madera, mientras que su rendimiento en la generación de biogás resulta menos favorable. Para maximizar la eficiencia energética durante la combustión, es necesario realizar un proceso de peletizado acompañado de un secado previo, puesto que, por consecuencias propias del proceso de tostado, la cascarilla sale con un contenido de humedad considerable.
- Del análisis de la tecnología de generación empleada, se pueden extraer las siguientes conclusiones:
 - El ciclo Rankine presenta un rendimiento global muy bajo, aun utilizando turbinas multietapa de alto rendimiento, por lo cual hay un gran volumen de energía desaprovechada. Una de las propuestas de este trabajo fue aprovechar esta energía para reducir el contenido de humedad de la cascarilla, problemática mencionada previamente. Si bien técnicamente se demostró que es posible, las dimensiones del secador no resultan convenientes, algo que puede ser mejorado con una mejora en el diseño.
 - Con respecto a la turbina de vapor, resultó complicado encontrar un modelo de baja potencia que ofreciera un rendimiento razonable en relación a lo esperado de un ciclo Rankine y, al mismo tiempo, un precio adecuado. Finalmente, se optó por una turbina multietapa de 30 kW, mientras que la potencia requerida era de aproximadamente 6 kW, lo que implica una capacidad ociosa significativa. Esta alternativa no representa la solución más eficiente en términos económicos.
 - En relación a la caldera, no se identificaron modelos que satisfagan simultáneamente con los valores de presión, temperatura y caudal de vapor requeridos por la turbina seleccionada. La opción más cercana correspondía a una caldera que satisfacía la presión y temperatura, pero cuyo caudal de vapor era extremadamente alto, lo que la hacía inviable para este caso. Se resolvió planteando una caldera teórica equivalente, con las mismas condiciones de presión y temperatura, pero con un caudal de vapor ajustado al valor nominal exigido por la turbina.
- Se realizó un análisis económico del proyecto, en donde se estimó la inversión inicial por el método de los factores y se calcularon los costos anuales totales asociados al proyecto. Luego de considerar los ahorros que generaba el proyecto, y realizado el balance económico hasta el final de la vida del proyecto (30 años), se pudo determinar que el proyecto no es económicamente viable, principalmente debido a las siguientes limitaciones estructurales y económicas:
 - Equipos principales sin oferta nacional: luego de una larga búsqueda en el mercado, no fue posible hallar fabricantes nacionales para la turbina de vapor ni la caldera. Esto obligó a considerar modelos importados, lo que incrementó la inversión inicial hasta por costos de adquisición, transporte, seguros e instalación.
 - Generación reducida de cascarilla de café: la generación real de cascarilla se identificó como uno de los principales problemas del proyecto. Inicialmente, se consideró que la cantidad generada sería suficiente para una planta de generación eléctrica de pequeña escala. Sin embargo, luego de estar en contacto con especialistas, se advirtió que la disponibilidad era bastante limitada para sostener este esquema. Si bien la cascarilla posee un importante

- poder calorífico y permite generar una cantidad apreciable de energía térmica, la combinación de pérdidas asociadas a las distintas etapas del proceso, redujo considerablemente la energía eléctrica neta obtenida (35916 kWh/año).
- Impacto económico reducido: en el escenario base, el ahorro por reducción de compra de energía eléctrica es de USD 2717,18 y, por su parte, los costos totales anuales se estiman en USD 2298,2, dejando un beneficio neto de apenas USD 419. Si bien estos valores corresponden al año 0, son representativos para caracterizar la magnitud de los flujos económicos iniciales. Con estas cifras el tiempo de repago teórico se eleva a 102 años, pero dado que el tiempo de vida útil de la maquinaria es a lo sumo 30 años, no llega a haber un repago de la inversión inicial. Esto confirma la inviabilidad económica del proyecto.
 - Determinada la inviabilidad del caso inicial, se procedió a analizar bajo qué condiciones el proyecto podría comenzar a ser aceptable o, al menos, estimar que tan lejos se encuentra dicho punto. Por lo que se plantearon distintas alternativas orientadas a modificar la inversión inicial o el beneficio neto anual, factores claves del balance económico.
 - Alternativa 1: supone la existencia de fabricantes nacionales para la turbina y la caldera, lo que reduciría la inversión inicial debido a la eliminación de costos relacionados a la importación. Con una inversión inicial de USD 96822,8, mantiene el mismo nivel de generación que el caso base y, por ende, un beneficio neto similar. Si bien el tiempo de repago proyectado se redujo a 75 años, sigue siendo económicamente inviable ya que no soluciona el problema de la baja generación de energía eléctrica.
 - Alternativa 2.A y 2.B: buscan maximizar la ocupación de la turbina y la caldera mediante la compra de pellets listos para usar (2.A) o de biomasa para peletizar (2.B), aprovechando la capacidad ociosa de la peletizadora. Fueron descartadas al verificarse que el costo del combustible adquirido superaba ampliamente el ahorro por autogeneración, generando pérdidas económicas.
 - Alternativa 2.C: también propone operar la turbina y la caldera al 100% de su capacidad mediante el aumento de generación de cascarilla de café, o bien biomasa proveniente de otras industrias. Si bien la inversión aumenta respecto del caso base (USD 143962,2) por el redimensionamiento de equipos, la generación anual se eleva a 210463 kWh por año (485% más que el caso inicial). Esto generaba un ahorro anual de USD 15922,34 y un costo total anual de USD 12236,8, dando como resultado un beneficio neto para el año 0 de USD 3685,54. El tiempo de repago se redujo a 30 años y, aunque sigue siendo superior al objetivo de 15 años, llegaría a haber un repago de la inversión en la vida útil del sistema, aunque sin nada de margen.
 - Alternativa 3: combina la alternativa 1 y la alternativa 2.C, buscando una reducción de la inversión inicial y un incremento en la generación de energía con costo de combustible nulo. La inversión inicial se estimó en USD 125187,4 y la generación de energía eléctrica anual resultó de 210463 kWh. Esto logró un ahorro anual de USD 15922,4, costos totales de USD 10940,9 por año y un beneficio neto para el año 0 de USD 5821,44, reduciendo el tiempo de repago a 21 años. Desde el punto de vista económico es la opción más favorable, aunque también es la que requiere las condiciones más difíciles de garantizar.
 - Finalmente se realizó un análisis ambiental para evaluar la reducción de gases de efecto invernadero de la situación propuesta respecto de la situación actual. El estudio cuantificó tanto la diferencia en emisiones entre la generación eléctrica a partir de

fuentes convencionales y la obtenida mediante la combustión de la cascarilla, así como también la magnitud real de la disminución lograda. Para ello se utilizaron factores de emisión de CO₂ equivalente (CO₂e) establecidos por el IPCC, permitiendo estandarizar el impacto ambiental de cada alternativa.

- Situación actual: se utilizó para la estimación el factor de emisión promedio de la matriz eléctrica del país, de 0,23 kg de CO₂e por cada kWh generado. Con un consumo anual de 1023897,6 kWh, se emiten casi 236 toneladas de CO₂e.
- Situación propuesta: en base a las consideraciones y valores brindados por el IPCC, se determinó que la generación eléctrica mediante la combustión de biomasa reduce las emisiones en un 82,2% por kWh generado en comparación a las fuentes convencionales. De todas formas, el impacto real en la disminución lograda no genera la misma reducción debido a que la porción de energía autogenerada es demasiado baja. Considerando que, del consumo anual de Cabrales, se autogeneran 35916 kWh, la reducción obtenida respecto de la situación actual es del 2,9%.
- Alternativa 1: al mantener la misma generación eléctrica que el caso base, las emisiones de CO₂e no presentan variaciones significativas.
- Alternativas 2.C y 3: es lógico pensar que el aumento de generación a partir de la cascarilla no modifica la reducción de CO₂e, dado que la planta consumiría mayor energía. Un enfoque más conveniente sería emplear biomasa residual de otra industria, permitiendo aprovechar toda la capacidad de la turbina sin aumentar la demanda eléctrica de planta y reduciendo más las emisiones de GEI.

8.2 Trabajos futuros

Considerando el alcance del presente trabajo, que se basa en un estudio de prefactibilidad, se evidencian varias líneas de trabajos derivadas de esta temática. Algunos de estas se presentan a continuación:

- Analizando el manual de la tostadora ProMundo, con la cual se realiza el tostado del café y donde se genera la cascarilla, se observó que la misma ofrece la posibilidad de un quemador de biomasa o, como es actualmente, mediante gas/Diesel. Una posibilidad en un futuro podría ser analizar la incorporación de la cascarilla como parte del combustible para los quemadores, en lo que se plantea como un sistema mixto. [64]
- En el Apartado 5.7.3 se diseña un posible secador de cascarilla utilizando el calor residual a la salida de la turbina. Se realizó un estudio primario, con valores típicos de ciertas variables y se obtuvieron dimensiones que no se consideran muy convenientes. Por ello, se plantea la posibilidad de un análisis más exhaustivo, disposiciones más convenientes, profundización técnica, de manera de obtener un equipo más compacto.
- Como fue explicado en la Sección 2.4.3.2, el 95% del peso del fruto del café se desecha durante la cadena productiva. Se plantea la posibilidad de realizar un estudio de valorización de este recurso, analizando eslabones previos.
- Se plantea la posibilidad de aprovechar la borra de café, en conjunto con la cascarilla, para la generación de biogás, puesto que los residuos húmedos suelen tener potencial para este fin. Dado que Cabrales posee un circuito logístico armado de provisión de café a diferentes comercios, se plantea la posibilidad de utilizarlo para recolectar dicho

residuo, propio de su preparación. Esta propuesta no solo resulta atractiva desde el punto de vista energético, sino que también resuelve la problemática de fin de vida del producto, incorporándolo a una economía 100% circular.

- Dado el crecimiento industrial de la zona de Mar del Plata, se propone el análisis de un sistema de generación que capte los desechos de diferentes fábricas aledañas, tales como PepsiCo, McCain, Lamb Weston, Havanna, Panacity, etcétera, similar al biodigestor que existe hoy en día en la ciudad de Balcarce [65], o bien estudiando otro tipo de tecnología de aprovechamiento.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Parlamento Europeo. (2023). *Cambio climático: gases de efecto invernadero que causan el calentamiento global*. Disponible en: <https://www.europarl.europa.eu/topics/es/article/20230316STO77629/cambio-climatico-gases-de-efecto-invernadero-que-causan-el-calentamiento-global>
- [2] Concepto.de. (2023). *Energías limpias: concepto, importancia y ejemplos*. Disponible en: <https://concepto.de/energias-limpias/>
- [3] Fernández, A. (2018). *Cambio climático: historia de la contaminación*. La Vanguardia. Disponible en: <https://www.lavanguardia.com/vida/junior-report/20181211/453406386366/cambio-climatico-historia-contaminacion-cronologia.html>
- [4] BBC Mundo. (2013). *Cambio climático: historia de la contaminación*. Disponible en: https://www.bbc.com/mundo/noticias/2013/09/130926_ciencia_historia_cambio_climatico_np
- [5] Leonardi, E. (2024). *ANÁLISIS DEL POTENCIAL DE GENERACIÓN DISTRIBUIDA FOTOVOLTAICA EN EL PARTIDO DE GENERAL PUEYRREDÓN*. [Proyecto final de grado de Ingeniería Electromecánica, Universidad Nacional de Mar del Plata]. Repositorio institucional UNMDP.
- [6] Cirion Technologies. (2021). *Revolución industrial y las tecnologías*. Disponible en: <https://blog.ciriontechnologies.com/es/tecnologias-revolucion-industrial>
- [7] International Energy Agency. (2024). *World energy outlook 2024*. IEA.
- [8] Ideas.Energy. (2024). *Global electricity supply (2024)*. Disponible en: <https://ideas.energy/global-electricity-supply-2024>
- [9] Renovables.blog. (2025). *Energías renovables vs. energías verdes: Diferencias*. Disponible en: <https://renovables.blog/sostenibilidad/energias-renovables-vs-energias-verdes-entendiendo-sus-diferencias/>
- [10] International Renewable Energy Agency. (2025). *Renewables in 2024: 5 Key Facts Behind a Record-Breaking Year*. Disponible en: <https://www.irena.org/News/articles/2025/Apr/Renewables-in-2024-5-Key-Facts-Behind-a-Record-Breaking-Year>
- [11] Compañía Administradora del Mercado Mayorista Eléctrico Sociedad Anónima. (2024). Informe anual 2023. CAMMESA.
- [12] Gobierno de Argentina. Congreso de la Nación. (2017). *Ley 27.424: Régimen de fomento a la generación distribuida de energía renovable integrada a la red eléctrica pública*. Boletín Oficial de la República Argentina.
- [13] Rhoton, S. (2025). *Ciclo del carbono: qué es, etapas e importancia*. Significados.com. Disponible en: <https://www.significados.com/ciclo-del-carbono/>
- [14] U.S. Energy Information Administration. (2024). *Biomass and the environment*. Disponible en: <https://www.eia.gov/energyexplained/biomass/biomass-and-the-environment.php>
- [15] Cho, R. (2011). *Is biomass really renewable?* State of the Planet. Columbia Climate School. Disponible en: https://news-climate-columbia-edu.translate.google.com/2011/08/18/is-biomass-really-renewable/?x_tr hl=es&x_tr_pto=sqe&x_tr_sl=en&x_tr_tl=es
- [16] Gobierno de Argentina. Secretaría de Agricultura, Ganadería y Pesca. (2023). *Programa Municipios Bioenergéticos*. Disponible en: <https://www.argentina.gob.ar/noticias/programa-municipios-bioenergeticos>

- [17] Gobierno de Argentina. Secretaría de Ambiente y Desarrollo Sostenible. (s. f.). *Programa Biogás*. Disponible en: <https://www.argentina.gob.ar/interior/ambiente/control/biogas>
- [18] López King, E. (2022). *Bioenergía en Argentina: Una apuesta por el potencial de la biomasa en el norte argentino*. Biomasa. Disponible en: <https://biomasa.com.ar/bioenergia-en-argentina-una-apuesta-por-el-potencial-de-la-biomasa-en-el-norte-argentino/>
- [19] Parlamento Europeo. (2023). *Economía circular: definición, importancia y beneficios*. Disponible en: <https://www.europarl.europa.eu/topics/es/article/20151201STO05603/economia-circular-definicion-importancia-y-beneficios>
- [20] Jemio, D. (2023). *El argentino que creó un carbón a base de desechos de arroz en el país del asado*. *América Futura* (El País). Disponible en: <https://elpais.com/america-futura/2023-01-22/el-argentino-que-creo-un-carbon-a-base-de-desechos-de-arroz-en-el-pais-del-asado.html>
- [21] Redacción Mejor Energía. (2022). *Una planta argentina transformará 130 mil toneladas de residuos en biogás*. *Mejor Energía*. Disponible en: <https://www.mejorenergia.com.ar/noticias/2022/10/12/595-una-planta-argentina-transformara-130-mil-toneladas-de-residuos-en-biogas>
- [22] Hirtz, N. (2022). *Transforman residuos en combustibles*. Página 12. Disponible en: <https://www.pagina12.com.ar/414331-transforman-residuos-en-combustibles>
- [23] Volpicelli, G. M. (2015). *This machine turns coffee waste into energy*. *Wired*. Disponible en: <https://www.wired.com/story/bio-bean-coffee-waste-energy/>
- [24] Fuentes, V. (2017). *Bio-bean fabrica biodiesel a partir de residuos de café*. *Biodiesel*. Disponible en: <https://biodiesel.com.ar/12137/bio-bean-fabrica-biodiesel-a-partir-de-residuos-de-cafe>
- [25] Halliday, J. (2022). *CKF design and build Auto Packer cell for bio-bean, the world's largest recycler of coffee grounds*. *CKF*. Disponible en: <https://www.ckf.co.uk/2022/05/11/ckf-design-and-build-auto-packer-cell-for-bio-bean-the-worlds-largest-recycler-of-coffee-grounds/>
- [26] Husk Power Systems. (s.f.). *Husk Power Systems*. Disponible en: <https://huskpowersystems.com/>
- [27] Burgos-Arcos C. L., & Sablón-Cossío N. (2022). *Evaluación de las alternativas del empleo de la biomasa lignocelulósica del café en Chimborazo*. UNACH.
- [28] Caetano da Costa, M., Ferreira de Carvalho, A., Crovador de Oliveira, R., & Valderrama, P. (2024). *Valorization of coffee by-products in the industry, a vision towards circular economy*. *Applied Sciences* (Discover).
- [29] Bonilla Camacho, L. F., & Castro Fandiño, Y. (2021). *Propuesta de Estrategias para el Aprovechamiento de la Pulpa de Café Residual en Finca Los Monroy*. [Tesis de especialización no publicada]. Universidad ECCI.
- [30] Pandey, A., Soccol, C. R., Nigam, P., Brand, D., Mohan, R., & Roussos, S. (2000). *Biotechnological potential of coffee pulp and coffee husk for bioprocesses*. *Biochemical Engineering Journal*.
- [31] Barajas Villarreal, J. A. (2021). *Modelo circular de aprovechamiento de la biomasa residual de café en Colombia*. [Tesis de Maestría en Energía y Sostenibilidad, Pontificia Universidad Javeriana].
- [32] Secretaría de Energía. (2008). *Energías renovables 2008 - Energía biomasa*. Coordinación de Energías Renovables, Dirección Nacional de Promoción.
- [33] European Biomass Industry Association. (2025). *Biodiesel*. EUBIA.

- [34] Grisales Rengifo, S., & Ramírez G. A. (2017). *Análisis comparativo sobre las tecnologías de la digestión anaerobia húmeda y seca*. Universidad Tecnológica de Bolívar.
- [35] Cummins Inc., & Global Power Technology Leader (2023). *What is a diesel engine, and what are the types and components of a diesel engine?*. Cummins. Disponible en: <https://www.cummins.com/news/2023/05/23/what-diesel-engine-and-what-are-types-and-components-diesel-engine>
- [36] Khaitan Bio Energy. (2023). *What to know about flex-fuel engines*. Disponible en: <https://khaitanbioenergy.com/what-to-know-about-flex-fuel-engines/>
- [37] Planas, O. (2018). *Motor Otto: Cómo es y cómo funciona*. DeMotor. Disponible en: <https://demotor.net/motores-termicos/motor-otto>
- [38] Caterpillar Company. (s.f.). *Cómo funciona una turbina de gas*.
- [39] Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., & Bailey M. B. (2014) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Wiley.
- [40] Universidad de Cantabria. (s.f.). *Turbinas Térmicas Aplicaciones*. [Presentación de diapositivas]. Cátedra de Máquinas Térmicas.
- [41] Cabrales S.A. (2023). *Informe de impacto 2023*.
- [42] Municipalidad de General Pueyrredón. (s.f.). *Parque Industrial*. Mar del Plata. Disponible en: <https://www.mardelplata.gob.ar/contenido/parque-industrial>
- [43] Uno Santa Fe. (2024). *Subirá hasta 124% la tarifa de electricidad para industrias, comercios y hogares sin subsidios*. Disponible en: <https://www.unosantafe.com.ar/economia/subira-124-la-tarifa-electricidad-industrias-comercios-y-hogares-subsidios-n10116927.html>
- [44] Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. (2012). *Tablas y diagramas: Termodinámica Técnica I y II*. [Apunte de cátedra].
- [45] Reid, T. (s.f.). *Steam Turbine and Generator Reduced Minimum Load Considerations*. ENTRUST Solutions Group. Disponible en: <https://entrustsol.com/steam-turbine-and-generator-reduced-minimum-load-considerations/>
- [46] Managing Minimum Load. (2009). *Power*. Disponible en: <https://www.powermag.com/managing-minimum-load/>
- [47] Universidad Nacional de Mar del Plata, Cátedra de Ingeniería Económica. (2023). *Apunte de Inversión*. [Apunte de cátedra].
- [48] Seider, W. D. (s.f.). *Equipment sizing and capital cost estimation*. University of Pennsylvania.
- [49] Smith, R. (2005). *Chemical process design and integration*. John Wiley & Sons, Ltd.
- [50] Whitesides, R. W. (2020). *Process equipment cost estimating by ratio and proportion* (PDHonline Course G127). PDH Center.
- [51] Hummels, D., & Lugovskyy, V. (2006). *Matched partner trade statistics as a measure of international transportation costs*. Purdue University.
- [52] Gobierno de Argentina. Congreso de la Nación. (2015). *Ley 27.191: Régimen de Fomento Nacional para el uso de Fuentes Renovables de Energía destinada a la Producción de Energía Eléctrica. Modificación*. Boletín Oficial de la República Argentina.
- [53] Universidad Nacional de Mar del Plata, Cátedra de Ingeniería Económica. (2023). *Apunte de Costos*. [Apunte de cátedra].
- [54] Empresa Distribuidora de Energía Atlántica. (2025). *Cuadro tarifario 01-Jul-2025*. EDEA
- [55] Trading Economics. (2025). *United States Energy Inflation*. Disponible en: <https://tradingeconomics.com/united-states/energy-inflation>

- [56] Trading Economics. (2025). *United States Producer Prices Final Demand Less Foods, Energy, and Trade Services YoYte*. Disponible en: <https://tradingeconomics.com/united-states/ppi-ex-food-energy-and-trade-services-yoy>
- [57] BPLAN. (2025). *Discover the Top 7 KPIs for Power Plant Operations & Maintenance*. Disponible en: <https://bplan.ai/blogs/kpi-metrics/power-plant-operations-and-maintenance-kpi-metrics>
- [58] Lee, S. (2025). *The ultimate guide to maintenance outage rate*. Number Analytics. Disponible en: <https://www.numberanalytics.com/blog/ultimate-guide-maintenance-outage-rate>
- [59] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC). (2021). Chapter 7: The Earth's energy budget, climate feedbacks, and climate sensitivity. *Climate Change 2021: The Physical Science Basis*. Contribution of Working Group I to the Sixth Assessment Report of the IPCC
- [60] Compañía Administradora del Mercado Mayorista Eléctrico Sociedad Anónima. (2025). *Informe mensual 06-2025*. CAMMESA.
- [61] di Mauro, G.F. (2022). *Implicancias Técnicas, Económicas y Ambientales de la Generación Distribuida Fotovoltaica Residencial en Redes de Distribución de Energía Eléctrica de la Ciudad de Mar del Plata Desarrollada en el Marco de la Ley 27.424*. Tesis para optar por el grado académico de Magister en Gestión de la Energía, Universidad Nacional de Lanús.
- [62] Compañía Administradora del Mercado Mayorista Eléctrico Sociedad Anónima. (2019). *Informe anual 2019*. CAMMESA.
- [63] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC). (2006). *Capítulo 2: Combustión estacionaria*. En *Directrices del IPCC de 2006 para los inventarios nacionales de gases de efecto invernadero. Volumen 2: Energía*. IPCC.
- [64] Leogap Indústria e Comércio de Máquinas. (2022). *Manual de instrucciones: Tostador ProMundo*. [Documento interno]. Probat Leogap.
- [65] Instituto de Investigación en Producción Agropecuaria Sustentable IPADS. (2022). *Se inauguró un Biodigestor para la producción de biogás en Los Pinos, Balcarce*. CONICET Mar del Plata. Disponible en: <https://mardelplata-conicet.gob.ar/se-inauguro-un-biodigestor-para-la-produccion-de-biogas-en-los-pinos-balcarce/>

Anexo I – Composición química de la cascarilla de café



Instituto Nacional
de Tecnología Agropecuaria

Estación Experimental Agropecuaria Balcarce

Laboratorio de Biomasa y Bioenergía

Productor/Empresa: Cabrales

Contacto: azurman@cabrales.com

Fecha: 15 de marzo de 2023

Muestra: Cascarilla de café tostada

Humedad (% p/p)	34,5
S_T (% base seca, BS)	97,1 ± 0,4
Materia Orgánica (% S _T)	91,5 ± 0,1
Cenizas Totales (% S _T)	8,5 ± 0,1
COT (% S _T)	50,84 ± 0,08
N_T (% BS)	2,0 ± 0,1

Mercedes Echarte responsable

del Laboratorio

BS: Base Seca a 60 °C

S_T: Sólidos totales

N_T: contenido de nitrógeno total determinado por método de Kjeldahl

Anexo II – Composición biológica/estructural de la cascarilla de café



LABORATORIO DE NUTRICIÓN Y EVALUACIÓN DE CALIDAD DE FORRAJES
ESTACIÓN EXPERIMENTAL AGROPECUARIA BALCARCE - INTA

Balcarce, 23 de mayo de 2023

SOLICITANTE: CABRALES S.A.

