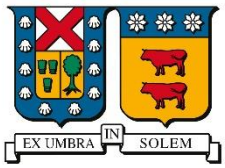
UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA Y AMBIENTAL

VALPARAÍSO-CHILE



"ESTUDIO TÉCNICO-ECONÓMICO DE LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA A PARTIR DE TURBOEXPANSORES INSTALADOS EN ESTACIONES DE REGULACIÓN DE GAS NATURAL"

JÜRGEN OTELO ZWANZGER LARRAÑAGA

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL QUÍMICO

PROFESOR GUÍA: DANIEL RAMÍREZ LIVINGSTON

PROFESOR CO-REFERENTE: PATRICIO ESTAY PELUCCHI

CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): x Memoria o trabajo de título ☐ Tesis de Postgrado

Título del trabajo: Estudio técnico-económico de la producción de energía eléctrica a partir de turboexpansores instalados en estaciones de regulación de gas natural.

Nombre del candidato(a): Jürgen Otelo Zwanzger Larrañaga

Carrera / Grado: Ingeniería Civil Química

Campus: Casa Central **Departamento:** Ingeniería Química y Ambiental

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, _____Daniel Alberto Ramirez Livingston_____, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

x El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por **(marcar una opción)**:

☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 2 años ☐ 3 años ☐ 5 años ☐ 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

_____

_____

_____

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: _____28-10-2026_____ **Firma:** _____



Estudiante o Candidato(a):



Fecha: 09-10-2026 **Firma:** _____

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

Agradecimientos

A mis padres y a la Mausi, por apoyarme incondicionalmente durante todo este proceso,

a mi querida Ripuaria, Cimbria y Bundesbrüder, que se convirtieron en mi hogar y familia durante estos años,

a todos mis profesores, que por más que haya costado, aportaron su granito de arena en mi formación.

En especial al profe R.S, por enseñarme lo lindo que es la ingeniería,

y más aún al profe J.C, por confiar en mí y alentarme cuando todo parecía perdido.

Pero por sobre todo a Dios, por cuidarme y guiarme durante todos estos años.

"Casi todos podemos soportar la adversidad, pero si queréis probar el carácter de un hombre, dadle poder"

Resumen

Este trabajo evalúa técnica y económicamente la implementación de turboexpansores en paralelo a las válvulas de estrangulamiento existentes en estaciones reguladoras de presión de gas natural en Chile, aprovechando la caída de presión que actualmente se disipa sin generar valor energético. Se analizaron dos zonas geográficas: una estación reguladora de una empresa en el norte del país (Empresa A) y la estación reguladora de GasAndes en San Bernardo (reducciones primaria y secundaria de presión).

El modelo termodinámico se desarrolló en Excel/VBA, implementando la ecuación cúbica de Peng-Robinson con reglas de mezclado de Van der Waals para una mezcla de 9 componentes, calculando propiedades ideales y residuales de entalpía y entropía. Mediante un proceso iterativo de doble etapa (temperatura isentrópica y temperatura real de salida, con eficiencia isentrópica constante de 75%) se determinó la potencia recuperable en cada escenario, considerando además la formación de hidratos como restricción operacional mediante el modelo empírico de Motiee. Se evaluaron sistemas con y sin precalentamiento del gas, y su factibilidad económica mediante indicadores como el VAN, TIR y Payback bajo el método Peters-Timmerhaus para CAPEX/OPEX.

Los resultados muestran que la razón de presión de entrada/salida, más que la caída absoluta de presión, determina la potencia recuperable, siendo la reducción secundaria de GasAndes la más favorable económicamente (VAN de 18,6 [M USD], TIR de 14%, Payback de 10 años, sin precalentamiento). Los sistemas sin precalentamiento resultan más rentables al inyectar toda la energía generada a la red, aunque son más sensibles a variaciones en la composición del gas; en el caso particular de GasAndes Secundaria, además, la temperatura de salida sin precalentamiento (-66°C) excede el límite normativo de -29°C establecido por la norma ASME B31.8, por lo que este escenario económicamente óptimo requiere una solución técnica adicional, ya sea un precalentamiento parcial o el aprovechamiento de la corriente fría como servicio de refrigeración, para ser físicamente implementable. El análisis de sensibilidad confirma que el CAPEX y el precio de venta de la energía son las variables más determinantes en la rentabilidad del proyecto, con algunos escenarios con precalentamiento cuya TIR se ubica apenas por sobre la tasa de descuento, evidenciando una viabilidad económica marginal en dichos casos.