ATENCIÓN: Ayelen Zurman

Por la presente le informamos los resultados de los análisis efectuados sobre la muestra recibida en el *Laboratorio de Nutrición y Evaluación de Calidad de Forrajes*, según el siguiente detalle:

Muestra	Código	N° Lab.	FDN	FDA	LDA
Cascarilla de Café	15/03/23	23-176	53,9	41,4	14,7

Referencias:

N° Lab. = identificación del laboratorio de la muestra ingresada

FDN =% de fibra en detergente neutro (pared celular)

FDA =% de fibra en detergente ácido

LDA =% de lignina en detergente ácido

Atentamente,

Dra. Delfina Montiel

montiel.maria@inta.gob.ar

EEA INTA CC 276 (7620) Balcarce (Bs.As.) República
Argentina
Teléfonos: (02266) 43-9104/26

Anexo III - Informe ensayo de Potencial Bioquímico Metanogénico (PBM)

Ensayo BMP cascarilla de café – marzo 2025

Mercedes Echarte – Responsable de laboratorio

Procedimiento

Se determinó el potencial bioquímico de metanización siguiendo el Procedimiento Estándar Alemán para la fermentación de materiales orgánicos VDI 4630 (VDI, 2006). La digestión anaeróbica se realizó en batch en digestores de escala de laboratorio (120 ml) en condiciones mesofílicas ($35 \pm 2^\circ\text{C}$). Las condiciones de anaerobiosis se aseguraron desplazando el contenido de aire de los digestores con N_2 durante 15 segundos. Se realizó agitación manual una vez al día.

Los recipientes contuvieron sustrato vegetal (muestra de cascarilla de café), inóculo estabilizado (35 ml) y medio nutritivo (15 ml) de manera que la relación inóculo: sustrato expresado en sólidos volátiles SV fuera de 2:1 (Li et al., 2013). Los sustratos fueron previamente secados a 60°C hasta peso constante y caracterizados. El inóculo consistió en una mezcla en partes iguales (en términos de SV) de guano de gallinas ponedoras, purín de cerdo y barro activo obtenido de un biodigestor de una planta procesadora de papa. El medio nutritivo fue el propuesto por Angelidaki et al. (2009).

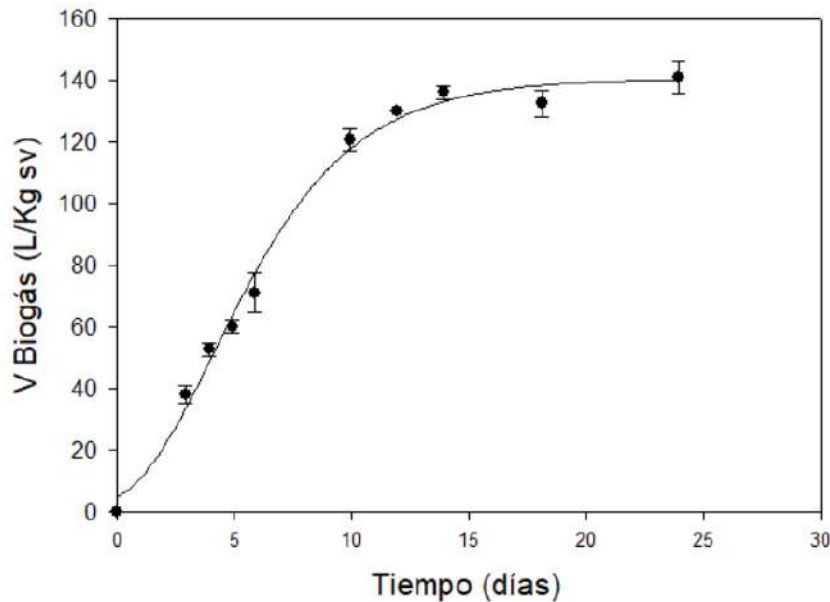
Mediante la inclusión de un control negativo (medio de cultivo + inóculo) se descontó la producción intrínseca de biogás del inóculo a las digestiones de las muestras de cascarilla. La actividad biológica máxima del inóculo se caracterizó utilizando celulosa microcristalina como sustrato (Biopack)

En diferentes momentos durante la digestión se registró la diferencia de presión en el espacio de cabeza utilizando un manómetro digital. El volumen de biogás fue calculado en base a la presión y la temperatura registrada, considerando un espacio de cabeza de 70 ml y expresado en CNPT. La composición de biogás fue determinada mediante adsorción de CO_2 en una solución de NaOH 1 M utilizando un sacarímetro de Einhorn. Las muestras fueron digeridas por triplicado hasta que el volumen diario de biogás producido fue inferior al 1% del total de biogás acumulado hasta ese momento. Se graficó el volumen normalizado y acumulado de biogás por gramo de SV de cascarilla de café en función del tiempo y la producción de biogás y se ajustó a un modelo de Gompertz modificado $f =$

$B_{m\acute{a}x} \cdot e^{-e^{\frac{(k \cdot 2,72)}{B_{m\acute{a}x}} \cdot (\lambda - t) + 1}}$ usando el software Sigmaplot v 12.

Resultados

El contenido de humedad de la muestra fue del 29% y el de SV de 92% (base seca).



Los valores de los parámetros para el mejor ajuste de la ecuación de Gompertz a los datos fueron:

$$B_{\max} = 140,6 \pm 2,6$$

$$k = 15,4 \pm 1,1$$

$$\lambda = 0,8 \pm 0,3$$

El porcentaje de metano máximo alcanzado fue de 67%.

Angelidaki, I., Alves, M., Bolzonella, D., Borzacconi, L., Campos, J. L., Guwy, A. J., Kalyuzhnyi, S., Jenicek, P., Van Lier, J. B., 2009. Defining the biomethane potential (BMP) of solid organic wastes and energy crops: a proposed protocol for batch assays. *Water Science Technology*. 59(5), 927-934.

Li, Y., Feng, L., Zhang, R., He, Y., Liu, X., Xiao, X., Ma, X, Liu, G., 2013. Influence of inoculum source and pre-incubation on bio-methane potential of chicken manure and corn stover. *Appl. Biochemistry Biotechnology*. 171, 117-127.

VDI 4630. Fermentation of organic materials, characterisation of the substrate, sampling, collection of material data, fermentation tests (2006). En: Verein Deutscher Ingenieure (VDI), editor. *VDI Handbuch Energietechnik*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 44-59

Anexo IV – Determinación del poder calorífico de la cascarilla de café

Fundamentos Teóricos

Es la cantidad de calor liberada cuando se quema en forma completa un mol gramo de una determinada sustancia, en condiciones de temperatura y presión constantes, dando como productos de reacción CO₂ y H₂O. En caso de no conocerse el peso molecular de la sustancia (como sucede con la muestra de cascarilla de café) se hablará de poder calorífico.

- *Poder calorífico superior (PCS)*: calor liberado cuando se quema en forma completa la unidad de masa (por ej., 1 gr) o de volumen de una dada sustancia a P y T ctes, cuando en el estado final el agua se halla en fase líquida.
- *Poder calorífico inferior (PCI)*: calor liberado, cuando se quema en forma completa la unidad de masa o de volumen de una dada sustancia, a P y T constantes, cuando el agua en el estado final se encuentra en fase gas. Esto implica que el PCI es menor que el PCS debido a que parte del calor generado por el quemado de la sustancia se gasta en vaporizar el H₂O formado.

La determinación del calor de combustión (o el poder calorífico) se realiza en la bomba calorimétrica, método que consiste en quemar una sustancia en una atmósfera de oxígeno a presión. Por otro lado, debido a las condiciones de temperatura y presión a las que opera la bomba, el agua producida en la combustión se hallará al final del proceso al estado líquido de donde se infiere que la bomba calorimétrica **permite determinar el poder calorífico superior** de una sustancia.

Procedimiento

Mediante una prensa comprimimos una pastilla de ácido benzoico conteniendo un alambre fino de hierro de 0,1 mm de diámetro y 15 cm de longitud. Luego de pesada la pastilla se conectan los extremos del alambre a los 2 bornes de la bomba, de manera que quede suspendida en estos soportes conductores.



Luego de cerrada la bomba herméticamente, se conecta el tubo de oxígeno por intermedio de un manómetro a la válvula V2, sacando el tornillo correspondiente; se abre la otra válvula y se hace pasar una corriente de oxígeno a manera de lavaje, luego se cierra V1 y se continúan haciendo ingresar oxígeno hasta que la presión en el interior sea de 8-10 atm, se cierra enseguida V2 y se desconecta la fuente de oxígeno.



Se asegura que no haya pérdidas, sumergiendo la bomba brevemente en un recipiente con agua. Se deberá secar cuidadosamente luego los bornes.

Luego se introduce en el recipiente calorimétrico un peso exactamente conocido de agua, de manera que cuando se sumerge la bomba no la cubra por completo, sino que llegue hasta los bornes de contacto.



Se coloca la bomba cargada y se conectan los cables a un acumulador, o al dispositivo de quemado del calorímetro, los cuales entregarán una diferencia de potencial tal que el alambre de Fe se quema en un intervalo de 1 a 2 segundos. Se ubica el agitador y el termómetro en su posición adecuada, se tapa el calorímetro, y se enciende el agitador.



Después que la bomba haya estado en el agua durante 5 minutos, iniciamos la lectura de temperatura haciéndolas durante 5 minutos, cada 30 segundos. Al quinto minuto se cierra el circuito eléctrico que producirá la combustión del alambre de Fe y de la sustancia en forma completa por acción del oxígeno a presión, comenzando a elevarse la temperatura del agua en el calorímetro en forma rápida. Se siguen efectuando las lecturas cada 15 segundos o menos en este intervalo.

La temperatura llega a un valor máximo y se mantiene un determinado tiempo en él, luego comienza a descender en forma gradual; se anota este descenso hasta obtener otra serie de 5 minutos a intervalos de 30 segundos.

Se saca la bomba del calorímetro y se abre paulatinamente la válvula de salida. Debe prestarse mucha atención a esto debido a que, si se abre sin disminuir la presión interna, la tapa puede desprenderse bruscamente y ocasionar lesiones o golpes en la cara principalmente. Se abre la tapa y se observa si la combustión es completa, en caso afirmativo se la limpia y se la seca.



Finalmente se repite todo el procedimiento con la cascarilla de café (sustancia cuyo poder calorífico quiere determinarse).



Valores observados

- $m_2 =$ masa de la sustancia a quemar
- $m_c =$ masa de ácido benzoico
- $m_{H_2O} =$ masa de agua agregada al calorímetro

Para ambas experiencias se debe construir una tabla que exprese el tiempo y la medición de temperatura, para luego graficar la temperatura en función del tiempo para obtener el Δt corregido.

- $\Delta t_c =$ salto de la temperatura del agua corregido

Determinación del equivalente

Del primer principio de la termodinámica, aplicado a un sistema cerrado con reacción química y realizando ciertas hipótesis se deduce que:

$$E = \frac{-\Delta h_c \cdot m_c}{Cp_{H_2O} \cdot \Delta T_c} - m_{H_2O}$$

Donde:

- $Cp_{H_2O} =$ calor específico del agua [cal/gr]
- $\Delta h_c =$ poder calorífico a P constante del ácido benzoico a la T de reacción [cal/gr]
- $E =$ equivalente en agua del calorímetro [gr]

Determinación del poder calorífico superior de la cascarilla de café (Δh_s)

Del mismo balance anterior se deduce que:

$$\Delta h_s = \frac{-(m_{H_2O} + E)}{m_s} \cdot Cp_{H_2O} \cdot \Delta t_s$$

El poder calorífico superior, para la cascarilla de café, resultó en 4,1 kcal/kg

Anexo V – Ensayo de secado

El ensayo presentado en este anexo fue realizado por los autores, quienes participaron directamente en la preparación, ejecución y registro del procedimiento.

1. Determinación de las condiciones necesarias para el secado

Para un secado eficiente, sin producir otros fenómenos que no estén relacionados con la evaporación del agua y para que esta se dé de forma efectiva, se recomienda:

- Temperatura entre 60 y 100°C.
- Tener un convectivo suficiente para evacuar el vapor de agua generado
- Una altura de producto a secar reducida, puesto que a mayor altura más energía se requiere para evaporar el agua de las capas más profundas.

Como se desconoce el comportamiento de secado de la cascarilla, se propone un ensayo de secado siguiendo estas recomendaciones. Se plantea la posibilidad de que el aire se encuentre a una temperatura de 80°C, producto del promedio de 60 y 100°C. Se propone una altura de cascarilla de 5 y 10mm, y un convectivo mínimo para evacuar el vapor de agua extraído. En estas condiciones se realizan dos ensayos de secado, en donde se busca, mediante la medición de la reducción de masa de la muestra, conocer cómo evoluciona el contenido de humedad de la muestra en estas condiciones. El fin último es determinar un tiempo óptimo de secado.

Estos ensayos tienen sentido si se conoce fehacientemente el contenido de humedad de la muestra inicial. Puesto que, si bien se conoce el contenido de humedad típico de la cascarilla (35% en el peor caso), no se puede garantizar que la muestra con la que se cuenta tiene ese contenido de humedad puesto que pasó un tiempo considerable reservada. Se propone entonces realizar un tercer ensayo, con el fin de determinar la humedad de la muestra, que consiste en tomar una muestra representativa, y colocarla en un horno a 180°C durante 3 horas. Con esto se logra una evaporación prácticamente completa. Luego se mide la masa final y se calcula la humedad inicial.

1.1. Ensayos de secado para $T = 80^{\circ}\text{C}$, $h = 5\text{mm}$ y $h = 10\text{mm}$

Elementos utilizados en los ensayos:

- Horno eléctrico convectivo.
- Bandeja de horno de 1036 cm².
- Medidor de temperatura laser.
- Balanza digital de precisión 500 g/0,1 g.
- Taza medidora 500 ml.
- Elementos de trasvase.

Se calcula la densidad de la muestra, para determinar qué masa se secará en cada caso. Para ello, se coloca en la taza medidora un volumen de 500 ml, y se pesa el contenido:



$$Densidad = \frac{masa}{volumen} = \frac{33,4[g]}{500 [cm^3]} = 0,0668 \left[\frac{g}{cm^3} \right]$$

Para realizar las mediciones de masa se utiliza un bowl de 195 g. Luego se resta este valor del valor obtenido en la medición, para obtener la masa correspondiente a la cascarilla

1.1.1. Ensayo T = 80°C y h = 10mm

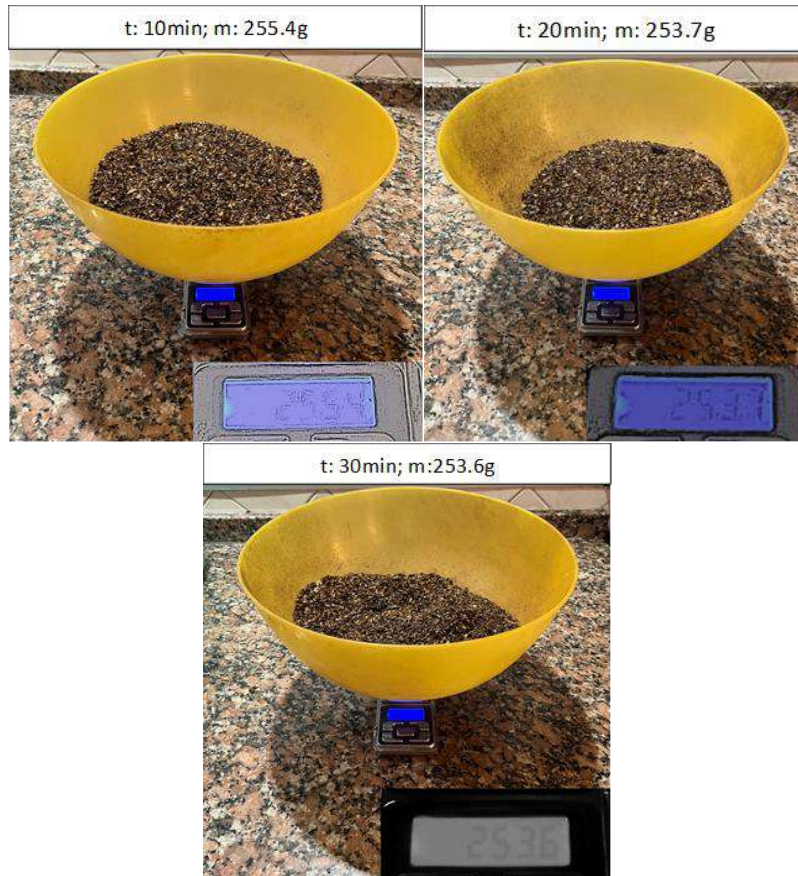
Se calcula la masa necesaria para obtener una muestra de 10 mm de espesor en la bandeja de horno.

$$masa\ necesaria = 0,0668 \left[\frac{g}{cm^3} \right] * 1[cm] * 1036[cm^2] = 69,2 [g]$$

Se precalienta el horno a 80°C y se coloca la bandeja con 69,2 g de cascarilla:



Se registra la masa cada 10 min de secado durante 30 min:



Resultando:

Tiempo (min)	10	20	30
Masa registrada (g)	255.4	253.7	253.6
Masa bowl (g)	195	195	195
Masa cascarilla (g)	60.4	58.7	58.6

1.1.2. Ensayo T = 80°C y h = 5mm

Se calcula la masa necesaria para obtener una muestra de 5 mm de espesor en la bandeja de horno.

$$masa\ necesaria = 0,0668 \left[\frac{g}{cm^3} \right] * 0,5[cm] * 1036[cm^2] = 34,6[g]$$

Se precalienta el horno a 80°C y se coloca la bandeja con 34,6 g de cascarilla:



Se va registrando la masa cada 10 min de secado:



Resultando:

Tiempo (min)	10	20	30
Masa registrada (g)	225.1	224.3	224.1
Masa bowl (g)	195	195	195
Masa cascarilla (g)	30.1	29.3	29.1

1.2. Ensayo de secado para $T = 180^{\circ}\text{C}$ y $t = 3\text{h}$

Tamaño de la muestra: 50 g

Elementos utilizados en los ensayos:

- Horno a gas.
- Medidor de temperatura laser.
- Balanza digital de precisión 500 g/0,1 g.
- Elementos de trasvase.