Se concluye que la tecnología es técnica y económicamente viable en emplazamientos de mayor caudal y relación de expansión, constituyendo una alternativa de generación distribuida complementaria dentro de la transición energética nacional, siempre que se resuelvan las restricciones térmicas operacionales de los escenarios más favorables.

Abstract

This work evaluates the technical and economic feasibility of implementing turboexpanders in parallel with the existing throttling valves at natural gas pressure regulation stations in Chile, taking advantage of the pressure drop that is currently dissipated without generating any energy value. Two geographical areas were analyzed: a pressure regulation station belonging to a thermoelectric company in the north of the country and the GasAndes pressure regulation station in San Bernardo (primary and secondary pressure reductions).

The thermodynamic model was developed in Excel/VBA by implementing the Peng–Robinson cubic equation of state with Van der Waals mixing rules for a 9-component gas mixture, calculating both ideal and residual enthalpy and entropy properties. Through a two-stage iterative process (isentropic outlet temperature followed by the actual outlet temperature, assuming a constant isentropic efficiency of 75%), the recoverable power was determined for each scenario. Hydrate formation was also considered as an operational constraint using the empirical Motiee model. Systems with and without gas preheating were evaluated, together with their economic feasibility through indicators such as Net Present Value (NPV), Internal Rate of Return (IRR), and Payback, using the Peters–Timmerhaus method for CAPEX and OPEX estimation.

The results show that the inlet-to-outlet pressure ratio, rather than the absolute pressure drop, determines the recoverable power, with the secondary pressure reduction at GasAndes being the most economically favorable scenario (NPV of USD 18.6 million, IRR of 14%, and a 10-year Payback Period, without preheating). Systems without preheating are more profitable when all generated energy is fed into the grid, although they are more sensitive to variations in gas composition. In the specific case of the GasAndes secondary reduction, the outlet temperature without preheating (-66 °C) also exceeds the regulatory limit of -29 °C established by ASME B31.8. Therefore, although this scenario is economically optimal, an additional technical solution is required for physical implementation, such as partial preheating or the utilization of the cold stream as a refrigeration service. The sensitivity analysis confirms that CAPEX and the energy sales price are the most influential variables determining project profitability.

It is concluded that this technology is technically and economically viable at sites with higher flow rates and expansion ratios, representing a complementary distributed generation alternative within Chile’s national energy transition.

Glosario

Símbolo	Significado	Unidades
F_j	Flujo de gas en estado j de sistema considerado	mol/h
P_j	Presión del gas en estado j de sistema considerado	Pa
T_j	Temperatura del gas en estado j de sistema considerado	K
T_{iso}	Temperatura isoentrópica	K
W	Potencia turboexpansor	kW
W_{elec}	Potencia eléctrica entregada	kW
W_{HE}	Potencia del sistema de precalentamiento	W
η	Eficiencia isentrópica	Adimensional
η_{mec}	Eficiencia generador eléctrico	Adimensional
R	Constante universal de gases	$\frac{J}{mol * K}$
T_{ref}	Temperatura de referencia	K
P_{ref}	Presión de referencia	Pa
H	Entalpía real	$\frac{J}{mol}$
H^R	Entalpía residual	$\frac{J}{mol}$
H^{ID}	Entalpía ideal	$\frac{J}{mol}$
S	Entropía real	$\frac{J}{mol}$
S^R	Entropía residual	$\frac{J}{mol}$
S^{ID}	Entropía ideal	$\frac{J}{mol}$
$T_{r,i}$	Temperatura reducida componente i	Adimensional
$T_{c,i}$	Temperatura crítica del componente i	K
$P_{c,i}$	Presión crítica del componente i	Pa
ω_i	Factor acéntrico del componente i	Adimensional

Símbolo	Significado	Unidades
$a_{c,i}$	Fuerza de atracción entre moléculas del componente i	$\frac{Pa * m^6}{mol^2}$
$b_{c,i}$	Covolumen del componente i	$\frac{m^3}{mol}$
α_i	Función de corrección de temperatura	Adimensional
κ_i	Parámetro de Soave	Adimensional
$a_i(T)$	Parámetro de atracción del compuesto i	$\frac{Pa * m^6}{mol^2}$
b_m	Covolumen de la mezcla	$\frac{m^3}{mol}$
a_m	Parámetro de atracción de la mezcla	$\frac{Pa * m^6}{mol^2}$
A_m	Parámetro mezcla reducido de atracción	Adimensional
B_m	Parámetro mezcla reducido de covolumen	Adimensional
x_i	Fracción molar compuesto i	Adimensional
$\frac{da_i(T)}{dT}$	Derivada del parámetro $a_i(T)$	$\frac{Pa * m^6}{mol^2 * K}$
$\frac{da_m(T)}{dT}$	Derivada del parámetro $a_m(T)$	$\frac{Pa * m^6}{mol^2 * K}$
Z	Factor de compresibilidad	Adimensional
k_{ij}	Parámetro de interacción binaria entre compuesto i y j	Adimensional
Cp_i^{ID}	Capacidad calorífica ideal del componente i	$\frac{J}{mol\,K}$
$C_{1,i} - C_{5,i}$	Constantes del polinomio de capacidad calorífica ideal del componente i	$\frac{J}{mol}$
σ	Gravedad específica	$\frac{kg}{m^3}$
MM_i	Masa molar del componente i	$\frac{g}{mol}$
$A_{r,i}$	Área sección transversal en punto j de sistema considerado	m^2
v_i	Velocidad en punto i de sistema considerado	$\frac{m}{s}$

Símbolo	Significado	Unidades
ρ	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$
g	Fuerza gravitatoria	$\frac{m}{s^2}$
h_i	Altura en punto i de sistema considerado	m
n	Años de vida del proyecto	Años
V_t	Flujo de caja de un año t	USD
k	Tasa de descuento	%
t	Año a evaluar	Años

Índice de contenidos

Agradecimientos II

Resumen I

Abstract II

Glosario III

Índice de Tablas VIII

Índice de Figuras IX

Introducción I

1. Antecedentes técnicos 4

1.1. Transporte de gas en gasoductos 4

1.2. Estaciones de regulación y válvulas de estrangulamiento 5

1.3. Turboexpansores 5

1.4. Formación de hidratos 9

1.4.1. Deshidratación de gas 10

1.4.2. Inhibidores 11

1.4.3. Predicción de formación de hidratos 12

1.5. Sistemas de precalentamiento 13

1.6. Fundamentos termodinámicos de la expansión de gases 15

1.7. Situación nacional e internacional 18

2. Evaluación técnica 23

2.1. Metodología de cálculo 23

2.1.1. Datos y supuestos iniciales 23

2.1.2. Definición del problema inicial 25

2.1.3. Ecuación cúbica de estado 28

2.1.4. Propiedades residuales 31

2.1.5. Propiedades ideales 32

2.1.6. Cálculo de propiedades reales 33

2.1.7. Potencia eléctrica producida 36

2.1.8. Herramienta de cálculo 36

2.2. Restricciones operacionales 37

2.2.1. Formación de hidratos 37
2.2.2. Variabilidad en el caudal 39
2.3. Evaluación del precalentamiento 39
2.4. Uso de filtros coalescentes y tambores “Knock-out” 43
2.5. Valorización de corriente fría 45
2.6. Análisis de sistemas en serie y paralelo 46
2.7. Resultados técnicos 46
3. Análisis económico 55
3.1. Mercado actual de los turboexpansores 55
3.2. Perspectiva del gas natural 57
3.3. Mercado eléctrico 58
3.4. Valorización de la energía 58
3.5. Estimación CAPEX 61
3.6. Estimación OPEX 63
3.7. Indicadores económico-financieros: Flujo de caja-VAN-TIR-Payback 66
3.8. Resultados 72
3.9. Análisis de sensibilidad 74
4. Discusión y conclusiones 79
5. Anexos 84
5.1. Propiedades físicas y termodinámicas 85
5.2. Datos de condiciones iniciales para cada sistema 87
Caudales 87
Presiones 89
5.3. Resultados de evaluación técnica 90
Temperaturas 90
Potencia por sistema 93
5.4. Resultados de evaluación económica 97
6. Referencias 117