Para realizar las mediciones de masa se utiliza un bowl de 195 g. Luego se resta este valor del valor obtenido en la medición, para obtener la masa correspondiente a la cascarilla

Masa obtenida luego de 3 horas de secado:



$$masa_{final}[g] = 231,1 - 195 = 36,1 [g]$$

1.3. Análisis posterior a los ensayos.

Del ensayo de secado completo se calcula el porcentaje de humedad inicial:

$$m_{inicial} = m_{base\ seca} + m_{agua}; \quad H_{inicial}[\%] = \frac{m_{agua}}{m_{inicial}} * 100\%$$

$$m_{final} \cong m_{base\ seca} \Rightarrow H_{inicial}[\%] = \frac{m_{inicial} - m_{final}}{m_{inicial}} * 100\%$$

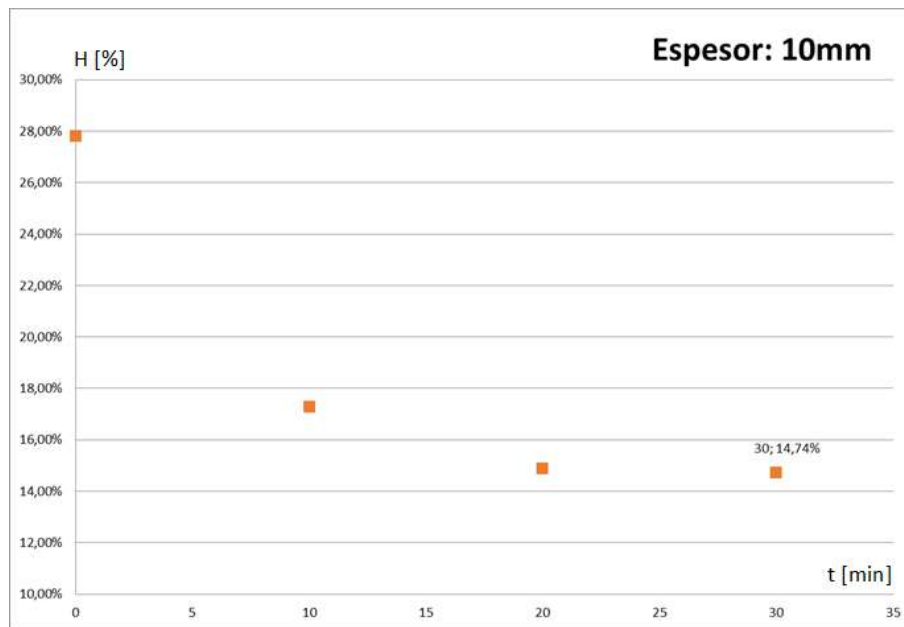
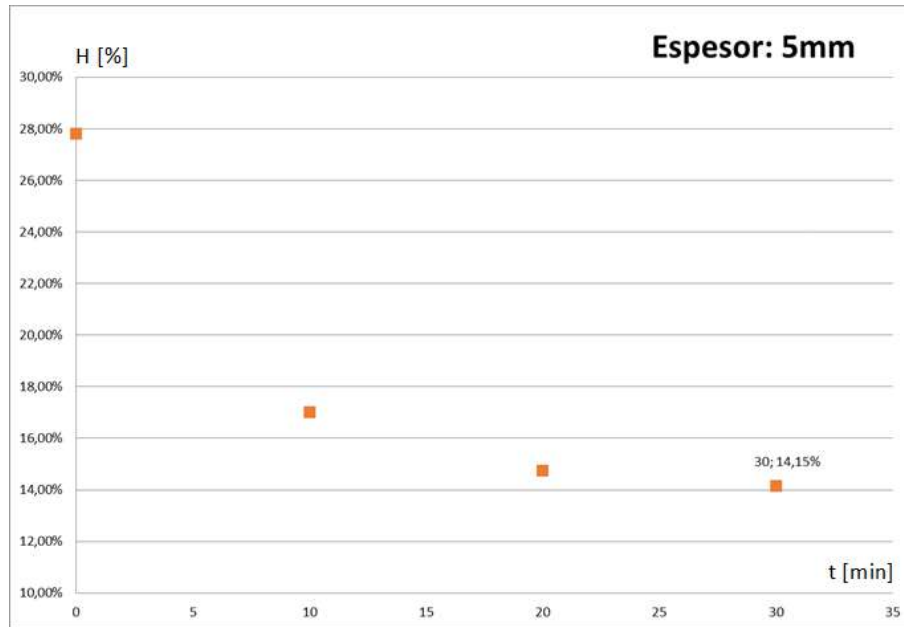
$$H_{inicial}[\%] = \frac{50 - 36,1}{50} * 100\% = 27,8\%$$

Con el porcentaje de humedad inicial se calcula la humedad para los distintos tiempos de muestreo, para los ensayos de secado a 80°C:

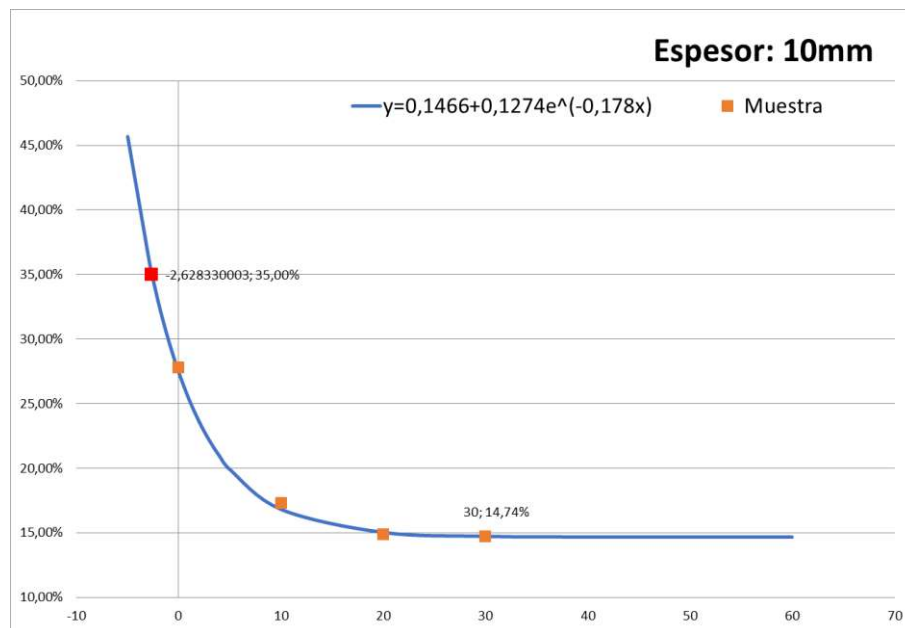
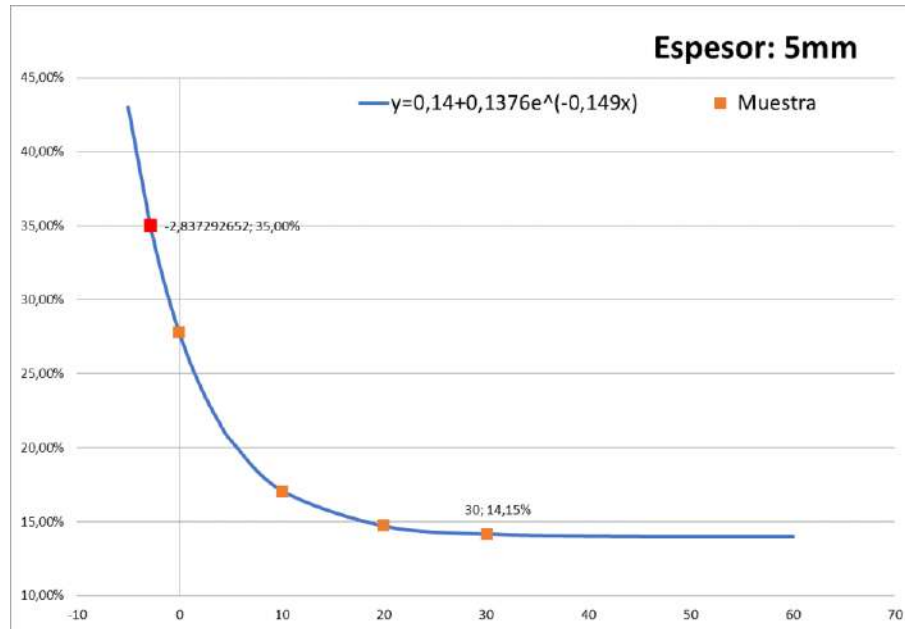
$$H_{(t)}[\%] = \left(1 - \frac{m_{base\ seca}}{m_{(t)}}\right) * 100\%; \quad m_{base\ seca} = (1 - 0,278) * m_{inicial}$$

h [mm]	T [min]	Masa [g]	H [%]
10	0	69,2	27,80%
	10	60,4	17,28%
	20	58,7	14,89%
	30	58,6	14,74%
5	0	34,6	27,80%
	10	30,1	17,01%
	20	29,3	14,74%
	30	29,1	14,15%

Se grafican los puntos obtenidos en un gráfico de porcentaje H-t:



Con los puntos obtenidos se busca la curva que mejor se aproxime para cada caso. Una vez determinada la curva se toma el punto para el cual se tiene una humedad del 35%, que es el caso más desfavorable. Se puede ver que el secado sigue una función exponencial decreciente:



Como conclusión del ensayo, se observa que, para un espesor de 10 mm y una temperatura de secado de 80°C, la humedad final alcanza un valor mínimo aproximado de 14,66%, mientras que, para un espesor de 5 mm, dicho valor es ligeramente inferior, alcanzando el 14%. Los valores obtenidos corresponden a un tiempo mínimo de exposición de 30 minutos. Asimismo, si se considera una humedad inicial del material del 35% (en lugar del 27,8 % registrado en el ensayo), se estima que será necesario un tiempo adicional de aproximadamente 2,84 minutos para alcanzar los mismos valores de humedad final, de acuerdo con las líneas de tendencia obtenidas.

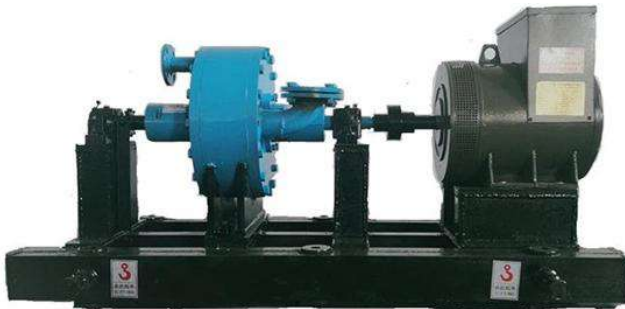
Anexo VI – Análisis comparativo de alternativas de turbinas

En el presente anexo se realiza una comparación técnica entre dos turbinas comerciales del fabricante Dongturbo Electric Company Ltd., en base a los parámetros de operación informados por el proveedor. Para el análisis se tendrá en cuenta el flujo másico y el PCI obtenido previamente en la sección 5.5.1. Se considerará que existen calderas que puedan entregar el caudal a la presión y temperatura nominal de cada una de las turbinas.

Operación para turbina de vapor de alta eficiencia, N0.03-1.27

Determinación del ciclo

Datos del fabricante:



Modelo	Capacidad (kw)	Velocidad (r/min)	Entrada			Consumo (kg/kw.h)	Presión de escape (Mpa)	Peso (t)	Dimensiones totales LxWxH(mm)
			Presión (Mpa)	Temp. (°C)	Flujo (t/h)				
N0.05-1.27	30-50	1500	1.27	300	0.3	6.2	0.06	0.33	506x211x621
N0.07-1.27	50-70	1500	1.27	300	0.5	6.42	0.06	0.43	560x251x652
N0.03-1.27	1-30	1500	1.27	300	0.2	6.67	0.06	0.16	322x211x351

Características nominales del vapor a la entrada:

P=1,27MPa; T=300°C; Flujo=0,2T/h=200kg/h

Características nominales del vapor a la salida:

P=0,06MPa

Características de rendimiento de la turbina:

Capacidad=1-30kW; Consumo=6,67 kg/kW.h

Desarrollo:

$$P_{\text{eléctrica entregada}} = \Delta h_{\text{real}} (\text{expansion del vapor en la turbina}) * \eta_{\text{mec+elé}}$$

$$\frac{P_{\text{electrica}} [kW] * \frac{3600 \left[\frac{s}{h} \right]}{\dot{m} \left[\frac{kg}{h} \right]}}{\eta_{\text{mec+ele}}} = \Delta h_{\text{real}}$$

Luego:

$$\frac{\dot{m} \left[\frac{kg}{h} \right]}{P_{\text{electrica}} [kW]} = \text{Consumo} \left[\frac{kg}{kW \cdot h} \right] = 6,67 \left[\frac{kg}{kW \cdot h} \right] = \frac{1}{0,15 \left[\frac{kWh}{kg} \right]}$$

$$\Delta h_{\text{real}} = \eta_{\text{iso}} * \Delta h_{\text{ideal}}$$

Determinación del Δh_{ideal} :

	$p = 10,0 \text{ bar} = 1,0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 179,91^\circ\text{C}$)				$p = 15,0 \text{ bar} = 1,5 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 198,32^\circ\text{C}$)			
Sat.	0.1944	2583.6	2778.1	6.5865	0.1318	2594.5	2792.2	6.4448
200	0.2060	2621.9	2827.9	6.6940	0.1325	2598.1	2796.8	6.4546
240	0.2275	2692.9	2920.4	6.8817	0.1483	2676.9	2899.3	6.6628
280	0.2480	2760.2	3008.2	7.0465	0.1627	2748.6	2992.7	6.8381
320	0.2678	2826.1	3093.9	7.1962	0.1765	2817.1	3081.9	6.9938
360	0.2873	2891.6	3178.9	7.3349	0.1899	2884.4	3169.2	7.1363
400	0.3066	2957.3	3263.9	7.4651	0.2030	2951.3	3255.8	7.2690
440	0.3257	3023.6	3349.3	7.5883	0.2160	3018.5	3342.5	7.3940
500	0.3541	3124.4	3478.5	7.7622	0.2352	3120.3	3473.1	7.5698
540	0.3729	3192.6	3565.6	7.8720	0.2478	3189.1	3560.9	7.6805
600	0.4011	3296.8	3697.9	8.0290	0.2668	3293.9	3694.0	7.8385
640	0.4198	3367.4	3787.2	8.1290	0.2793	3364.8	3783.8	7.9391

Interpolación de h:

$$h_{300^\circ\text{C}-1\text{MPa}} = 3008,2 + \frac{3093,9 - 3008,2}{2} = 3051,05; h_{300^\circ\text{C}-1,5\text{MPa}} = 2992,7 + \frac{3081,9 - 2992,7}{2} = 3037,3$$

$$h_{300^\circ\text{C}-1,27\text{MPa}} = 3051,05 + (3037,3 - 3051,05) * \frac{1,27 - 1}{1,5 - 1} = 3043,63 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Interpolación de s:

$$s_{300^\circ\text{C}-1\text{MPa}} = 7,0465 + \frac{7,1962 - 7,0465}{2} = 7,1214; s_{300^\circ\text{C}-1,5\text{MPa}} = 6,8381 + \frac{6,9938 - 6,8381}{2} = 6,9160$$

$$s_{300^\circ\text{C}-1,27\text{MPa}} = 7,1214 + (6,9160 - 7,1214) * \frac{1,27 - 1}{1,5 - 1} = 7,0105 \left[\frac{kJ}{kg^\circ\text{K}} \right]$$

Se busca en las tablas de vapor saturado a 0,06MPa y s= 7,0105[kJ/(kg°K)]. Se calcula el título de salida ideal y con eso se calcula h de salida ideal:

Presión bar	Temp. °C	Volumen específico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Presión bar
		Líquido sat. $v_f \times 10^3$	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Vapori- zación h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g	
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686	0.30
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700	0.40
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939	0.50
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320	0.60
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797	0.70

$$x = \frac{7,0105 - 1,1453}{7,5320 - 1,1453} = 0,918$$

$$h_{salida_{ideal}} = 359,86 + 0,918 * (2653,5 - 359,86) = 2466,2 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Luego:

$$\Delta h_{ideal} = h_{300^{\circ}C-1,27MPa} - h_{salida_{ideal}} = 577,43 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Resulta:

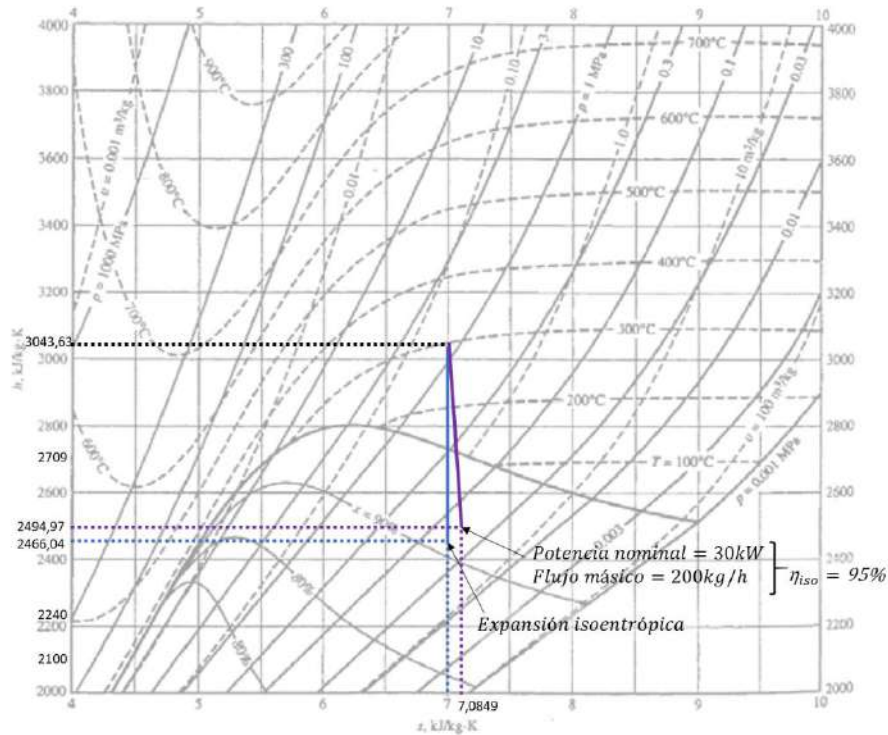
$$0,15 \left[\frac{kW}{kg \cdot h} \right] * 3600 \left[\frac{s}{h} \right] = 540 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \eta_{mec+ele} * \eta_{iso} * 577,43 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Por lo tanto:

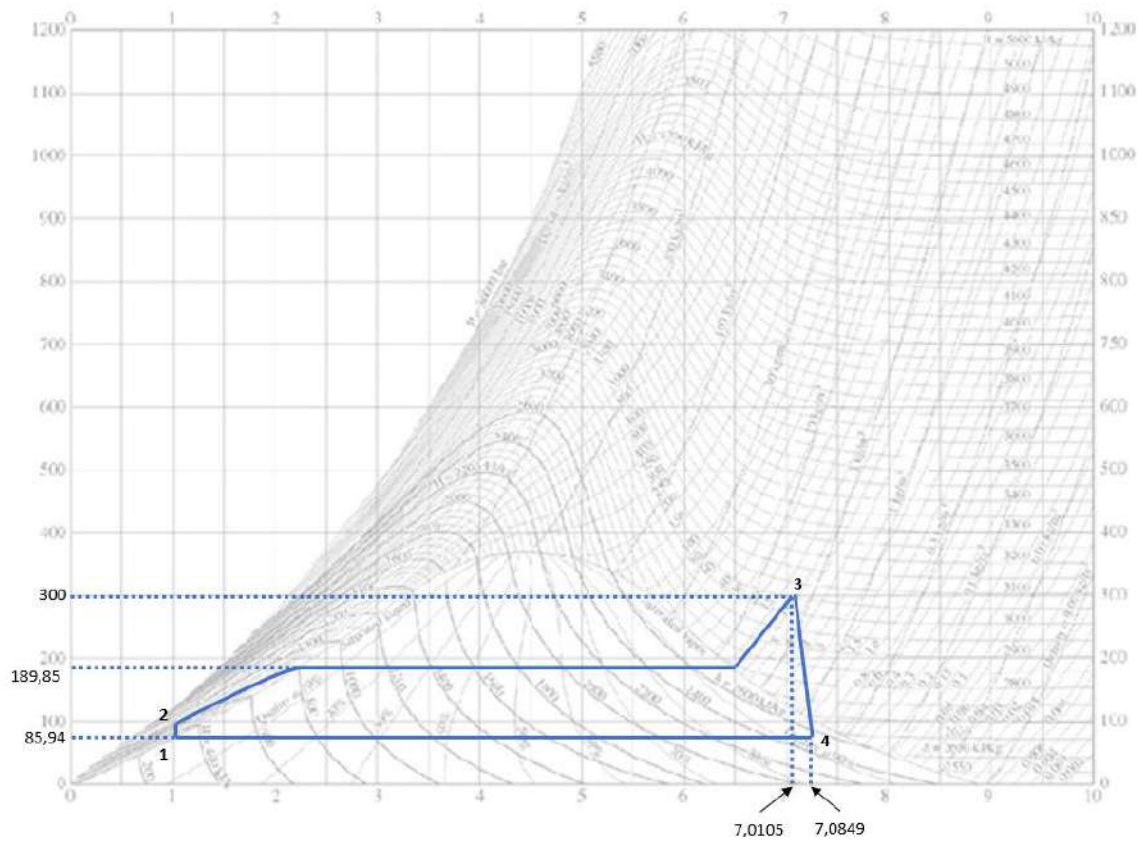
$$\frac{540}{577,43} = 0,935 = \eta_{mec+ele} * \eta_{iso}$$

Considerando que normalmente el rendimiento isoentrópico tiene más peso que el rendimiento mecánico y eléctrico del generador, se le asigna un valor del 95% al isoentrópico para este caso, resultando:

$$\eta_{iso} = 0,95 ; \eta_{mec+ele} = \frac{0,935}{0,95} = 0,984$$



Entonces determinado el ciclo completo como se observa en la siguiente figura:



En este caso, el calor por unidad de masa disponible para secar la cascarilla:

$$\dot{q}_{disponible} = h_4 - h_1 = 2494,7 - 359,86 = 2134,84 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \text{ a } 85,94^\circ\text{C del vapor}$$

Flujo de vapor generado:

Para determinar el flujo de vapor generado se estima una eficiencia de la caldera del 85%, valor típico para calderas pequeñas. Entonces:

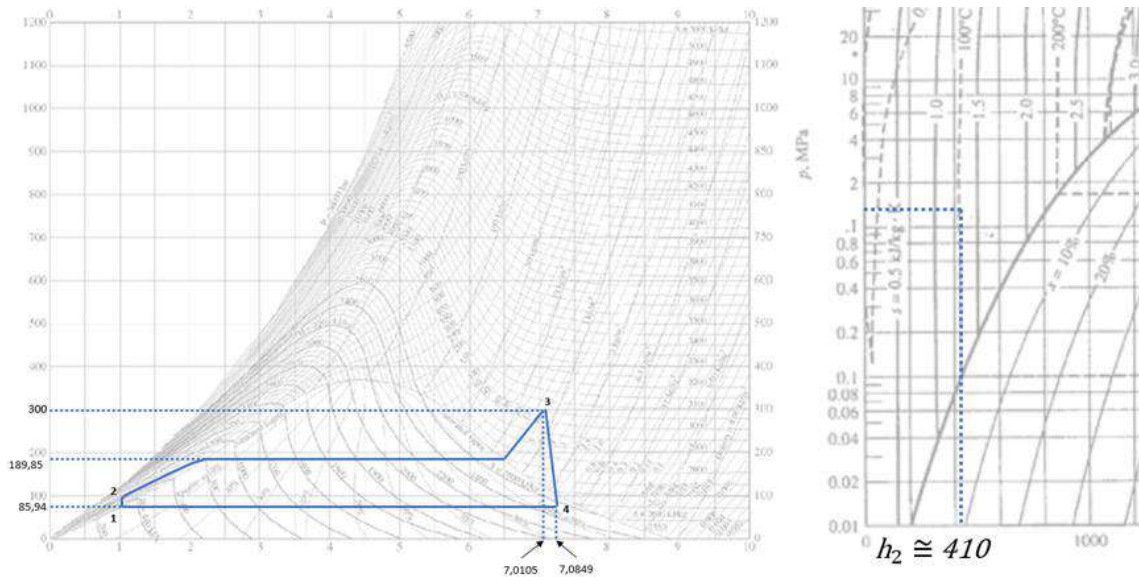
$$q_{vapor} = PCI(\%14) * \eta_{caldera} * Flujo\ cascarilla\ (Caldera)$$

$$q_{vapor_{t.alta}} = 6,216 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * 0,85 * 5,85 \left[\frac{kg}{h} \right] = 30,9[kW]$$

$$q_{vapor_{t.baja}} = 6,216 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * 0,85 * 3,15 \left[\frac{kg}{h} \right] = 16,64[kW]$$

Luego:

$$Flujo\ vapor = \frac{q_{vapor}}{h_{salida} - h_{entrada}} = \frac{q_{vapor}}{\Delta h_{2 \rightarrow 3}}$$



$$h_3 = 3043,63 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; h_2 = 410 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \Rightarrow \Delta h_{2 \rightarrow 3} = 2633,63 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 0,73 \left[\frac{kWh}{kg} \right]$$

$$Flujo\ vapor_{t.alta} = \frac{30,9[kW]}{0,73 \left[\frac{kWh}{kg} \right]} = 42,32 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$Flujo\ vapor_{t.baja} = \frac{16,64[kW]}{0,73 \left[\frac{kWh}{kg} \right]} = 22,79 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Potencia eléctrica generada:

Teniendo los flujos de vapor generados y el consumo específico de la turbina se obtiene la potencia generada en cada caso:

$$Pot. Gen [kW] = \frac{Flujo\ vapor \left[\frac{kg}{h} \right]}{Consumo \left[\frac{kg}{kWh} \right]}$$

$$Pot. Gen_{t.alta} [kW] = \frac{42,32 \left[\frac{kg}{h} \right]}{6,67 \left[\frac{kg}{kWh} \right]} = 6,34 [kW]$$

$$Pot. Gen_{t.baja} [kW] = \frac{22,79 \left[\frac{kg}{h} \right]}{6,67 \left[\frac{kg}{kWh} \right]} = 3,42 [kW]$$

Operación para turbina de vapor simple etapa, N0.02-1.0

Determinación del ciclo

Datos del fabricante:

Sl. No.	Description	Working data	Remarks
1	Turbine type	N0.02-1.0	
2	Rated power	20 KW	
3	Rated speed	3000r/min	
4	Generator speed	3000r/min	
5	Inlet steam pressure	1.0MPa	
6	Inlet steam temperature	184°C	
7	Inlet steam flow	0.8t/h	
8	Exhaust pressure	0.0103MPa	
9	Type of arrangement	Single layer	
10	Rotor structure	1C	
11	Connection between the turbine and generator	Coupling	
12	Noise level of turbine(d b)	≤ 80	
13	Generator rating	20 KW	
14	Generator voltage	220 V	
15	Generator frequency	50HZ	

Características nominales del vapor a la entrada:

P=1MPa; T=184°C; Flujo=0,8T/h=800kg/h

Características nominales del vapor a la salida:

P=0,0103MPa

Características de rendimiento de la turbina:

Capacidad=20kW; Consumo= no especifica

Desarrollo:

En principio se debe determinar el consumo específico de vapor, que si bien no se especifica de la misma forma que en la turbina N0.03 – 1.27, es sencillo de calcular teniendo el caudal de vapor nominal y la potencia nominal.

Entonces el consumo específico de vapor es:

$$\text{Consumo} \left[\frac{kg}{kW \cdot h} \right] = \frac{\dot{m} \left[\frac{kg}{h} \right]}{P_{\text{electrica}} [kW]} = \frac{800 \left[\frac{kg}{h} \right]}{20 [kW]} = 40 \left[\frac{kg}{kWh} \right] = \frac{1}{0,025 \left[\frac{kWh}{kg} \right]}$$

Luego se procede de forma análoga al análisis que se realizó con la turbina N0.03 – 1.27, iniciando con la determinación del Δh_{ideal} , para luego calcular el rendimiento isentrópico. Debido a que la temperatura de saturación del agua a 1 MPa (10 bares) de presión es 179.9°C, se considerará el vapor de entrada como tal, despreciando los 4°C de diferencia.

Entonces:

Presión bar	Temp. °C	Volumen específico m³/kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Presión bar
		Líquido sat. $v_f \times 10^3$	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Vaporización h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g	
10.0	179.9	1.1273	0.1944	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863	10.0
15.0	198.3	1.1539	0.1318	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448	15.0
20.0	212.4	1.1767	0.09963	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409	20.0
25.0	224.0	1.1973	0.07998	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575	25.0
30.0	233.9	1.2165	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869	30.0

$$h_{\text{vap. sat.}-1MPa} = 2778,1 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$s_{\text{vap. sat.}-1MPa} = 6,5863 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Luego se debe buscar nuevamente en las tablas de vapor saturado, pero ahora a la presión de salida, es decir, 0,0103 MPa (0,103 bares). Sabiendo que, en una expansión ideal, la entropía se mantiene constante, se determina el título a la salida en este caso.

Presión bar	Temp. °C	Volumen específico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Presión bar
		Líquido sat. v _f × 10 ³	Vapor sat. v _g	Líquido sat. u _f	Vapor sat. u _g	Líquido sat. h _f	Vaporización h _{fg}	Vapor sat. h _g	Líquido sat. s _f	Vapor sat. s _g	
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20

$$x = \frac{6,5863 - 0,6493}{8,1502 - 0,6493} = 0,792$$

$$h_{salida_{ideal}} = 191,83 + 0,792 * (2584,7 - 191,83) = 2086,9 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Luego:

$$\Delta h_{ideal} = h_{Vap. Sat. -1MPa} - h_{salida_{ideal}} = 691,17 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Resulta:

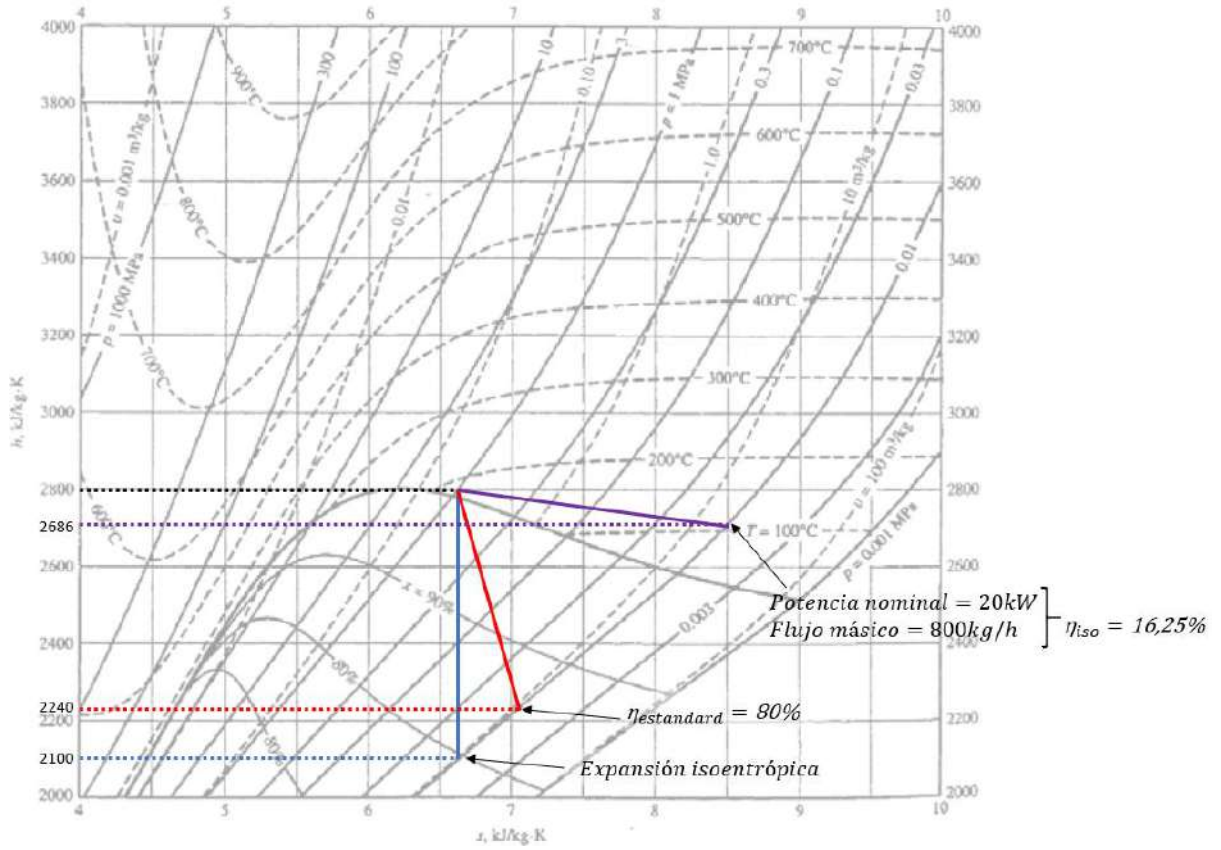
$$0,025 \left[\frac{kW \cdot h}{kg} \right] * 3600 \left[\frac{s}{h} \right] = 90 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \eta_{mec+ele} * \eta_{iso} * 691,17 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Por lo tanto:

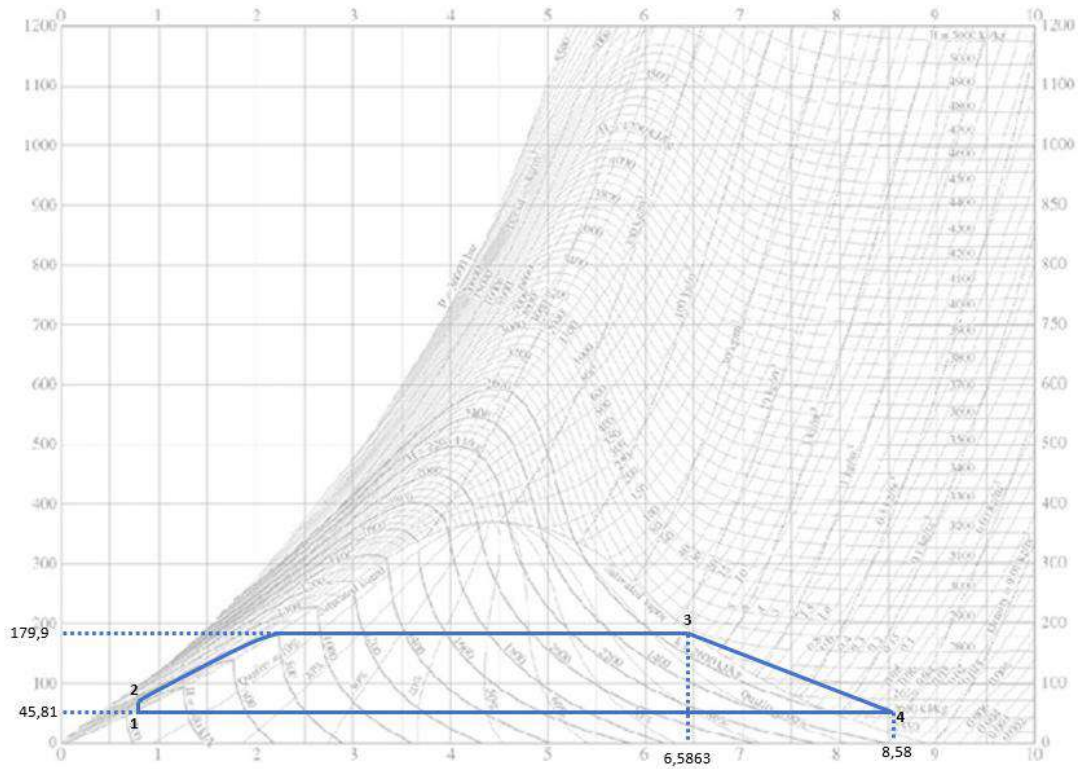
$$\frac{90}{691,17} = 0,13 = \eta_{mec+ele} * \eta_{iso}$$

El bajo rendimiento total de la turbina, calculado en 13 %, puede explicarse por las características típicas de las turbinas de pequeña escala y una sola etapa. Este tipo de turbinas suelen presentar una eficiencia isoentrópica reducida debido a limitaciones en el diseño del rotor, menores relaciones de expansión y mayores pérdidas por fricción y fugas internas. Definiendo un rendimiento mecánico y eléctrico de 0,8 (valor razonable para turbinas de este tamaño) se deduce un rendimiento isoentrópico de aproximadamente 0,1625. Este resultado se encuentra por debajo de lo esperable incluso para turbinas simples, lo que podría indicar un error en los datos técnicos provistos por el fabricante o una sobreestimación de la potencia entregada bajo las condiciones declaradas.

$$\eta_{mec+ele} = 0,8; \quad \eta_{iso} = \frac{0,13}{0,8} = 0,1625$$



Entonces determinado el ciclo completo como se observa en la siguiente figura:



En este caso, el calor por unidad de masa disponible para secar la cascara:

$$\dot{q}_{disponible} = h_4 - h_1 = 2584,7 - 191,83 = 2392,87 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \text{ a } 45,81^\circ C \text{ del vapor}$$

Flujo de vapor generado:

Para determinar el flujo de vapor generado se estima nuevamente una eficiencia de la caldera del 85%, valor típico para calderas pequeñas. Otra suposición para este caso es que el calor residual del vapor a la salida de la turbina es suficiente para llevar a la cascarilla a un 14% de humedad. Entonces:

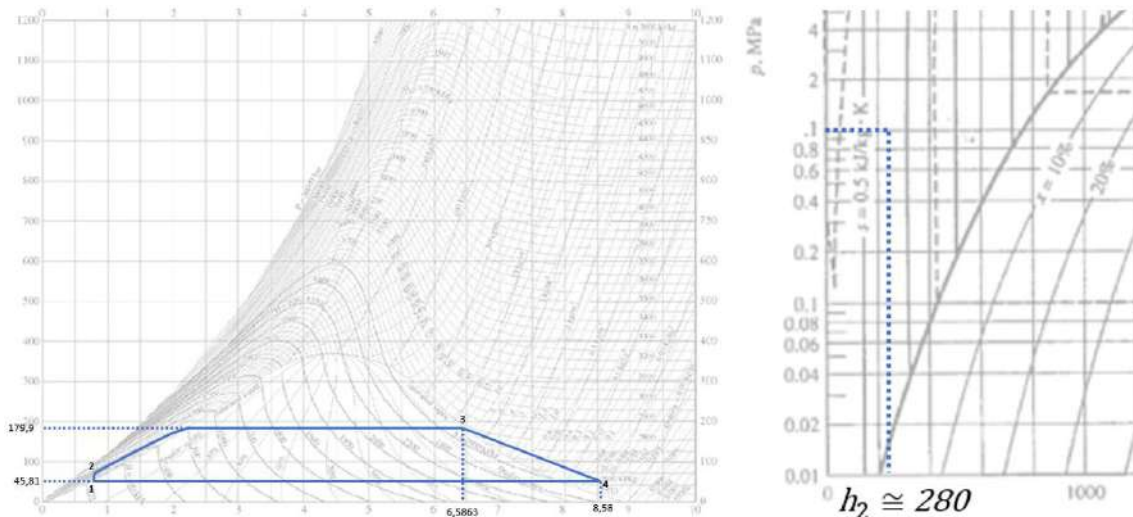
$$q_{vapor} = PCI(\%14) * \eta_{caldera} * Flujo \text{ cascarilla (Caldera)}$$

$$q_{vapor_{t.alta}} = 6,216 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * 0,85 * 5,85 \left[\frac{kg}{h} \right] = 30,9[kW]$$

$$q_{vapor_{t.baja}} = 6,216 \left[\frac{kWh}{kg} \right] * 0,85 * 3,15 \left[\frac{kg}{h} \right] = 16,64[kW]$$

Luego:

$$Flujo \text{ vapor} = \frac{q_{vapor}}{h_{salida} - h_{entrada}} = \frac{q_{vapor}}{\Delta h_{2 \rightarrow 3}}$$



$$h_3 = 2778,1 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; h_2 = 280 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \Rightarrow \Delta h_{2 \rightarrow 3} = 2498,1 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 0,69 \left[\frac{kWh}{kg} \right]$$

$$Flujo \text{ vapor}_{t.alta} = \frac{30,9[kW]}{0,69 \left[\frac{kWh}{kg} \right]} = 44,78 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$Flujo\ vapor_{t.baja} = \frac{16,64[kW]}{0,69 \left[\frac{kWh}{kg} \right]} = 24,12 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Potencia eléctrica generada:

Teniendo los flujos de vapor generados y el consumo específico de la turbina se obtiene la potencia generada en cada caso:

$$Pot. Gen = \frac{Flujo\ vapor \left[\frac{kg}{h} \right]}{Consumo \left[\frac{kg}{kWh} \right]}$$

$$Pot. Gen_{t.alt} = \frac{44,78 \left[\frac{kg}{h} \right]}{40 \left[\frac{kg}{kWh} \right]} = 1,12 [kW]$$

$$Pot. Gen_{t.baja} = \frac{24,12 \left[\frac{kg}{h} \right]}{40 \left[\frac{kg}{kWh} \right]} = 0,603 [kW]$$

Anexo VII – Análisis y dimensionamiento del secador

1. Diseño del secador.

1.1. Determinación de demandas térmicas, calor disponible y balance térmico

1.1.1. Demandas térmicas

Se plantean las siguientes demandas térmicas:

1.1.1.1. Potencia calorífica para calentar el aire en la precámara

Se plantea la utilización de un forzador de aire direccional marca Hydra, de $550 \frac{m^3}{h}$. Teniendo en cuenta que la densidad del aire a $25^\circ C$ y 1atm es de $1,184 \frac{kg}{m^3}$ y el calor específico $1,007 \frac{kJ}{kg^\circ C}$, se calcula el calor necesario para llevar el aire a $80^\circ C$:

$$Q_{calent.} = \frac{q_{vol} * \delta_{aire} * C_p * \Delta T}{3600} = \frac{550 \left[\frac{m^3}{h} \right] * 1,184 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 1,007 \left[\frac{kJ}{kg^\circ C} \right] * 55 [^\circ C]}{3600 \left[\frac{s}{h} \right]}$$

$$Q_{calent.} = 10,02 [kW]$$

1.1.1.2. Potencia calórica para secar la cascarilla

En este caso, la demanda es variable dependiendo si es temporada alta o baja de producción, puesto que la cascarilla generada varía. Teniendo en cuenta que el calor latente de vaporización de agua es $2257 \frac{kJ}{kg}$, que se puede llegar a tener 35% de humedad, y se pretende llevar a 14%, se calcula el calor necesario en función de la temporada:

$$Q_{secado} = \frac{\dot{m}_{agua a evaporar} \left[\frac{kg}{h} \right] * h_{fg(80^\circ C)} \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{3600 \left[\frac{s}{h} \right]}$$

$$\dot{m}_{agua a evaporar} = \dot{m}_{casc.} \left[\frac{kg}{h} \right] * 0,65 * \left(\left(\frac{0,35}{1 - 0,35} \right) - \left(\frac{0,14}{1 - 0,14} \right) \right)$$

Temporada Baja:

$$\dot{m}_{agua a evaporar} = 4,167 \left[\frac{kg}{h} \right] * 0,65 * \left(\left(\frac{0,35}{1 - 0,35} \right) - \left(\frac{0,14}{1 - 0,14} \right) \right) = 1,017 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$Q_{\text{secado}_{\text{tmp.baja}}} = \frac{1,017 \left[\frac{kg}{h} \right] * 2257 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{3600 \left[\frac{s}{h} \right]} = 0,638 [kW]$$

Temporada Alta:

$$\dot{m}_{\text{agua a evaporar}} = 7,738 \left[\frac{kg}{h} \right] * 0,65 * \left(\left(\frac{0,35}{1 - 0,35} \right) - \left(\frac{0,14}{1 - 0,14} \right) \right) = 1,89 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$Q_{\text{secado}_{\text{tmp.baja}}} = \frac{1,89 \left[\frac{kg}{h} \right] * 2257 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{3600 \left[\frac{s}{h} \right]} = 1,185 [kW]$$

1.1.1.3. Potencia calórica para suplir pérdidas de aislación

Para determinar las pérdidas de calor en la aislación se consideró como pérdida admisible máxima $90 \frac{W}{m^2}$. Para determinar las pérdidas en cada recinto se les da dimensiones, siguiendo el siguiente criterio:

1.1.1.3.1. Dimensiones de la cámara de secado

Para diseñar la cámara de secado se parte desde la premisa de que no se debe superar los 5 mm de altura del secador. Del ensayo de secado, se sabe que la densidad de la cascarilla, con un contenido de humedad de 27,8%, es $0,0668 \frac{g}{cm^3}$, lo que equivale a $66,8 \frac{kg}{m^3}$. Teniendo en cuenta que la humedad considerada para el diseño es de 35%, la densidad de la cascarilla resulta:

$$\delta_{H=35\%} = 0,0668 \left[\frac{g}{cm^3} \right] * \frac{1 - 0,278}{1 - 0,35} * \frac{100^3}{1000} = 74,2 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Para no exceder los 5 mm en ningún momento, el dimensionamiento se realiza con el flujo máximo de cascarilla, que es de $7,74 \frac{kg}{h}$. El flujo volumétrico resulta igual a $2,9 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$. También se considera el tiempo de permanencia mínimo, que es de 33 min. Quedan relacionados entre sí, el largo, el ancho y la velocidad de avance de la cinta transportadora de la siguiente manera:

$$\text{Ancho}_{\text{cinta}} = \frac{2,9 * 10^{-5} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{v_{\text{avance}} * h_{\text{cascarilla}}}; \text{ siendo } h_{\text{cascarilla}} < 0,005 [m]$$

$$\text{Largo}_{\text{tunnel}} = \frac{v_{\text{avance}}}{t \text{ perm. } [min] * 60 \left[\frac{seg}{min} \right]}; v_{\text{avance}} \left[\frac{m}{s} \right] = 2\pi f_{\text{motor}} * r_{\text{rodillo motriz}} * R_{\text{transmision}}$$

Mediante un proceso iterativo se determinaron los siguientes parámetros de la cinta transportadora:

$$\text{Ancho}_{\text{cinta}} = 2\text{m}; \text{Largo}_{\text{túnel}} = 6,2\text{m}$$

$$R_{\text{transmisión}} = \frac{1}{500}; D_{\text{rodillo}} = 2[\text{cm}]; f_{\text{motor}} = 25 \left[\frac{1}{\text{seg}} \right] \Rightarrow v_{\text{avance}} = 0,00314 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

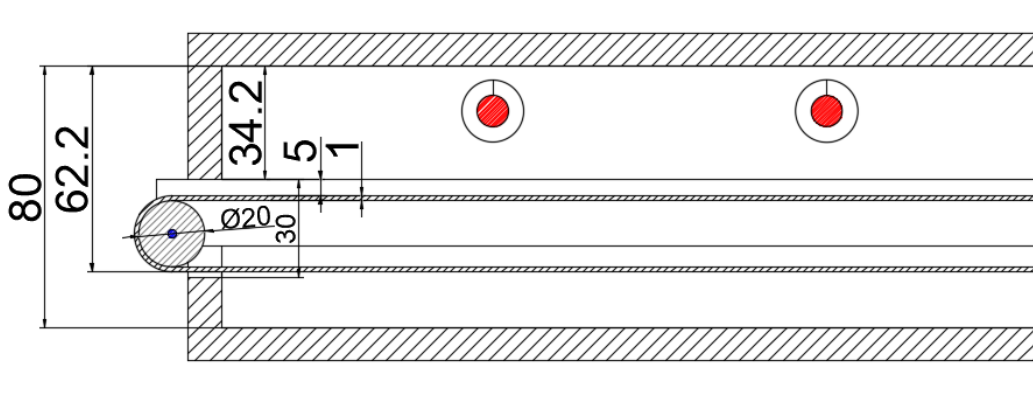
Para el ancho del túnel se consideró un 10% más que el de la cinta, resultando en 2.2 m.