Índice de Tablas

Tabla 1: Comparativa mundial de sistemas de producción energética con turboexpansores 22
Tabla 2: Condiciones iniciales de cada sistema 47
Tabla 3: Resultados sistemas sin precalentamiento 48
Tabla 4: Resultados sistemas con precalentamiento 48
Tabla 5: CAPEX obtenidos en literatura según sistema con o sin precalentamiento 57
Tabla 6: CAPEX mínimo, promedio y máximo según sistema 57
Tabla 7: Proyección de precios marginales anuales entregados por CEN hasta el año 2047 (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026) 59
Tabla 8: Estimación del CAPEX (M. Peters, 2003) 62
Tabla 9: CAPEX para proyecto de turboexpansor 62
Tabla 10: Costos asociados a la importación de gas desde Argentina (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026) 64
Tabla 11: Factor "otros cargos" aplicados a cada empresa (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026) 65
Tabla 12: Componentes del flujo de caja 70
Tabla 13: Resumen de indicadores financieros 72
Tabla 14: Casos considerados para análisis de sensibilidad 75
Tabla 15: Análisis de sensibilidad de indicadores económicos según caso estudiado 76
Tabla 16: Análisis de sensibilidad según vida útil del proyecto 77
Tabla 17: Propiedades críticas y valores de constantes termodinámicas para cada compuesto de gas natural (Aspen Technology, 2026) 85
Tabla 18: Matriz de interacción binaria b_{ij} (Aspen Technology, 2026) 85
Tabla 19: Constantes para ecuación polinómica del cálculo de la capacidad calorífica asumiendo gas ideal (Don W. Green, 2019) 86
Tabla 20: Composición molar descrita por GasAndes (SEA, 1995) 86
Tabla 21: Valores de presión según tipo de sistema para GasAndes (SEA, 1995) 89
Tabla 22: CAPEX Empresa A 97
Tabla 23: CAPEX GasAndes (reducción primaria) 98
Tabla 24: CAPEX GasAndes (reducción secundaria) 99
Tabla 25: Proyección de costos del gas argentino 99

Índice de Figuras

Figura 1: Instalación de turboexpansor (Atlas Copco, 2026) 6
Figura 2: Partes principales de un turboexpansor (Sapphire Technologies, 2026) 7
Figura 3: Sistema de tobera 7
Figura 4: Tapón de hidratos en tubería de gas natural (Makwashi, 2019) 10
Figura 5: Ruta de cálculo de propiedades de estado de gases reales 17
Figura 6: Red de los principales gasoductos y terminales de regasificación en Chile (Alpes Energy, 2025) 20
Figura 7: Diagrama base turboexpansor 25
Figura 8: Ruta de cálculo iterativo 35
Figura 9: Curva de formación de hidratos 38
Figura 10: Sistema de turboexpansor con precalentador 41
Figura 11: Potencia generada en sistema de GasAndes según razón de expansión 50
Figura 12: Potencia entregada por cada sistema 51
Figura 13: Temperatura de formación de hidratos para sistema de GasAndes 53
Figura 14: Efecto de la eficiencia isoentrópica del turboexpansor para la Empresa A 54
Figura 15: Importaciones históricas de gas natural (Comisión Nacional de Energía, 2026) 68
Figura 16: Proyección de precios para barra Chena (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026) . 75
Figura 17: Proyección de precios para barra Atacama (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026) 76
Figura 18: Caudal histórico entregado por Empresa A 87
Figura 19: Estimación de caudal para empresa GasAndes 88
Figura 20: Presiones entregadas por Empresa A 89
Figura 21: Temperaturas del gas en Empresa A 90
Figura 22: Temperaturas del gas en reducción primaria de GasAndes 91
Figura 23: Temperaturas del gas en reducción secundaria de GasAndes 92
Figura 24: Potencia producida para sistema sin precalentamiento en Empresa A 93
Figura 25: Potencia producida para sistema con precalentamiento en Empresa A 94
Figura 26: Potencia según sistema en reducción primaria de GasAndes 95
Figura 27: Potencia según sistema en reducción secundaria de GasAndes 96
Figura 28: Proyección de costos marginales para barra Atacama 101
Figura 29: Proyección de costos marginales para barra Chena 102
Figura 30: Flujo de caja Empresa A para sistema sin precalentamiento (1/3) 103
Figura 31: Flujo de caja Empresa A para sistema sin precalentamiento (2/3) 104
Figura 32: Flujo de caja Empresa A para sistema sin precalentamiento (3/3) 104
Figura 33: Flujo de caja Empresa A para sistema con precalentamiento (1/3) 105
Figura 34: Flujo de caja Empresa A para sistema con precalentamiento (2/3) 106
Figura 35: Flujo de caja Empresa A para sistema con precalentamiento (3/3) 107
Figura 36: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria sin precalentamiento (1/3) 108
Figura 37: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria sin precalentamiento (2/3) 108