Con el ancho del túnel, el volumen de aire desplazado por el forzador y la velocidad deseada del aire se calcula la altura libre por encima de la cascarilla:

$$h_{\text{libre aire}} = \frac{550 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]}{2 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * 3600 \left[\frac{\text{s}}{\text{h}} \right] * 2,2 [\text{m}]} = 0,035[\text{m}] = 3,47[\text{cm}]$$

Se plantea una cinta de fibra de vidrio mallada fina. Si bien la fibra de vidrio no es un buen conductor térmico, se optó por este material porque como se verá más adelante el peso es un factor clave para reducir la potencia necesaria del motor, y el hecho de que sea mallada y fina (1,5 mm de espesor aprox), sumado a que se tiene una capa fina de cascarilla, y de que el intercambio de calor se da por encima de la cinta, se consideró este material aceptable.

En base a estas condiciones se propone una altura de túnel de 8 cm:



Luego la superficie del túnel resulta aproximadamente:

$$\text{Sup. túnel} = 2 * (\text{Sup. Superior} + \text{Sup. lateral} + \text{Sup. frontal} - \text{Abertura})$$

$$\text{Sup. túnel} = 2 * (0,08 * 2,2 + 0,08 * 6,2 + 2,2 * 6,2 - 2 * 0,03) = 28,56[\text{m}^2]$$

1.1.1.3.2. Dimensiones de la precámara de calentamiento y cámara de condensación de vapor residual

Tanto en la precámara como en la cámara de condensación se plantea un esquema de banco de tubos. Dado que aún no se conoce todo el calor que se debe evacuar, en principio se plantea que la superficie de los recintos representa un 10% de la del túnel de secado.

$$\text{Sup. precámara} \cong \text{Sup. cámara de condensación} = 2,856[\text{m}^2]$$

1.1.1.3.3. Pérdidas en superficie por recinto

$$Q_{\text{aislación}_{\text{túnel}}} = 90 \left[\frac{W}{m^2} \right] * 28,56[m^2] = 2,57 [kW]$$

$$Q_{\text{aislación}_{\text{precámara}}} = 90 \left[\frac{W}{m^2} \right] * 2,856[m^2] = 0,257 [kW]$$

$$Q_{\text{aislación}_{\text{cam.cond}}} = 90 \left[\frac{W}{m^2} \right] * 2,856[m^2] = 0,257 [kW]$$

1.1.1.4. Demandas térmicas totales:

Temporada	Demandas térmicas [kW]	Precámara	Túnel de secado
Baja	Calentamiento aire	10,02	0,00
	Deshidratación cascarilla	0,00	0,64
	Pérdidas superficiales	0,26	2,57
	Total por recinto	10,28	3,21
Alta	Calentamiento aire	10,02	0,00
	Deshidratación cascarilla	0,00	1,18
	Pérdidas superficiales	0,26	2,57
	Total por recinto	10,28	3,76

$$Demanda\ total_{t.baja} = 10,28 + 3,21 = 13,49 [kW]$$

$$Demanda\ total_{t.alta} = 10,28 + 3,76 = 14,04 [kW]$$

1.1.2. Calor disponible

Calor por unidad de masa disponible para secar la cascarilla:

$$\dot{q}_{\text{disponible}} = 2059,89 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; a\ 85,94^{\circ}C\ del\ vapor\ según\ tabla$$

Considerando los flujos de vapor para temporada baja (23,8 kg/h) y alta (44,1 kg/h), la potencia calórica disponible resulta:

$$Q_{\text{disponible}_{t.baja}} = \frac{2059,89 * 23,8}{3600} = 13,62 [kW]$$

$$Q_{\text{disponible}_{t.alta}} = \frac{2059,89 * 44,1}{3600} = 25,23 [kW]$$

1.1.3. Balance energético por temporada

Balance energético	T baja	T alta
Flujo disponible [kW]	13,62	25,23
Flujo necesario total [kW]	-13,49	-14,04
Flujo remanente [kW] (a cámara de condensación)	0,13	11,19

Como se puede observar, en temporada baja la suma de las demandas térmicas es prácticamente igual a la potencia calórica disponible, y considerando que puede haber demandas adicionales que no se tuvieron en cuenta, se considera que en temporada baja no sería necesario utilizar la cámara de condensación. Diferente es para temporada alta, que será necesario enviar parte del flujo a la cámara de condensación para que todo el vapor llegue condensado a la bomba previa a la caldera.

1.2. Determinación de componentes y materiales principales

A continuación, se dimensionan los materiales principales del secador, tales como tubos aleteados, forzadores de aire, componentes de la cinta transportadora, etc. Los materiales que no se mencionan, tales como estructura del secador, sistema de control, aislación, etc., se estimará el costo como un% del costo de los materiales dimensionados.

1.2.1. Intercambiadores de calor. Tubos aletados

A continuación, se muestra el dimensionamiento de los intercambiadores de calor de los 3 recintos. Para los casos que se requiera una gran transferencia de calor (precámara y cámara de condensación) se utilizan bancos de tubos, mientras que, para el túnel de secado, como se requiere una transferencia pequeña a lo largo de un tramo extenso se utilizan tubos perpendiculares al flujo de aire.

Para el túnel de secado, la diferencia de temperatura entre el vapor y el aire es de 5,94°C.

Tanto para la precámara de calentamiento de aire como para la cámara de condensación, en el interior del banco de tubos se tiene un fluido a temperatura constante, puesto que está cambiando de fase, mientras que en el exterior se tiene un fluido que varía su temperatura a lo largo del tubo. Para este caso, tanto una disposición de flujos paralelos como flujos a contracorriente dará una diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) igual. En ambos casos se plantea que el aire abandone el recinto con una temperatura de 80°C, y se presupone que parte con 25°C, por lo que la DTML resulta:

$$DTML [^{\circ}C] = \frac{(85,94 - 80) - (85,94 - 25)}{LN \left(\frac{85,94 - 80}{85,94 - 25} \right)} = 23,62^{\circ}C$$

Para el caso de los coeficientes convectivos (h), se tomaron valores dentro del rango estándar para vapor condensando (interior de los tubos) y aire forzado, mediante un criterio conservador:

- $h_{interno} (vapor\ condensandose) = 2500 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
- $h_{externo_{tunel}} (aire\ perpendicular\ a\ tubo) = 25 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

• $h_{\text{externo c\u00e1maras (banco de tubos)}} = 100 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

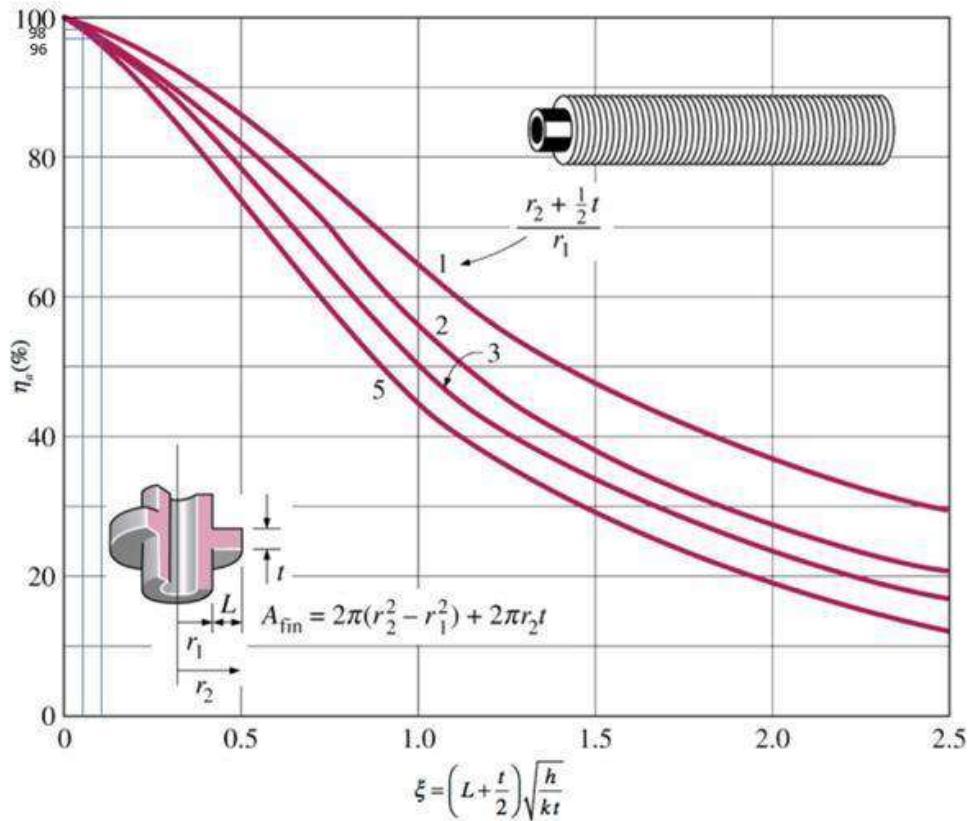
Proceso	h [W/m ² K]
• <i>Convección libre</i>	
– Gases	2 - 25
– líquidos	50 - 1000
• <i>Convección forzada</i>	
– Gases	25 - 250
– líquidos	50 - 20000
• <i>Convección con cambio de fase</i>	
– Ebullición o condensación	2500 - 100000

En los 3 casos se plantearon tubos aleteados, con $r_1 = 4,7625 [mm]$ (3/8"); $t = 0,4572 [mm]$; $r_2 = 2 * r_1$, con una relación de espesor de aleta y espaciado de 1 a 2. Entonces se tiene una densidad de aletas del 33%.

Se utilizan tubos de cobre, con un $k_{\text{cobre}} = 401 \frac{W}{m \cdot K}$

Con estas dimensiones y características, se calcula la eficiencia de las aletas para ambas disposiciones:

$$\frac{r_2 + \frac{1}{2} * t}{r_1} = 2,05; \quad \xi_{\text{banco tubos}} = 0,117; \quad \xi_{\text{tubos}} = 0,058$$



$$\eta_{alet.banco\ tubos} = 0,96 ; \eta_{alet.tubos} = 0,98$$

$$Sup_{aleta} = \frac{2 * \pi * ((2 * 4,7625)^2 - 4,7625^2)}{1000^2} = 0,000428 [m^2]$$

Luego, en un metro de longitud, se tendrá:

$$Cantidad\ aletas\ por\ metro = \frac{1000}{0,4572} = 729;$$

$$Sup\ aletas\ por\ metro = 729 * 0,000428 [m^2] = 0,312 [m^2]$$

$$Sup.\ caño\ libre\ por\ metro = 2\pi * \frac{4,7625}{1000} * \frac{2}{3} = 0,0199 [m^2]$$

El coeficiente general de transferencia de calor resulta (se desprecia el aporte de la conducción dentro del material):

$$U_{sec.\ libre} = \left(\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} \right)^{-1} ; U_{sec.\ aleteada} = \eta_{alet} * U_{sec.\ libre}$$

Para los tubos:

$$U_{sec.\ libre\ (tubos)} = \left(\frac{1}{2500} + \frac{1}{25} \right)^{-1} = 24,75 \left[\frac{W}{m^2 \circ K} \right]$$

$$U_{sec.\ aleteada\ (tubos)} = 0,98 * 24,75 = 24,26 \left[\frac{W}{m^2 \circ K} \right]$$

Para los bancos de tubos:

$$U_{sec.\ libre\ (b.tub)} = \left(\frac{1}{2500} + \frac{1}{100} \right)^{-1} = 96,15 \left[\frac{W}{m^2 \circ K} \right]$$

$$U_{sec.\ aleteada\ (b.tub)} = 0,96 * 96,15 = 92,31 \left[\frac{W}{m^2 \circ K} \right]$$

Se calcula a continuación la cantidad de tubos necesaria para los 3 recintos y se les da dimensiones:

Precámara (banco de tubos – Q igual en temporada baja y alta):

$$Q_{extraer} = 10,28 [kW] \quad DTML = 23,62[°C]$$

$$Q_{extraer} = DTML * L * (U_{sec.aleteada} * Sup_{aleta} + U_{sec.libre} * Sup_{libre})$$

$$\Rightarrow L = \frac{10,28 * 1000}{23,62 * (92,31 * 0,312 + 96,15 * 0,0199)} = 14,17 [m]$$

Túnel de secado (tubos perpendiculares al flujo – Q mayor en temp. alta):

$$Q_{extraer(t.alta)} = 3,76 [kW] \quad \Delta T = 5,94[°C]$$

$$Q_{extraer} = \Delta T * L * (U_{sec.aleteada} * Sup_{alet} + U_{sec.libre} * Sup_{libre})$$
$$\Rightarrow L = \frac{3,76 * 1000}{5,94 * (24,26 * 0,312 + 24,75 * 0,0199)} = 78,5 [m]$$

Cámara condensación (banco de tubos – solo temporada alta):

$$Q_{extraer} = 11,19 [kW] \quad DTML = 23,62[°C]$$
$$Q_{extraer} = DTML * L * (U_{sec.aleteada} * Sup_{alet} + U_{sec.libre} * Sup_{libre})$$
$$\Rightarrow L = \frac{11,19 * 1000}{23,62 * (92,31 * 0,312 + 96,15 * 0,0199)} = 15,4 [m]$$

Longitud total de caños: $14,17 + 78,5 + 15,4 = 108,07 \cong 109 [m]$

1.2.2. Forzadores de aire

Tal como se expuso anteriormente, para la precámara se utiliza un forzador de aire de $550 m^3/h$, para obtener una velocidad del aire de $2 \frac{m}{s}$. Para la cámara de condensación se utiliza el mismo tipo de forzador, por lo que en total se tiene 2 forzadores de aire.

1.2.3. Cinta transportadora

Para la cinta transportadora, ya se definió el diámetro de los rodillos (2cm), el espesor de la cinta (1,5mm) y el ancho de la cinta (2m). Para el largo de la cinta se tiene en cuenta que 6,2m de la misma se encontrará dentro del túnel. Se deberá tener una sección por fuera a la salida y una sección por fuera a la entrada, la cual tiene que ser suficiente para recibir la cascarilla que estará depositada en una tolva por encima. Se estima entonces una longitud de cinta de 6,5m. Con estos parámetros se determina:

1.2.3.1. Banda transportadora:

La longitud de la banda transportadora es:

$$Longitud_{banda} = 2 * Longitud_{cinta} + \pi * D_{cinta}$$

$$Longitud_{banda} = 2 * 6,5 + \pi * 0,02 = 13,06 [m]$$

El área de la banda es:

$$Area_{banda} = 13,06[m] * 2[m] = 26,12[m^2]$$

1.2.3.2. Rodillos:

Para la cantidad de rodillos se estimó una distancia máxima de 1 metro entre rodillos. Para 6,5 metros se tendrían:

$$Cantidad_{rodillos} = 6,5 + 1 = 7,5 \Rightarrow 8 \text{ rodillos}$$

$$Distancia \text{ entre rodillos} = \frac{6,5[m]}{8 - 1} = 0,928 [m]$$

1.2.3.3. Motores:

Primeramente, se parte desde que para un rodillo motor de 2 metros de longitud no sería adecuado utilizar únicamente 1 motor, puesto que se tendría un elevado esfuerzo de torsión en el rodillo, por lo que se utilizan 2 motores de igual potencia uno a cada lado. Para determinar la potencia necesaria del motor se debe tener en cuenta las masas del conjunto:

$m = l_T \cdot \text{peso por metro de la mercancía transportada}$

$F_U = \mu_R \cdot g \cdot (m + m_B + m_R) \quad [N]$



Coefficientes de fricción estática μ_s para diferentes recubrimientos (valores aproximados)

	0, A0, E0, T, U0, P	NOVO	U1, V1, VH	UH, V2H, U2H, V5H, V10H
μ_T (mesa)	0,33	0,33	0,5	0,5
μ_R (rodillo)	0,033	0,033	0,033	0,033
μ_{S1} (acumulación)	0,33	0,33	0,5	0,5

Masa cascarilla (m)

$$m = \text{densidad}_{cascarilla (H\%=35\%)} * \text{altura}_{max} * \text{area}_{cinta}$$

$$m = 74,2 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 0,005[m] * 2[m] * 6,5[m] = 4,82[kg]$$

Masa banda (m_B)

Puesto que la banda será una banda mallada de fibra de vidrio, se le estima una densidad de 40% de material, siendo el% restante los orificios de la malla.

$$\delta_{fibra \text{ de vidrio}} = 2580 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$m_{banda} = 2580 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 0,4 * 0,0015[m] * 13,06[m] * 2[m] = 40,43[kg]$$

Masa rodillos (m_R)

Se propone que los rodillos sean de acero galvanizado, con una densidad de $7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$. Considerando que se utilizan 8 rodillos la masa total resulta:

$$m_{rodillos} = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 8 * \frac{\pi * (0,02[m])^2}{4} * 2[m] = 39,46[kg]$$

Masa total

$$m_{total} = m + m_B + m_R = 84,71 [kg]$$

Fuerza tangencial

$$F_U = 0,33 * 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 84,71[kg] = 27,43[N]$$

Fuerza de tracción máxima y potencia necesaria de motores

Fuerza de tracción máxima de la banda F_1	$F_1 = F_U \cdot C_1$ [N]	$F_1 = \frac{P_M \cdot \eta \cdot C_1 \cdot 1000}{v}$ [N]
---	---------------------------	---

Factor C_1 (válido para el tambor motriz)	Recubrimiento de la cara inferior Stegling Transilon			V1, U1, UH, U2H, V2H, V5H		
	V3, V5, U2, A5, E3			180°	210°	240°
Angulo de contacto β	180°	210°	240°			
Tambor de acero liso						
Seco	1,5	1,4	1,3	1,8	1,6	1,5
Mojado	3,7	3,2	2,9	5,0	4,0	3,0
Tambor con forro de fricción						
Seco	1,4	1,3	1,2	1,6	1,5	1,4
Mojado	1,8	1,6	1,5	3,7	3,2	2,9

$$F_1 = F_U * C_1 = 27,43[N] * 1,5 = 41,15[N]$$

Dado que se tendrán 2 motores actuando, la fuerza por motor resulta la mitad. Si se considera un rendimiento del motor del 50%, con una velocidad de giro típica de 1500rpm (25 rps), la potencia eléctrica necesaria resulta:

$$P_M = \frac{w * r_{rodillo} * F_U}{2 * \eta * 1000} = \frac{2 * \pi * 25 * 0,01 * 41,15}{2 * 0,5 * 1000} = 0,065 [kW]$$

Se necesitan 2 motores de 0,07 kW de potencia.

1.2.3.4. Reductores de velocidad:

Para lograr la velocidad de avance necesaria en la banda se planteó una reducción de 1/500. Para lograrlo se plantea la utilización de dos reductores en serie, de 1/20 y 1/25 por ejemplo. Dado que se tiene un eje largo (2m de longitud), para evitar esfuerzos de torsión en el eje se utilizan 2 motores, por lo que también se deben utilizar 2 pares de motorreductores, por lo que en total se tiene 2 reductores de 1/20 y 2 reductores de 1/50.

1.3. Determinación de consumo eléctrico del secador

Componentes	Consumo unitario [kW]	Cantidad	Total [kW]
Forzadores de aire	0,05	2	0,1
Motores	0,07	2	0,14
Consumos restantes estimados (Monitor-control-luces indicadoras-etc.)			0,05
Consumo total del secador [kW]			0,29

Anexo VIII – Costo de equipos y hojas de datos

Cotización DongTurbo N0.05 – 1.25 (multietapa)



四川省东透电气有限公司
Dongturbo Electric Company, Ltd.

中国成都市高新区天府大道北段 1700 号新世纪环球中心东三区 3-2-608

3-2-608, East 3 District, New Century Global Center, No. 1700, North Section, Tianfu Avenue, Chengdu, China

Tel: +86 28 8612 3963 Fax: +86 28 6873 0103. dqzhanghaoyue@126.com

QUOTATION FOR 50 kW Condensing Steam Turbine Generator Unit

Feb, 2023

1. GENERAL
2. COMMERCIAL QUOTATION
3. TECHNICAL DESCRIPTION
4. TERMS OF PAYMENT
5. WARRANTY
6. DELIVERY TIME
7. AFTER-SALE SERVICES
8. VALIDITY

1. General

This quotation is made for 50 kW Condensing Steam Turbine Generator Unit.

2. Commercial Quotation

2.1 Price: In consideration of above-mentioned scope of work, we would like to quote a Contract Price amounting to **USD 42500,00 per set**. Price Term: FOB Shanghai.

2.2 Specifications:

SN	Item	Working parameters	Remarks
1	Turbine model	N0.05-1.25	H40
2	Rated power	50 kW	
3	Rated speed	3000r/min	
4	Generator speed	3000r/min	
5	Inlet steam pressure	1,25MPa	
6	Inlet steam temperature	190 °C	
7	Intake steam	1,0 t/h	
9	Exhaust steam pressure rated load	0,0103MPa	
10	Layout	Single layer	
11	Rotor structure	1C 2	
12	Connection form of steam turbine and generator	coupling	
13	Turbine noise db	≤80	
14	Generator power	50 kW	
15	Generator voltage	400V	
16	Generator frequency	50 HZ	
17	Steam turbine inlet	DN 40*1	

3. Technical Description

3.1 Technical conditions of steam turbine

- Inlet steam pressure Mpa(a): 1,25
- Inlet steam temperature °C: 190°C
- Condensing steam pressure Mpa(a): <0,0 103
- Rated power kW: 50
- Rated speed r/min : 3000r/min
- Normal speed r/min : 3000r/min
- Speed range: 80 -105%
- Guaranteed value of steam turbine rated steam consumption: 22,00kg/kW.h

- Guaranteed value of steam turbine noise: <80 decibels
 - Guaranteed value of steam turbine shaft vibration: <0,03 mm
 - Turbine steering: viewed clockwise from the turbine to the generator
 - Circulating cooling water temperature °C: normal 27, maximum 33
- 3.2 Parameters of the driven machine (generator)
- Power kW: Normal power 50 Rated power 50
Speed r/min: Normal speed 3000 Rated speed 3000
Speed range: 80 -105%
- Driven machine steering: viewed clockwise from the turbine to the generator.
- 3.3 Steam turbine body
- 3.3.1 Steam turbine model type: ■ Condensing impulse type
Model: N 0.05 – 1.25
- 3.3.2 The design life of the steam turbine is 30 years.
- 3.3.3 The continuous operation time under the design conditions is not less than 8000 hours.
- 3.3.4 The steam turbine shall meet the power and speed requirements under various operating conditions.
- 3.3.5 The steam turbine is regulated by electric
- 3.3.6 The layout of the steam turbine is a single layer.
- 3.4 Regulation system
Adjustment method: electronic + pneumatic.
- 3.5 Turning device: manual turning.
- 3.6 Instrument monitoring and protection
The instrument monitoring and control system includes: tachometer, thermometer, pressure gauge, etc.
- 3.7 Steam water system includes: condenser
- 3.13 Coupling
The connection between the steam turbine rotor and the generator rotor uses a coupling, which is provided by the steam turbine manufacturer.

4. Terms of Payment

- 4.1 40% of the Contract Price as Deposit shall be paid by T/T within 15days since the signing date of Contract.
- 4.2 55% of the Contract Price shall be paid before ship cargos by T/T.
- 4.3 5% of Contract Price as Quality Guarantee shall be paid against a Performance Bond of 12 months period since commissioning.

5. Warranty

- 5.1 All equipment offered in this specification shall be guaranteed for operation under normal conditions for a period of 12 months from the date of final acceptance at manufacturer's works or 18 months from the date of B/L at site whichever is earlier. This guarantee covers defective design, materials and workmanship only and shall not be applicable to damages sustained through misuse of the equipment.
- 5.2 Dongturbo will not be responsible / liable for any contingency charges or loss of profit arising on account of agreeing to undertake repair / replacement of equipment / component under warranty.
- 5.3 All documents and drawing will be described in English language & in all correspondences technical schedules and drawings, METRIC units of measurement will be employed.

6. Delivery Period

Make delivery within 75 days since the date of receipt of Deposit.

7. After Services by Dongturbo

7.1 Prices

Prices are based on supervision during civil work, erection and commissioning by supervisor (including interpreters) with the following terms and conditions:

7.2 Terms & Conditions

—Purchaser shall bear the expense of the under said experts' international to and fro traffic fee, room and board, communication and medical insurance.

—Purchaser shall arrange local conveyance.

—Service tax will be charged extra at actual at the time of invoice.

—The purchaser also needs to pay USD300,00/person.day to these experts as allowance.

7.3 Terms of Payment

—50 % advance against pro forma invoice before deputation of engineers.

—50 % with 100 % taxes on progressive basis as the erection & commissioning shall progress at site.

8. Validity

This offer is valid for a period of 60 days from the date of offer, subsequent to which we would request you to take our confirmation of the same in writing.

Cotización DongTrubo NO.02 – 1.0 (simple etapa)

Quotation Sheet

Date: Sep. 12, 2023
Ref.: DTEC-O-230912

Subject: Offer for 20 kW Condensing Steam Turbine and Generator

As per your inquiry for the above mentioned equipment, we are now making our best offer as follows:

1. Introduction & Parameters for 20 kW Steam Turbine and Generator

1.1 Turbine technical parameters

Sl. No.	Description	Working data	Remarks
1	Turbine type	N0.02-1.0	
2	Rated power	20 kW	
3	Rated speed	3000r/min	
4	Generator speed	3000r/min	
5	Inlet steam pressure	1,0MPa	
6	Inlet steam temperature	184°C	
7	Inlet steam flow	0,8t/h	
8	Exhaust pressure	0,0103MPa	
9	Type of arrangement	Single layer	
10	Rotor structure	1C	
11	Connection between the turbine and generator	Coupling	
12	Noise level of turbine(db)	≤ 80	
13	Generator rating	20 kW	
14	Generator voltage	220 V	
15	Generator frequency	50HZ	

1.2. steam turbine design, manufacturing, acceptance, test standards and specifications

1.2.1 Steam Turbine Standards and Specifications

1.2.1.1 Material standards: according to technical requirements, national standards, ministerial standards, industry standards and enterprise standards shall be selected on the basis of merit, and materials imported from abroad shall be in accordance with international standards or imported national standards.

1.2. 1.2 Steam turbine: refer to national standard, ministerial standard, industry standard and enterprise standard.

1.2. 1.3 Axis Displacement Measurement System

1.2. 1.4 Noise Standard: National Standard.

1.2. 1.5 Rotor dynamic balance test standards: refer to national standards, department standards, industry standards and enterprise standards.

1.3. Technical requirements

1.3.1 Steam Turbine Technical Conditions:

Inlet steam pressure MPa (a): 1,0

Inlet steam temperature°C : 184

Condensation pressure MPa (a): < 0,0103

Power rating kW: 20

Rated speed r/min: 3000 r/min, Normal speed r/min: 3000 r/min, Shift range: 80-105%

Turbine noise guarantee value: < 80db

Guaranteed value of turbine shaft vibration: < 0,03mm

Turbine steering: clockwise as viewed from turbine to generator end
Circulating cooling water temperature°Cnormal 27, highest 33

1.3.2 Generator parameters

Power kW: rated point 20

Speed r/min: rated point 3000

Shift range: 80-105%

Steering of driven machine: clockwise as viewed from turbine to generator.

1.3.3 Turbine body

1.3.3.1 Turbine type: ■ condensing impulse type

Model: N0.02-1.0

1.3.3.2 The design life of steam turbine is 30 years.

1.3.3.3 Continuous operation time under design conditions shall not be less than 8000 hours.

1.3.3.4 The steam turbine shall meet the power and speed requirements of the generator under various operating conditions.

1.3.3.5 The steam turbine is PLC Electric adjusted.

1.3.3.6 The steam turbine is arranged in a single layer.

1.3.4 Regulation System and Protection System

Adjustment mode: PLC Electric.

1.3.5 Turning gear: Manual turning.

1.3.6 Instrument Monitoring and Protection

The instrument monitoring and control system includes: tachometer, thermometer, pressure gauge, etc.

1.3.7 The steam-water system includes: condenser

Main steam system: including main steam pipe flange, inlet valve and bypass, regulating valve and drain valve, etc.

Condensate water system: including condensate water pipeline and relevant valves of condensate water pipeline.

1.3.8 Vacuum System

1.3.9 Gland seal system (relevant pipeline valves)

1.3.10 Drainage System (Relevant Pipeline Valves)

1.3.11 Arrangement

1.3.11.1 Unit is arranged in single layer

1.3.11.2 The steam turbine and generator are directly connected

1.3.12 Coupling

Coupling is selected for connection between turbine rotor and generator rotor, which is provided by turbine manufacturer.

1.4. Scope of supply and cooperation

1.4.1 The scope of supply starts from the steam inlet flange of the steam turbine to the condenser hot well; Generator; Control cabinet.

1.4.2 The user shall cooperate to provide cooling water at 27-33°C, cooling water pump, steam inlet pipe, valve, condensed water recovery pipe, valve, connection between control cabinet and generator, and connection with switch at low voltage end in the plant.

1.5. Inspection and test

1.5.1 Conduct the following tests in the manufacturing plant
Cylinder hydrostatic test
Rotor low speed dynamic balancing

1.5.2 The unit shall carry out mechanical operation test, overspeed test and load test on site, and the manufacturer shall send personnel to guide it.

Provide the test report when the equipment is delivered.

2. Price (steam turbine and generator): USD 30,500,00

Price Term: FOB Shanghai

3. Payment

40% paid as down payment

60% paid before delivery.

4. Delivery Period

60 days after the receipt of the down payment

5. Validity

This offer is valid for a period of 30 days from the date of offer, subsequent to which we would request you to take our confirmation of the same in writing.

6. Warranty

6.1 All equipment offered in this specification shall be guaranteed for operation under normal conditions for a period of 8 months from the date of final acceptance at manufacturer's works or 10 months from the date of B/L at site whichever is earlier.

This guarantee covers defective design, materials and workmanship only and shall not be applicable to damages sustained through misuse of the equipment.

6.2 Dongturbo will not be responsible / liable for any contingency charges or loss of profit arising on account of agreeing to undertake repair / replacement of equipment / component under warranty.

6.3 All documents and drawing will be described in English language & in all correspondences technical schedules and drawings, METRIC units of measurement will be employed.

7. After Services By Dongturbo

7.1 Prices

Prices are based on supervision during civil work, erection and commissioning by supervisor (including interpreters) with the following terms and conditions:

7.2 Terms & Conditions

—Purchaser shall bear the expense of the under said experts' international to and fro traffic fee, room and board, communication and medical insurance.

—Purchaser shall arrange local conveyance.

—Service tax will be charged extra at actual at the time of invoice.

—The purchaser also needs to pay USD260,00/person.day to these experts as allowance.

7.3 Terms of Payment

—50 % advance against pro forma invoice before deputation of engineers.

—50 % with 100 % taxes on progressive basis as the erection & commissioning shall progress at site.

Costo de la turbina DongTrubo N0.05 – 0.7 (simple etapa)

Debido a que no fue posible obtener una cotización directa de la empresa Dongturbo para el modelo de turbina simple etapa N0.05-0.7, se optó por recurrir a plataformas comerciales, como Alibaba, con el objetivo de contar con una referencia alternativa de precio.

Como muchas veces, estas plataformas suelen precios inexactos o dudosos, se tomó la precaución de verificar que el costo seleccionado fuese coherente con las cotizaciones formales previamente obtenidas de otros modelos proporcionados por la propia empresa Dongturbo. En dichas plataformas, se identificó un rango de precios comprendido entre 25000 y 35000 USD. Con el fin de mantener un criterio conservador en la estimación, se adoptó el valor más alto del rango mencionado. La imagen de referencia fue tomada el día 30/07/2025

Link: http://alibaba.com/product-detail/Factory-Supply-Micro-Steam-Turbine-50KW_1600051838355.html

Fuente de la fábrica Micro turbina de vapor 50KW modelo N0.05-0.7

No hay opiniones

Dongturbo Electric Company Ltd. · Verified Proveedor multiespecialidad · 12 yrs · CN



Cantidad mínima de pedido: 1 conjunto

US\$ 25.000- 35.000

Cantidad

- 0 +

Opciones de personalización

- Logotipo personalizado (Pedido mín.: 1 conjunto)
- Embalaje personalizado (Pedido mín.: 1 conjunto)
- Personalización gráfica (Pedido mín.: 1 conjunto)

Capacidad de personalización del proveedor Verified

- Personalización parcial
- Personalización basada en dibujos
- Personalización basada en muestras
- Personalización completa

Envío

La tarifa de envío y la fecha de entrega se pueden negociar. Habla con el proveedor para más detalles.

Cotización TGBoiler LHG0.7-1.0-SCI



**Henan Taiguo Boiler Manufacturing Co.,
 Ltd.**

RM601, Building A, Zhengshang Xuefu Square, No. 277
 Boxue Road, Zhengdong New District, Zhengzhou, Henan, China

Vertical Type Biomass Steam Boiler
Model: LHG0.7-1.0-SCI

REF. NO.: 20250612-1
 DATE: 12th, June. 2025

1. Technical Parameter: LHG0.7-1.0-SCI

Product	Vertical Type Biomass Steam Boiler
Model	LHG0.7-1.0-SCI
Max. Steam Production	700KG/H
Max. Working Pressure	10Bar
Max. Steam Temperature	184°C @10Bar
Hydraulic Test Pressure	13 Bar
Adjustable Working Pressure	0 to 10Bar
Thermal Efficiency	>85%
Fuel Type	Wood, Coal, Biomass
Steam Outlet	DN40
Blow-Down Pipe	DN40
Feeding Mouth	Φ426 mm
Heat Insulation	2 layers, thickness 100mm
Pressure Part Material	Q245R
Shell Package Material	SS201
Fuel Consumption	According to user's fuel type
Power Source	380V/ 3Phase/ 50HZ
Dimension of Boiler's Body	1500*1500*2820mm
Chimney	Φ273
Total Weight	3200KG



2. Product & Price:

Product	Model	H.S Code	Qty	FOB Qingdao Port	Total
Vertical Type Biomass Steam Boiler	LHG0.7-1.0-SCI	8402190000	1Set	\$15,300.00	\$15,300.00
Total FOB Qingdao Port, China				\$15,300.00	

- 3. Payment Terms:**
50% T/T down payment, 50% balance payment before the shipment.
- 4. Delivery Time:**
Seller ready the goods within 20 days.
- 5. Package:**
Wrap the boiler with plastic film to reach waterproof and dustproof.
- 6. Hoisting Methods & Container Loading:**
There is lifting lugs on the top of the boiler;
There is forklift holes at the bottom of boiler's basement
Loading by FCL 1×20' container.
- 7. Guarantee Time:**
Seller to guarantee machine for 12 months from first trial run in user's site, but not to exceed 18 months from the time the equipment leaves factory in China. Any boilers parts that are found to be defective in quality in first 12 months of operation, the seller shall replace free of cost.
- 8. Supply Scope:**

Valorización energética de la cascarilla de café: estudio para su uso en generación eléctrica
 Gaspar Gonzalez Sola, Pablo José Viglietti

NO.	Item	Unit	Qty	Origin	Model/ Code
1	 Boiler Main-Body	Piece	1	 TGBOILER Deter Manufacturing	700kg of steam per hour (included in the offer)
	LHG0.7-1.0-Y(Q)				
2	 Smart ON/OFF Control	Piece	1	 RUNTECH	ON-OFF Button, English Language (included in the offer)
	YLZK-W5110/A0.7				
3	 Feedwater Pump (China famous LEO)	Piece	1	 LEO 利欧 Love Each Other	1.5KW (included in the offer)
	1.5KW				
4	 I.D Fan	Piece	1	 TGBOILER Deter Manufacturing	low noise type (included in the offer)
	2.2kw				
5	 Blower Fan	Piece	1	 TGBOILER Deter Manufacturing	low noise type (included in the offer)
	300w				
6	 Chimney & Flue Pipe	Meter	4	 TGBOILER Deter Manufacturing	carbon steel (included in the offer)
	Φ273mm				
7	 Wet-Type Dust Collector	Piece	1	 TGBOILER Deter Manufacturing	carbon steel (included in the offer)
	CCQ-0.7				
8	 Water Softener (China famous RUNXIN)	Piece	1	 RUNXIN	JSY-WT-1, 1M ³ /h, inlet ≤8mmol/L output ≤0.03mmol/L (included in the offer)
	JSY-WT-1.0				
9	 Softener Water Tank	Piece	1	 TGBOILER Deter Manufacturing	stainless steel (included in the offer)
	Volume 1.0M ³				
10	 Steam Manifold (with valves)	Piece	1	 TGBOILER Deter Manufacturing	1 inlet DN40, Customized outlets (included in the offer)
	FQG-219				
11	 Valves & Instrument (China famous YUMING)	Batch	1	 YUMING VALVE GROUP	for fitting boiler system (included in the offer)
	fitting LHG0.7-1.0-Y(Q)				
12	 Pipeline, Cable, Flanges, etc. fitting LHG0.7-1.0-Y(Q)	Batch	1	 TGBOILER Deter Manufacturing	for fitting boiler system (included in the offer)

9. Company Introduction



Factory History

TGBOILER is a professional boiler manufacturer in China. Specialized in the design, manufacturing, installation, maintenance of boilers and pressure vessels. Building area 1200000sq.m. includes 2 office building, 2 production workshops, 1 staff dorm building, 1 warehouses.

Well-organized Workshop

TGBOILER has 2 workshops, adopting 5S management standards, the workshop environment is clean and tidy, equipment and products are placed in an orderly manner. All the above, just to create a comfortable working experience for production workers and visiting customers.



Experienced Team

TGBOILER has more than 300 employees, includes 210 front-line production workers, 50 sales team, 10 QC engineers, 8 technical supports engineers, 4 designing engineers, 2 production directors, 6 administrative staffs, 4 warehouse staffs, 6 accountants, 4 purchasing officers, 1 chief engineer, 1 general managers, etc.

10. Company Certificate

Verification – Verification – 증명서 – شهادة

Form GAT_10-M05, version 02, effective since October 07th, 2022

VERIFICATION

No. IN230613.H18DQ09
 Test Report / Technical Construction File no. TCF(23)-03161637PED

Verification's Holder: HENAN TAIGUO BOILER MANUFACTURING CO., LTD.
 RM601, Building A, Zhengshang Xuefu Square, No. 277 Baoku Road, Zhengdong New District, Zhengzhou, Henan, China.
 Tax No. 91410100MA46HYQ35A

Verification ECM Mark:

Product: OIL(GAS) STEAM BOILER
Brand: YUBOILER

Model(s): (see the following annex)

Verification for: Standard:
 EN 12953-1:2012, EN 12953-2:2012, EN 12953-3:2016,
 EN 12953-5:2020, GB/T 16508.4:2013,
 ASME SECTION VIII DIVISION 1
 related to CE Directive(s):
 2014/68/EU (Pressure equipment)

This document has been issued in accordance with the European Commission's note of 14 September 2022 ref. Ares (2022) 6342894 concerning voluntary certifications with non-notified procedure and for products intended for third countries outside the EU market.