Figura 38: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria sin precalentamiento (3/3) 109
Figura 39: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria con precalentamiento (1/3) 110
Figura 40: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria con precalentamiento (2/3) 111
Figura 41: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria con precalentamiento (3/3) 112
Figura 42: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria sin precalentamiento (1/3) 113
Figura 43: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria sin precalentamiento (2/3) 113
Figura 44: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria sin precalentamiento (3/3) 114
Figura 45: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria con precalentamiento (1/3) 114
Figura 46: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria con precalentamiento (2/3) 115
Figura 47: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria con precalentamiento (3/3 116

Introducción

En la actualidad la búsqueda de nuevas fuentes de energía es uno de los desafíos más importantes que enfrentan los ingenieros. La matriz energética global se encuentra bajo una transición a paso firme hacia las energías renovables, como la energía solar, eólica, geotérmica o incluso el hidrógeno verde. No obstante, las fuentes de energía convencionales como el carbón o hidrocarburos como el petróleo o gas natural siguen siendo la principal fuente de energía del mundo. Sin embargo, el gas natural no solo puede producir energía mediante su combustión, sino también por su transporte.

El gas natural es uno de los combustibles fósiles más importantes actualmente, presenta bajas emisiones de gases contaminantes en comparación a otros combustibles como diésel o carbón (U.S Energy Information Administration, 2024) y además presenta una infraestructura consolidada en muchos hogares en grandes ciudades. Ya sea para calefacción, cocina, uso industrial, distribuido en cañerías o cilindros, el gas natural es un combustible sumamente importante y uno de los más utilizados en la actualidad

La distribución del gas natural en las grandes urbes o países desarrollados se lleva a cabo principalmente mediante gasoductos que cubren grandes distancias para transportar el gas desde su zona de extracción (o regasificasificación en caso del gas licuado) hasta la zona destinada a su uso. Para que el gas circule por estos gasoductos y supere las pérdidas por fricción (A. Arabkoohsar, 2015), se comprime a altas presiones, generalmente entre 50 [bar] hasta los 70 [bar] e incluso más (Požívil, 2004). No obstante, la red de distribución de las ciudades está diseñada para soportar presiones mucho menores, entre los 5 y 7 [bar] (Požívil, 2004), por lo que hay que disminuir la presión del gas proveniente del gasoducto antes de inyectarlo a la red domiciliaria. Posteriormente el gas debe de reducir su presión nuevamente, ya que las cañerías conectadas a los aparatos domésticos están diseñadas para operar generalmente en presiones cercanas a los 0,3 [bar] (Požívil, 2004) como calefactores de agua, estufas a gas y entre otros dispositivos.