The manufacturer has voluntarily decided to submit its documents concerning the above mentioned product for verification. Ente Certificazione Macchine confirms that the documentation made available and immediately returned to it, or containing sensitive data, meets the essential requirements of the above-mentioned directives. The verification activity carried out exclusively concerned the technical documentation and no verification was carried out on the product. This document cannot replace the EC Declaration of Conformity. The above conformity mark can be affixed to the technical documentation in accordance with the ECN regulation on its issue and use, published on the website www.entecemq.it

Issuance date: 13 June 2023
Expiry date: 12 June 2028

For online check:

Approver:
 Ente Certificazione Macchine
 Legal Representative
 Luca Boglietti

Ente Certificazione Macchine Srl
 Via Col' Beilo, 243 - Loc. Castello di Senovate - 40053 Vatimaggiola (BO) - ITALY
 ☎ +39 051 6705141 ☎ +39 051 6705156 📧 info@entecemq.it 🌐 www.entecemq.it

Verification – Verification – 증명서 – شهادة

Form GAT_10-M05, version 02, effective since October 07th, 2022

Annex I

No. IN230613.H18DQ09
 Test Report / Technical Construction File no. TCF(23)-03161637PED

Model(s):

WNS0.3-0.7-Y(Q), WNS0.3-1.0-Y(Q), WNS0.5-0.7-Y(Q), WNS0.5-1.0-Y(Q),
 WNS0.7-0.7-Y(Q), WNS0.7-1.0-Y(Q), WNS1.0-0.7-Y(Q), WNS1.0-1.0-Y(Q),
 WNS1.1-2.5-Y(Q), WNS1.1-6-Y(Q), WNS1.5-1.0-Y(Q), WNS1.5-1.25-Y(Q),
 WNS1.5-1.6-Y(Q), WNS2.1-0-Y(Q), WNS2.1-2.5-Y(Q), WNS2.1-6-Y(Q),
 WNS3.1-0-Y(Q), WNS3.1-2.5-Y(Q), WNS3.1-6-Y(Q), WNS4.1-0-Y(Q),
 WNS4.1-2.5-Y(Q), WNS4.1-6-Y(Q), WNS4.1-0-Y(Q), WNS4.1-2.5-Y(Q),
 WNS4.1-6-Y(Q), WNS4.2-5-Y(Q), WNS5.1-0-Y(Q), WNS5.1-2.5-Y(Q), WNS5.1-6-Y(Q),
 WNS5.2-5-Y(Q), WNS6.1-0-Y(Q), WNS6.1-2.5-Y(Q), WNS6.1-6-Y(Q), WNS6.2-5-Y(Q),
 WNS8-1.0-Y(Q), WNS8-1.25-Y(Q), WNS8-1.6-Y(Q), WNS8-2.5-Y(Q),
 WNS10-1.0-Y(Q), WNS10-1.25-Y(Q), WNS10-1.6-Y(Q), WNS10-2.5-Y(Q),
 WNS12-1.0-Y(Q), WNS12-1.25-Y(Q), WNS12-1.6-Y(Q), WNS12-2.5-Y(Q),
 WNS15-1.0-Y(Q), WNS15-1.25-Y(Q), WNS15-1.6-Y(Q), WNS15-2.5-Y(Q),
 WNS20-1.0-Y(Q), WNS20-1.25-Y(Q), WNS20-1.6-Y(Q), WNS20-2.5-Y(Q)

Ente Certificazione Macchine Srl
 Via Col' Beilo, 243 - Loc. Castello di Senovate - 40053 Vatimaggiola (BO) - ITALY
 ☎ +39 051 6705141 ☎ +39 051 6705156 📧 info@entecemq.it 🌐 www.entecemq.it

CE Certificate (LHS Series)

Verification - Verifikation - 验证 - 증명서 - شهادة	Form QAF_10-M05, version 02, effective since October 07th, 2022 VERIFICATION No. IN230613.HTRDQ10 Test Report / Technical Construction File no. TCR(22)-124-PED Verification's Holder: HENAN TAIGUO BOILER MANUFACTURING CO., LTD. Verification ECM Mark:  Product: OIL(GAS) STEAM BOILER Brand:  Model(s): (see the following annex) Verification to: Standard: EN 12953-1:2012, EN 12953-2:2012, EN 12953-3:2016, EN 12953-5:2020, G8/T 16508.4:2013, ASME SECTION VIII DIVISION 1 related to CE Directive(s): 2014/68/EU (Pressure Equipment) This document has been issued in accordance with the European Commission's note of 14 September 2022 ref. Area (2022) 4342894 concerning voluntary certifications with non-notified procedure and for products intended for third countries outside the EU market. The manufacturer has voluntarily decided to submit its documents concerning the above mentioned product for verification. Ente Certificazione Macchine confirms that the documentation made available and immediately returned to it, as containing sensitive data, meets the essential requirements of the above mentioned directives. The verification activity carried out exclusively concerned the technical documentation and no verification was carried out on the product. This document cannot replace the EC Declaration of Conformity. The above conformity mark can be affixed to the technical documentation in accordance with the ECW regulation on its issue and use, published on the website www.entecerm.it Issuance date: 13 June 2023 Expiry date: 12 June 2028  Approver: Ente Certificazione Macchine Legal Representative Lucia Scaroni  Ente Certificazione Macchine Srl Via Cor' Bella, 243 - Loc. Castello di Serravalle - 40055 Valdagno (BO) - ITALY ☎ +39 051 6705141 ✉ info@entecerm.it www.entecerm.it	Form QAF_10-M05, version 02, effective since October 07th, 2022 Annex I No. IN230613.HTRDQ10 Test Report / Technical Construction File no. TCR(22)-124-PED Model(s): LHS0.1-0.5-Y(Q), LHS0.1-0.7-Y(Q), LHS0.1-1.0-Y(Q), LHS0.2-0.5-Y(Q), LHS0.2-0.7-Y(Q), LHS0.2-1.0-Y(Q), LHS0.5-0.5-Y(Q), LHS0.5-0.7-Y(Q), LHS0.5-1.0-Y(Q), LHS0.7-0.5-Y(Q), LHS0.7-0.7-Y(Q), LHS0.7-1.0-Y(Q), LHS1-0.5-Y(Q), LHS1-0.7-Y(Q), LHS1-1.0-Y(Q), LHS1-1.25-Y(Q), LHS1-1.6-Y(Q), LHS1-2.05-Y(Q), LHS1.5-0.7-Y(Q), LHS1.5-1.0-Y(Q), LHS1.5-1.25-Y(Q), LHS1.5-1.6-Y(Q), LHS2-0.5-Y(Q), LHS2-0.7-Y(Q), LHS2-1.0-Y(Q), LHS2-1.25-Y(Q), LHS2-1.6-Y(Q), LHS2.5-0.5-Y(Q), LHS2.5-0.7-Y(Q), LHS2.5-1.0-Y(Q), LHS2.5-1.25-Y(Q), LHS2.5-1.6-Y(Q)
--	---	--

ISO Certificate

Quality Management System Certificate	LPCC Quality Management System Certificate Certificate No: 1197230029R05 It's certified Henan Taiguo Boiler Manufacturing Co., Ltd. Unified social credit code: 91410102MA48HYQ35A Registered address: #B601, Building A, Zhengshang Xuefu Square, No. 277 Boxue Road, Zhengzhou New District, Zhengzhou, Henan, China Audit address: #B601, Building A, Zhengshang Xuefu Square, No. 277 Boxue Road, Zhengzhou New District, Zhengzhou, Henan, China The quality management system conforms to: GB/T 19001-2016/ISO 9001:2015 Certificate coverage: Scope of boilers and pressure vessels Valid until 2026-07-06 Date of issue 2023-07-06 Note: This certificate remains valid only if the certified organization accepts and passes regular surveillance audits.  The issuance of  Scan the QR code above to check the certificate information and certificate status. At the same time, you can visit the official website of the Certification and Accreditation Administration of the P.R.C. (www.cnca.gov.cn) and the website of Luopu Certification Center (www.luccp.com.cn) Luopu Certification Center Co., Ltd. Room 900, Building 1, No. 88 Yulan Road, H&A-TDC Industrial Development Zone, Zhengzhou, China	LPCC Environmental Management System certification Certificate No: 1197230029R05 It's certified Henan Taiguo Boiler Manufacturing Co., Ltd. Unified social credit code: 91410102MA48HYQ35A Registered address: #B601, Building A, Zhengshang Xuefu Square, No. 277 Boxue Road, Zhengzhou New District, Zhengzhou, Henan, China Audit address: #B601, Building A, Zhengshang Xuefu Square, No. 277 Boxue Road, Zhengzhou New District, Zhengzhou, Henan, China Environmental management system conforms to: GB/T 24001-2016/ISO 14001:2015 Certificate coverage: Environmental management activities involved in the sales of boilers and pressure vessels Valid until 2026-07-06 Date of issue 2023-07-06 Note: This certificate remains valid only if the certified organization accepts and passes regular surveillance audits.  The issuance of  Scan the QR code above to check the certificate information and certificate status. At the same time, you can visit the official website of the Certification and Accreditation Administration of the P.R.C. (www.cnca.gov.cn) and the website of Luopu Certification Center (www.luccp.com.cn) Luopu Certification Center Co., Ltd. Room 900, Building 1, No. 88 Yulan Road, H&A-TDC Industrial Development Zone, Zhengzhou, China	LPCC Occupational Health and Safety Management system certification Certificate No: 1197230029R05 It's certified Henan Taiguo Boiler Manufacturing Co., Ltd. Unified social credit code: 91410102MA48HYQ35A Registered address: #B601, Building A, Zhengshang Xuefu Square, No. 277 Boxue Road, Zhengzhou New District, Zhengzhou, Henan, China Audit address: #B601, Building A, Zhengshang Xuefu Square, No. 277 Boxue Road, Zhengzhou New District, Zhengzhou, Henan, China Occupational Health and Safety Management system conforms to: GB/T 45001-2020/ISO 45001:2018 Certificate coverage: Occupational health and safety management activities involved in the sales of boilers and pressure vessels Valid until 2026-07-06 Date of issue 2023-07-06 Note: This certificate remains valid only if the certified organization accepts and passes regular surveillance audits.  The issuance of  Scan the QR code above to check the certificate information and certificate status. At the same time, you can visit the official website of the Certification and Accreditation Administration of the P.R.C. (www.cnca.gov.cn) and the website of Luopu Certification Center (www.luccp.com.cn) Luopu Certification Center Co., Ltd. Room 900, Building 1, No. 88 Yulan Road, H&A-TDC Industrial Development Zone, Zhengzhou, China
---------------------------------------	---	--	---

Trademark Certificate	
<p>第 55434311 号</p>  <p>商标注册证</p>  <p>TGBOILER</p> <p>核定使用商品/服务项目（国际分类：11） 第11类：锅炉（非机器部件）；燃烧器；加热用锅炉；燃气锅炉；蒸汽锅炉（非机器部件）；蒸汽发生设备；供暖装置用锅炉管道（管）；电加热装置；蒸汽储存器；焚化炉；油炉（截止）</p> <p>注册人 河南泰锅实业有限公司</p> <p>注册人地址 河南省郑州市市辖区郑东新区祥盛街3号SOHO新干线C座10层1006号</p> <p>注册日期 2021年11月28日 有效期至 2031年11月27日</p> <p>局长 申吉雨</p>  <p>发证机关 </p>	<p>第 64056958 号</p>  <p>商标注册证</p>  <p>核定使用商品/服务项目（国际分类：11） 第11类：供暖装置用锅炉管道（管）；加热用锅炉；油炉；焚化炉；燃气锅炉；燃烧器；电加热装置；蒸汽储存器；蒸汽发生设备；蒸汽锅炉（非机器部件）；锅炉（非机器部件）（截止）</p> <p>注册人 河南泰锅实业有限公司</p> <p>注册人地址 河南省郑州市郑东新区明理路226号正商木华广场1号楼12层1215室</p> <p>注册日期 2022年10月28日 有效期至 2032年10月27日</p> <p>局长 申吉雨</p>  <p>发证机关 </p>

Patent Certificate

The image displays six patent certificates from the China National Intellectual Property Administration (CNIPA). The top row contains three certificates, each with the following details:

- Certificate 1 (Left):** Patent No. ZL 2023 2190360.9. Title: 实用新型专利证书 (Utility Model Patent Certificate). Applicant: 河南泰联实业有限公司 (Henan Tailian Industrial Co., Ltd.). Inventor: 张联涛 (Zhang Liantao). Date of grant: 2023年12月22日 (December 22, 2023).
- Certificate 2 (Middle):** Patent No. ZL 2023 2190361.8. Title: 实用新型专利证书. Applicant: 河南泰联实业有限公司. Inventor: 张联涛. Date of grant: 2023年12月22日.
- Certificate 3 (Right):** Patent No. ZL 2023 2190360.7. Title: 实用新型专利证书. Applicant: 河南泰联实业有限公司. Inventor: 张联涛. Date of grant: 2023年12月22日.

The bottom row contains three blank certificates with the same header information as the top row, but without the main text or signatures.

Costo de componentes principales del secador

- *Reductor (1:15)*

Link: https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-1417827852-reductor-wmi-40-115-para-motor-05hp-con-brida-b14-stm- JM#polycard_client=search-nordic&position=20&search_layout=stack&type=item&tracking_id=19688f1e-ec8a-42e2-9491-ee2adf1d263b&wid=MLA1417827852&sid=search



Nuevo ♥

Reductor Wmi 40 1:15 Para Motor 0.5hp Con Brida B14 Stm

\$ 142.938⁷³

Cuota promocionada en 6 cuotas de \$ 27.020¹⁸

o en cuotas sin tarjeta

Precio sin impuestos nacionales: \$ 118.331

[Ver los medios de pago](#)

Entrega a acordar con el vendedor
Pergamino, Buenos Aires

[Ver formas de entrega](#)

¡Última disponible!

[Comprar ahora](#)

- *Motorreductor (1:20)*

Link: https://www.mercadolibre.com.ar/motorreductor-trifasico-18-hp--150030--rpm/up/MLAU266753234#polycard_client=search-nordic&searchVariation=MLAU266753234&wid=MLA608867714&position=10&search_layout=stack&type=product&tracking_id=869594a1-9094-4b7d-9d61-3966d2122d6d&sid=search



Motorreductor Trifasico 1/8 Hp 1500/30 Rpm

4.0 ★★★★★ (1)

\$ 215.000

3 cuotas de \$ 88.185⁸³

Precio sin impuestos nacionales: \$ 177.686

[Ver los medios de pago](#)

- **Rodillos**

Link: https://www.amazon.com/dp/B06XNN8PGY/ref=sspa_dk_detail_0?pd_rd_i=B06XNN8PGY&pd_rd_w=ZJc71&content-id=amzn1.sym.953c7d66-4120-4d22-a777-f19dbfa69309&pf_rd_p=953c7d66-4120-4d22-a777-f19dbfa69309&pf_rd_r=E7BCBJYZXJNN43JTJ1X3&pd_rd_wg=COlt7&pd_rd_r=0d2895e1-4093-4bec-a42e-486b3bc4ebef&sp_csd=d2lkZ2V0TmFtZT1zcF9kZXRhaWwy&th=1



Rodillo de repuesto del transportador por gravedad, Rodillos transportadores de acero galvanizado con soporte ajustable resistente para correa y manejo de materiales - Soporte de salida de metal, 1.9

Visita la tienda de Ultimation
 4,6 ★★★★★ 20 calificaciones

US\$52⁵⁰ (US\$10.50 / unidad)

US\$70.12 de envío y depósito de derechos de importación a Argentina Detalles ▾

Tamaño: **15" (5 Pack)**

15" (5 Pack) US\$52.50 (US\$10.50 / unidad)	21" (5 Pack) US\$82.95 (US\$16.59 / unidad)
--	--

- **Banda transportadora**


Link: https://www.alibaba.com/product-detail/PTFE-Coated-Fiberglass-Open-Mesh-Conveyor_1601195236545.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal_offer.d_image.657513a0CYJJ4L

Maquinaria industrial > Línea de producción > Línea de montaje

Cinta transportadora de malla abierta de fibra de vidrio recubierta de PTFE para secadora ligera

No hay opiniones · 21 vendido/s

Beijing PFM Screen Trading Co., Ltd. · Verified Fabricante de personalizables · 12 yrs · CN



Mayoreo Personalización

Ready to ship Envío en 5 días

10 - 99 metros cuadrados >= 100 metros cuadrados

US\$ 15,53 **US\$ 9,53**

Precio de muestra: US\$ 10 Pedir muestra

Cantidad
- 0 +

Envío

Seller's Shipping Method 3 Cambiar >
 Tarifa de envío: US\$ 90 para 10 metros cuadrados
 Entrega estimada por 15 ago-22 ago

Subtotal del artículo (0 variantes 0 artículos)	US\$ 0,00
Total del envío	US\$ 0,00
Total antes de impuestos	US\$ 0,00

- *Caño aleteado DN3/8" (Costo por metro)*

Link: <https://www.estecma.com.ar/shop/00000707-tubo-cobre-aletado-aluminio-3-8-metro-21945?srsId=AfmBOop596jm00q6sl8hPtJG0q3DNoyt0sNK0v0N0EFr2tl9RfNYiq72>



TUBO COBRE ALETADO ALUMINIO 3/8" (METRO)

\$ 25.603,12

Precio Sin Impuestos Nacionales \$ 21.159,60

- 1 +

- *Extractores*

Link: https://www.mercadolibre.com.ar/forzador-extractor-de-aire-direccional-hydra-100mm-4-gris/p/MLA22654016#polycard_client=search-nordic&searchVariation=MLA22654016&wid=MLA1450345719&position=3&search_layout=stack&type=product&tracking_id=bbcb0c9d-8c32-4aca-b0f4-6b7cbc5b8b93&sid=search



Forzador Extractor De Aire Direccional Hydra 100mm 4 Gris

4.5 ★★★★★ (60)

\$ 64.990

Precio sin impuestos nacionales: \$ 53.711

[Ver los medios de pago](#)

Lo que tenés que saber de este producto

- Diámetro total: 29.3 cm.
- Ancho total: 23.5 cm.
- Altura total: 25 cm.
- Voltaje: 220V.
- Potencia eficiente de 50 W.
- Instalación empotrable sencilla.

Costo bomba CATPUMPS 2SF10ES

Link: <https://www.shopetonline.com/product-p/2sf10es.htm>



CAT Pump 2SF10ES - Direct-Drive Plunger Pump

LARGER PHOTO EMAIL A FRIEND

Alternative Views:

Add to Cart for BETTER PRICING

List Price: \$844.00
 Our Price: \$844.00
 SHIPPING: Item Ships in 1 to 7 Days

Availability: In Stock
 Product Code: 2SF10ES

Qty:

ADD TO CART

Hoja de datos CATPUMPS 1DX03ELS.MIST

Link: https://www.catpumps.com/sites/default/files/products/pdfs/1DX03ELSMIST_D.pdf



Electric motor sold separately.

Direct-Drive Misting Plunger Pump

Model 1DX03ELS.MIST

ELECTRIC HORSEPOWER REQUIREMENTS

MODEL	FLOW		PRESSURE		rpm
	U.S. gpm	lpm	psi 1000 bar 70	psi 1200 bar 85	
1DX03ELS.MIST	0.3	1.14	0.20	0.24	1725

SPECIFICATIONS

MODEL 1DX03ELS.MIST

	U.S. Measure	Metric Measure
Flow.....	0.3 gpm	(1.14 lpm)
Maximum Discharge Pressure.....	1200 psi	(85 bar)
Stroke (Dual Plunger).....	0.078"	(2.0 mm)
Maximum RPM.....	1725 rpm	(1725 rpm)
Inlet Pressure Range.....	Flooded to 60 psi	(Flooded to 4 bar)
Bore.....	0.630"	(16 mm)
Crankcase Capacity.....	8.5 oz.	(0.25 l)
Maximum Liquid Temperature.....	140°F	(60°C)
Inlet Ports (1).....	3/8" NPTF	(3/8" NPTF)
Discharge Port (1).....	3/8" NPTM	(3/8" NPTM)
Shaft Diameter.....	5/8" Hollow	(15.8 mm Hollow)
Weight.....	10.7 lbs.	(4.9 kg)
Dimensions.....	7.12 x 7.75 x 6.29" (180 x 197 x 160 mm)	

FEATURES

- Dual plunger design provides a smooth liquid flow.
- Specially formulated Hi-Pressure Seals and concentrically ground ceramic plungers assure maximum seal life.
- Stacked Stainless steel valve design for long life and easy servicing.
- Ultra compact, direct-drive low speed unit for quiet operation.
- Integral regulator with built-in by-pass to assure system pressure control and pump protection.

Peletizadora de Shuangfeng Nongjieli Agricultural Machinery Sales Company

Link: https://www.alibaba.com/product-detail/New-2-Hand-Biomass-Pelletizer-Machine_1601419342299.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal_offer.d_image.745b13a0w0IIXM

Equipo y maquinaria comercial > Maquinaria de procesamiento agrícola y de alimentos > Máquinas de procesamiento de pienso

Nueva máquina granuladora de biomasa de 2 manos, componente de Motor central para procesador de peletización de madera y plástico para alimentación animal al por menor

No hay opiniones

Shuangfang Nongjieshi Agricultural Machinery Sales Co., Ltd. • **Verified** Proveedor multiespecialidad • 1 yr



>= 2 unidades
US\$ 122,43

Variaciones [Editar selecciones](#)

Energía (HP)(1)
3KW

Capacidad de personalización del proveedor **Verified**

- Personalización parcial
- Personalización basada en dibujos
- Personalización basada en muestras
- Personalización completa

Envío
La tarifa de envío y la fecha de entrega se pueden negociar. Habla con el proveedor para más detalles.

[Enviar consulta](#) [Chatear](#)

Protecciones para este producto [>](#)

- Pagos seguros

Anexo IX – Análisis económico de los escenarios propuestos

Alternativa 1: mismo tipo de equipos y configuración, pero con fabricantes nacionales.

Para este caso se considera que la caldera y la turbina son de origen nacional, lo que permite reducir la inversión inicial. Esto se debe a la eliminación de los costos asociados al envío internacional y al seguro de importación, así como una disminución considerablemente en el costo de instalación. Con estas modificaciones se recalcula la inversión inicial de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \text{Costos de instalación} &= 0,2 * (39361,2 + 13409,44 + 8478,6 + 994,0 + 122,4) \\ \text{Costos de instalación} &= \mathbf{12473,13 [USD]} \end{aligned}$$

$$I_{\text{Equip. Instalados}} = 62365,7 + 12473,13 = \mathbf{74838,83 [USD]}$$

$$I_T = I_F = 74838,83 * (1 + 0,075 + 0,025 + 0,025) * (1 + 0,15) = \mathbf{96822,8 [USD]}$$

Puesto que se reduce la inversión total, también reducirán los costos de mantenimiento, suministros y seguros, resultando:

$$\text{Costo mantenimiento} = 0,07 * 0,15975 * 96822,8 = 1082,7 [USD]$$

$$\text{Costo suministros} = 0,0075 * 0,15975 * 96822,8 = 116 [USD]$$

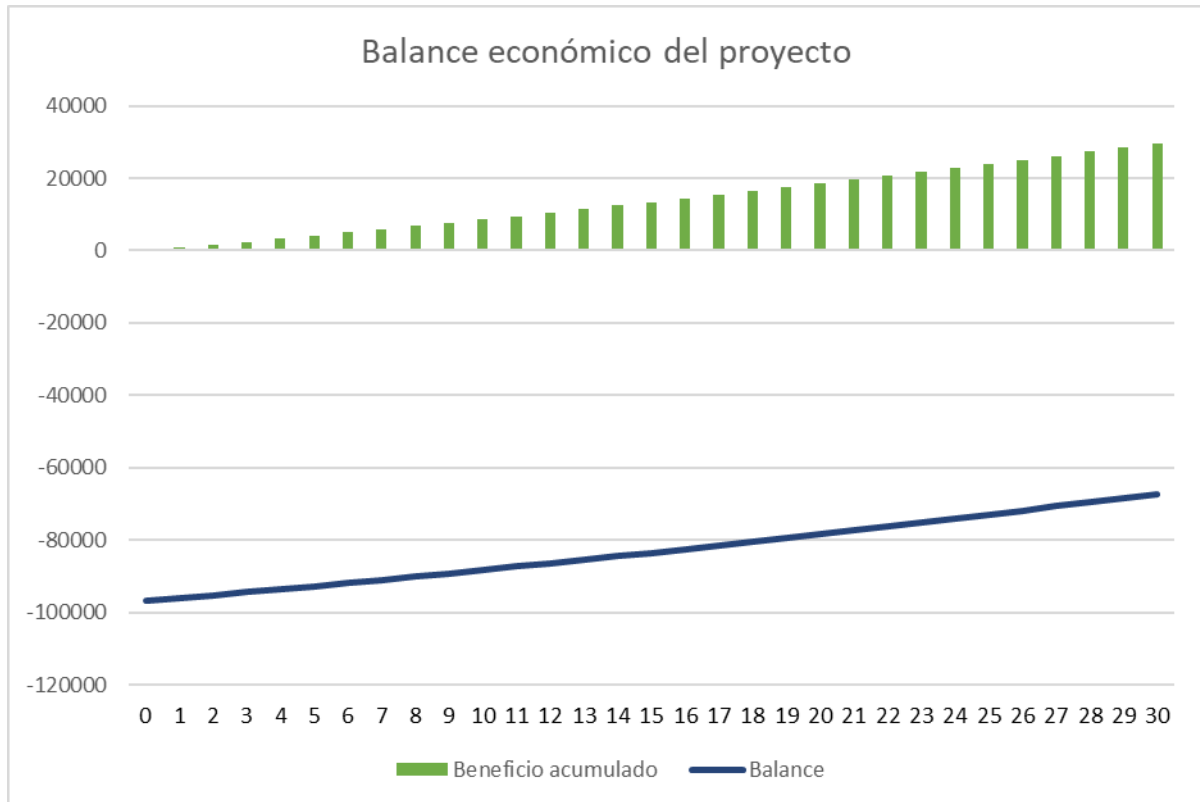
$$\text{Costo seguros} = 0,0075 * 96822,8 = 726,2 [USD]$$

$$\text{Costos totales} = \mathbf{1082,7 + 116 + 726,2 = 1924,9 [USD]}$$

Por su parte, el ahorro anual permanece constante, ya que se genera la misma potencia que para el caso base. Entonces, al haberse modificado únicamente el valor del costo total anual, el beneficio en el año 0 se calcula como:

$$\text{Beneficio } (t_0) = 2717,18 - 1924,9 = \mathbf{792,3 [USD]}$$

Manteniendo las mismas hipótesis respecto a los valores de inflación en dólares y aumento del costo del kWh del caso base, el balance económico es el que se observa en el siguiente gráfico.



Se puede observar una mejora en el balance económico respecto del caso base, aunque sigue siendo insuficiente para amortizar la inversión inicial ni siquiera considerando la vida útil completa de los equipos. Para este caso el tiempo de repago teórico es de 75 años.

Alternativa 2.A y 2.B: aumento de la ocupación de la turbina y la caldera hasta el 100% mediante la compra de:

- A: Pellets
- B: Aserrín u otro material bio-másico.

Estas dos alternativas fueron consideradas como posibles opciones para aumentar la generación dentro del esquema actual que tiene en la planta. Si bien el aumento de la generación implica un aumento significativo del ahorro anual por la reducción en la compra de energía eléctrica, los costos asociados al combustible y a la operación se vuelven muy elevados para ambas opciones. Tanto la compra de pellets como la compra de aserrín trae un costo aparejado que resulta superior por kWh al ahorro que se obtiene por la autogeneración, lo que produce un flujo de caja negativo y, en consecuencia, pérdidas que se agravan con el pasar de los años. Cabe señalar que, en general, estos productos suelen estar destinados principalmente a usos como calefacción, aporte para fabricación de otros materiales u otras aplicaciones, más que a la generación de energía eléctrica

A esto hay que sumarle que, manteniendo el esquema operativo actual de la planta, el procesamiento de aserrín en la peletizadora o incluso el movimiento de los pellets comprados superaría la capacidad del personal operativo, lo que implicaría costos adicionales en mano de obra y supervisión. Por estas razones se descartaron ambas alternativas para el estudio.

Alternativa 2.C: aumento de la ocupación de la turbina y la caldera hasta el 100% mediante el aumento de la producción o incorporación de residuos biomásicos de otras plantas

En este caso se debe rever la ocupación de los equipos del sistema, para ver si es necesario reelegir alguno. La relación entre la ocupación de la situación propuesta con respecto al caso base en temporada alta resulta:

$$\frac{\% \text{ uso de la turbina}_{\text{sit. propuesta}}}{\% \text{ uso de la turbina}_{\text{caso base}}} = \frac{100}{22,05} = 4,535$$

La ocupación de los distintos equipos del sistema tendrá el mismo incremento con respecto a su ocupación en temporada alta de la situación actual:

Equipos	Ocupación base	Nueva Ocupación
Turbina	22,05%	100,00%
Caldera	22,05%	100,00%
Secador	100,00%	453,51%
Peletizadora	2,93%	13,27%
Bomba	66,61%	302,07%

Se puede observar que tanto la capacidad del secador y la de la bomba resultan insuficientes para la nueva situación. En este caso deben ser reelegidos por equipos de mayor capacidad.

Reelección de la bomba

Para la nueva bomba, la capacidad necesaria resulta:

$$Capacidad_{necesaria} = 1,14 * 3,02 = 3,44 \left[\frac{l}{min} \right]$$

La bomba 2SF10ES de CATPUMPS, que se utilizó como referencia de precio, tiene una capacidad de 3,8 l/min, por lo que es suficiente para la demanda del sistema. Luego, el costo considerado para la bomba no cambia, puesto que se usó el de este modelo.

Reelección/redimensionamiento del secador

En cuanto al secador, como se señaló anteriormente, una de las principales limitantes es la altura de la capa de cascarilla, de 5mm, dado que el secado está condicionado con la temperatura del vapor condensándose. Un secador con una capacidad 4.53 veces más grande implicaría dimensiones de ancho y largo técnicamente inviables, por lo que sería necesario adoptar un diseño escalonado, más compacto, o algo similar para solucionar este problema. Puesto que este es un estudio de prefactibilidad, el desarrollo de dicho diseño queda fuera del alcance del presente trabajo. No obstante, se estimará el costo mediante una relación de costo capacidad.

Costo del nuevo secador

Recordando la expresión de costo capacidad:

$$Inv. \text{ cap } Q_A = Inv. \text{ cap } Q_B * \left(\frac{Q_A}{Q_B} \right)^x ; \text{ siendo } x \text{ el factor costo - capacidad}$$

Account Number	Item Description	Parameter	Exponent	Range
Category		3-5	3 4 5	3-5
8	STEAM TURBINE & ACCESSORIES			
8.1	Steam Turbine Generator & Accessories	Steam Turbine Gross Power, kW	0.70	217,400–301,200
8.2	Steam Turbine Plant Auxiliaries	Steam Turbine Gross Power, kW	0.71	217,400–301,200
8.3a	Condenser & Auxiliaries	Condenser Duty, MMBtu/hr	0.71	1,275–1,570
8.3b	Air Cooled Condenser	Condenser Duty, MMBtu/hr	N/A ^A	N/A
8.4	Steam Piping	Feedwater Flow (HP only), lb/hr	0.72	839,700–1,597,000
8.5	Turbine Generator Foundations	Steam Turbine Gross Power, kW	0.72	217,400–301,200

^ACases from Revision 4 exclusively use wet cooling. Future cases that may use air cooling should insert the Air-Cooled Condenser account here. Guidance on scaling has not yet been developed.

Si bien se utiliza el calor del vapor residual para el secado de la cascarilla, es importante recordar que también cumple la función de reemplazar al condensador. De esta forma se adoptó un valor de costo capacidad:

$$x = 0,71$$

Conociendo la relación entre la capacidad nueva y la correspondiente a la situación base (4,53), y sabiendo el precio del secador en dicha situación base, se calcula el costo para un secador con la nueva capacidad.

$$\text{Costo secado}_{\text{nueva capacidad}} = 9151,16 * (4,53)^{0,71} = 26748,9 \text{ [USD]}$$

Habiendo recalculado el costo de los equipos a redimensionar, se puede estimar la inversión fija inicial asociada a la alternativa 2.C, la cual resulta de 143962,2 [USD].

	Equipos	Costo unitario (USD)
Costo de equipos	Bomba	994,0
	Secador	26748,9
	Peletizadora	122,4
	Turbina	39361,2
	Caldera	13409,4
	Total s/inst	80636,0
	Envío	5277,1
	Instalación	25362,1
	Total c/inst	111275,1
Inversión directa	f1	0,0%
	f2	7,5%
	f3	0,0%
	f4	2,5%
	f5	2,5%
	Inversión directa	125184,5
Inversión indirecta	fi1	0,0%
	fi2	0,0%
	fi3	15,0%
	Inversión fija	143962,2

Como se ha indicado anteriormente, muchos de los costos se estiman mediante la inversión fija. Dado que esta ha sido recalculada, corresponde realizar el mismo ajuste en los costos.

	Servicios	Valor a descontar de lo generado [USD]
Costos variables	Mantenimiento	10077,4
	Suministros	1079,7
	Total	11157,1
Costos fijos	Seguros	1079,7
	Total	1079,7
Costos totales		12236,8

En cuanto al consumo eléctrico de los equipos redimensionados, se consideró un incremento lineal con el aumento de la capacidad. Para el caso base se tenían los siguientes consumos:

Costo variable diario			
Equipos	Consumos (kw)	Uso diario (h)	E diaria (kWh)
Bomba	0,18	24	4,224
Secador	0,24	24	5,76
Peletizadora	3,00	1	3
Turbina	0,00	24	0
Caldera	0,05	24	1,2
Total (kWh)			14,184

Entonces, los nuevos consumos de la bomba y el secador resultan de:

$$\text{Nuevo consumo bomba} = 0,18 * \frac{3,8}{1,14} = 0,6 \text{ [kW]}$$

$$\text{Nuevo consumo secador} = 0,29 * 4,53 = 1,31 \text{ [kW]}$$

En el caso de la peletizadora, debido a la disponibilidad en el mercado, se optó por un modelo con una capacidad ampliamente superior a la requerida, incluso para la situación propuesta. Esto permite que, para la situación propuesta, no exista un redimensionamiento, por lo que la potencia consumida es la misma. La diferencia ahora radica en las horas de operación, siendo el nuevo uso diario de **4,53 horas al día**.

Para el caso de la caldera, si bien se trata del mismo equipo, a mayor flujo de cascarilla se tendrán que evacuar un mayor volumen de humos de combustión, por lo que la potencia del extractor es coherente que crezca. En este estudio se considerará un aumento lineal de dicha potencia en función con el incremento en su utilización (recordemos que la potencia del extractor se estimó para el caso base). A partir de ello se obtiene:

$$\text{Nuevo consumo caldera} = 0,05 * 4,53 = 0,23 \text{ [kW]}$$

La siguiente tabla resume los nuevos consumos eléctricos para la alternativa 2.C.

Equipos	Potencia consumida [kW]	Tiempo de uso diario (h)	Pot. equiv. en 24hs [kW]
Bomba	0,60	24	0,60
Secador	1,31	24	1,31
Peletizadora	3,00	4,53	0,57
Turbina	0,00	24	0,00
Caldera	0,23	24	0,23
TOTAL			2,70

En función del consumo específico de la turbina y la generación de vapor de caldera, la potencia generada resultaría:

$$\mathbf{Potencia\ generada} = \frac{200 \left[\frac{kg}{h} \right]}{7,146 \left[\frac{kg}{kWh} \right]} = \mathbf{27,99[kW]}$$

Teniendo en cuenta los consumos de los equipos auxiliares expuesto, la potencia generada neta resulta:

$$\mathbf{Potencia\ generada\ neta} = 27,99 - 2,70 = \mathbf{25,29 [kW]}$$

Con la potencia neta obtenida, se prosigue a recalcula el ahorro en energía eléctrica comprada. Al igual que se hizo para el caso base, se evalúa el valor de potencia pico para la nueva situación. Descontando los 25,29 kW autogenerados se tendría una potencia pico inferior a 300 kW, si se mantuvieran los mismos consumos. Sin embargo, puesto que la premisa contempla un incremento la generación de cascarilla, también habría un aumento importante de la producción y, en consecuencia, del consumo eléctrico. Por lo tanto, se considera que se continúa teniendo un suministro superior a 300 kW como para el caso base, lo que descarta un posible ahorro por potencia contrada y evita cualquier modificación en el costo del kWh, dado que la categoría de usuario no se ve alterada.

Para la energía generada anual, puesto que se opera al máximo de la capacidad de dos equipos críticos como la turbina y la caldera, se debe considerar el tiempo de parada para mantenimientos programados y extraordinarios. Considerando que es una instalación chica de alto rendimiento, se considera un 2% del tiempo total para paradas extraordinarias (mantenimiento correctivo) [55], y un 3% para paradas planificadas (mantenimiento preventivo) [56]. Considerando esto, la energía generada anual resulta:

$$\mathbf{Energía\ generada\ anual} = 25,29 * 365 * 24 * 0,95 = \mathbf{210463,38 [kWh]}$$

- $\mathbf{Energía\ generada\ anual}_{pico} = 210463,38 * \frac{5}{24} = \mathbf{43846,54[kWh]}$
 $\Rightarrow \mathbf{Ahorro}_{pico} = 88,5547 * 43846,54 = \mathbf{388281,97 [\$]}$
- $\mathbf{Energía\ generada\ anual}_{valle} = 210463,38 * \frac{6}{24} = \mathbf{52615,85[kWh]}$
 $\Rightarrow \mathbf{Ahorro}_{valle} = 86,8560 * 52615,85 = \mathbf{4570001,83 [\$]}$
- $\mathbf{Energía\ generada\ anual}_{resto} = 210463,38 * \frac{13}{24} = \mathbf{114001,00[kWh]}$
 $\Rightarrow \mathbf{Ahorro}_{resto} = 85,7735 * 114001,00 = \mathbf{9778264,56 [\$]}$

Finalmente, el ahorro anual en energía eléctrica comprada para la alternativa 2.C es:

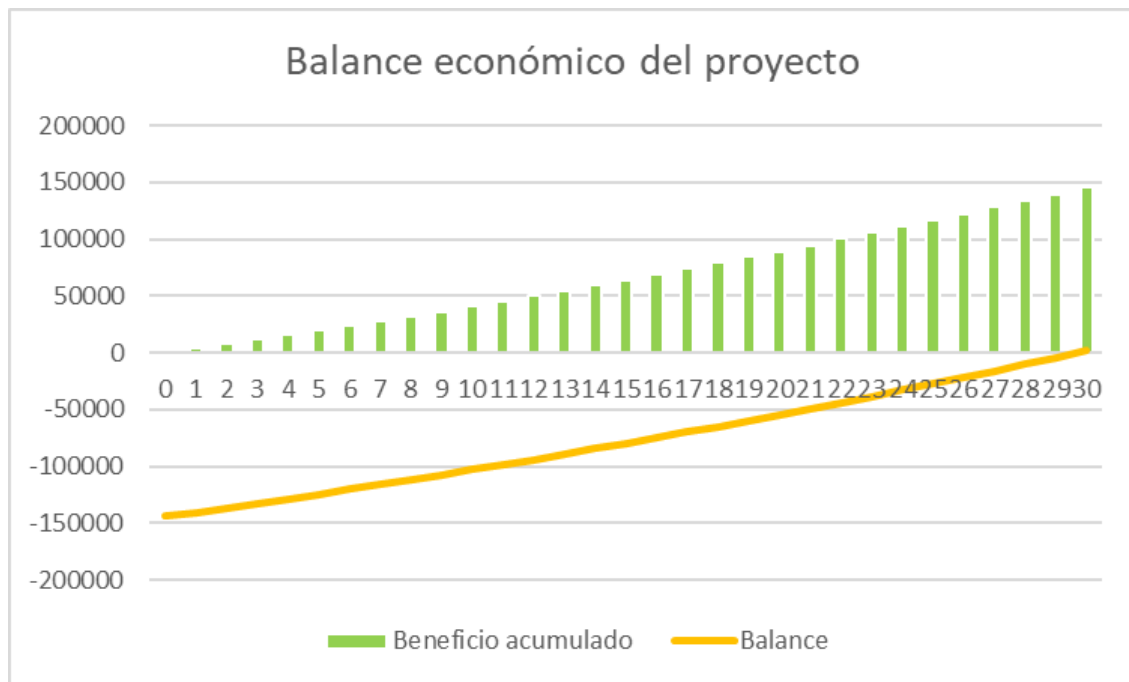
$$\mathbf{Ahorro}_{total\ anual} = \mathbf{18231083,37} \text{ [\$]}$$

Con la cotización promedio del dólar considerada para el caso base (1145\$ al 30/07/25), el ahorro en dólares resulta:

$$\mathbf{Ahorro\ anual}_{energía} = \frac{18231083,37}{1145} = \mathbf{15922,34[USD]}$$

$$\mathbf{Beneficio} (t_0) = 15922,34 - 12236,8 = \mathbf{3685,6 [USD]}$$

Siguiendo con las mismas estimaciones de la inflación en dólares y del aumento del precio del kWh del caso base, el balance económico resultante es:



Se puede observar cómo hay una mejor significativa en el balance económico del proyecto con el paso de los años, con un beneficio acumulado que crece de forma constante. Aunque la inversión inicial se recupera en aproximadamente 30 años, un plazo no ideal, esto indica la posibilidad de una viabilidad económica a largo plazo.

Alternativa 3: escenario ideal, combinación de las alternativas 1 y 2C. Máxima capacidad y fabricantes nacionales

En esta alternativa se mantiene lo planteado en la alternativa 1, donde se reducen considerablemente los costos asociados a la importación de la caldera y la turbina (instalación, envío, seguros, etcétera), lo que disminuye la inversión inicial. Además, los ajustes de la alternativa 2.C, incluyendo el redimensionamiento de la bomba y de la caldera, la modificación de sus costos, un mayor consumo eléctrico de los equipos auxiliares, pero también un aumento significativo en la energía generada.

	Equipos	Costo unitario [USD]
Costo de equipos	Bomba	994,0
	Secador	26748,9
	Peletizadora	122,4
	Turbina	39361,2
	Caldera	13409,4
	Total s/inst	80636,0
	Envío	0,0
	Instalación	16127,2
	Total c/inst	96763,2
Inversión directa	f1	0,0%
	f2	7,5%
	f3	0,0%
	f4	2,5%
	f5	2,5%
	Inversión directa	108858,6
Inversión indirecta	fi1	0,0%
	fi2	0,0%
	fi3	15,0%
	Inversión fija	125187,4

$$I_T = 125187,4 \text{ [USD]}$$

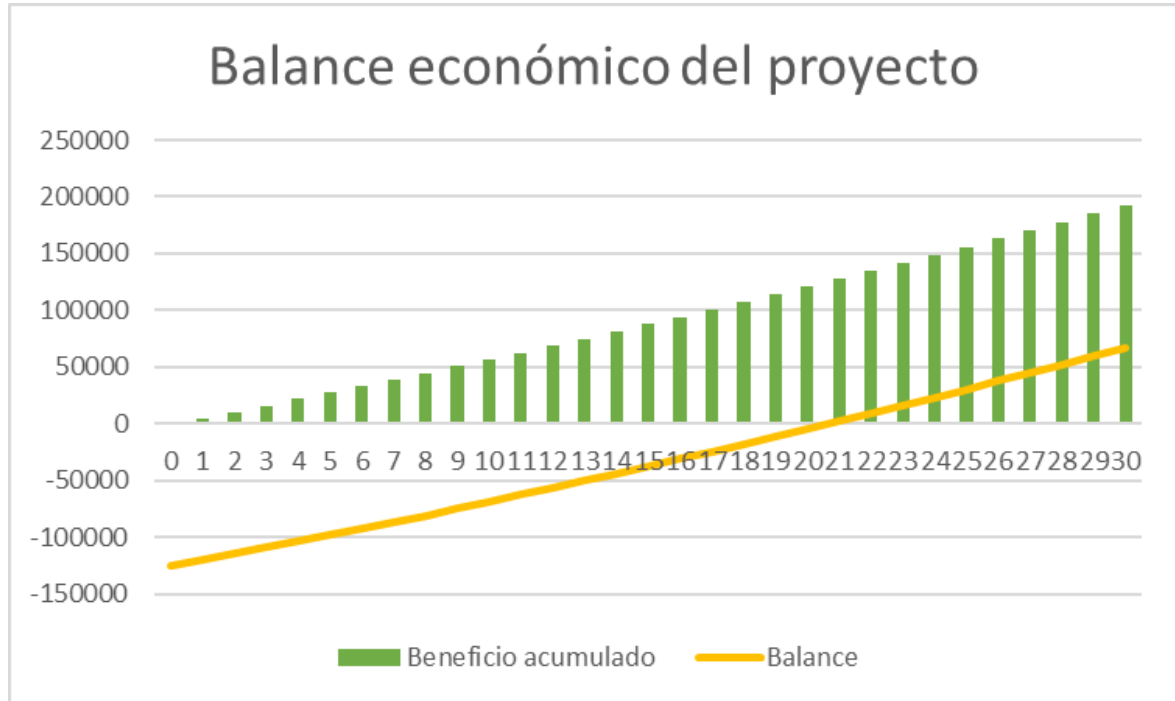
Dado que se ha recalculado la inversión inicial, corresponde realizar el mismo ajuste en los costos:

	Servicios	Valor a descontar de lo generado [USD]
Costos variables	Mantenimiento	8763,1
	Suministros	938,9
	Total	9702
Costos fijos	Seguros	938,9
	Total	938,9
Costos totales		10640,9

Puesto que la generación de energía es idéntica a la de la alternativa 2.C y se mantienen las mismas consideraciones respecto del precio de la energía y de la categoría de usuario, el ahorro en la compra de energía es equivalente al registrado en dicha alternativa. Luego el beneficio para el año 0 resulta:

$$\text{Beneficio } (t_0) = 15922,34 - 10640,9 = 5281,4 \text{ [USD]}$$

Siguiendo con las mismas estimaciones de la inflación en dólares y del aumento del precio del kWh del caso base, el balance económico resultante es:



Como era de esperar, el balance económico del proyecto mejora considerablemente. La inversión inicial se recupera alrededor de los 21 años de vida de proyecto, momento en el cual el balance se vuelve positivo, evidenciando una posible viabilidad económica bajo las suposiciones de la alternativa.