Con el fin de lograr dichas reducciones de presión, las estaciones reguladoras también conocidas como “City gates” (Abbas Zabihi, 2016), reducen la presión del gas que fluye por los grandes gasoductos suministrando gas a baja o media presión (según cada red) a la red de distribución de la ciudad. Esta disminución de presión se logra mediante el uso de una válvula de expansión, que trabaja de manera isoentálpica, es decir, el gas no sufre un cambio de entalpía considerable al pasar por la válvula, sino únicamente un descenso de presión, acompañado de una leve disminución de temperatura explicada por el efecto Joule-Thomson, propio del comportamiento no ideal de los gases reales durante procesos de expansión sin intercambio de trabajo (Požívil, 2004).

Este efecto fue descrito por primera vez en 1852 por los físicos James Prescott Joule y William Thomson. El efecto de enfriamiento del gas es producido por la reducción en la energía cinética

(la temperatura) de las moléculas gaseosas para poder superar las fuerzas de atracción de Van der Waals en el proceso de expansión (Agarwal, s.f). Los gases reales presentan fuerzas atractivas a distancias intermedias y durante la expansión las moléculas se alejan unas de otras. Al tratarse de un proceso adiabático, es decir, sin intercambio de energía con el ambiente, la entalpía del sistema se mantiene constante; sin embargo, al alejarse las moléculas entre sí durante la expansión, se debe invertir energía para vencer las fuerzas de atracción de Van der Waals, y como no existe un aporte externo de energía, esta debe provenir de la propia energía cinética de las moléculas, disminuyendo en consecuencia su temperatura (Agarwal, s.f).

Si bien el descenso de temperatura asociado al efecto Joule-Thomson en una válvula isoentálpica es comparativamente leve, existen procesos de expansión, como el que ocurre en turbinas de expansión, donde esta caída de temperatura es considerablemente mayor dado que en ellos el gas no solo se expande, sino que además cede una parte importante de su energía interna en forma de trabajo mecánico.

El gas natural que se transporta tanto en los gasoductos de alta presión como en las redes de distribución domiciliaria puede contener trazas de humedad, las cuales pueden condensar (Davide Borelli, 2018) y dañar los gasoductos, válvulas o instrumentos de medición, por lo que la temperatura posterior al proceso de expansión es una variable con la cual hay que ser muy cuidadoso. Otros condensables son los hidratos de metano (Davide Borelli, 2018)**,** compuestos sólidos en los que una gran cantidad de moléculas de metano, dióxido de carbono u otros hidrocarburos quedan enjauladas dentro de una estructura cristalina de agua formada por bajas temperaturas y alta presión, formando un sólido similar al hielo. Si bien los hidratos pueden provocar una reacción exotérmica al reaccionar con una llama (Henriques, 2018), dentro de los gasoductos y cañerías de distribución su formación supone un alto riesgo operacional, ya que su acumulación en forma de sólidos puede provocar taponamiento en los gasoductos y dañar equipos y suspender el suministro.

Un turboexpansor es una máquina rotativa similar a una turbina de vapor, diseñada para convertir la energía de una corriente de gas o vapor a alta presión en trabajo mecánico, mediante un proceso de expansión controlada. Durante este proceso el fluido disminuye simultáneamente su presión y temperatura, transfiriendo dicha energía al rotor de la máquina y haciéndolo girar. (Heinz Bloch, 2001).

La ventaja de los tuboexpansores, es que, a diferencia de las válvulas isoentálpicas, estos recuperan la energía producida en la expansión, generalmente acoplando un generador eléctrico a su eje y produciendo energía eléctrica. Adicionalmente, entregan una corriente con un gas a baja temperatura, por lo que también se considera como subproducto el potencial de refrigeración del gas. Gracias a esta capacidad de recuperar energía que de otro modo se perdería, mejorando así la eficiencia energética del sistema, los turboexpansores son ampliamente utilizados en procesos industriales como la licuefacción y separación criogénica de gases, el aprovechamiento de corrientes de gas a alta temperatura y las estaciones de reducción de presión en redes de transporte de gas natural, existiendo modelos comerciales que

abarcan potencias desde aproximadamente 75 kW hasta 25 MW, lo que permite su implementación en una amplia variedad de aplicaciones (Heinz Bloch, 2001).

El objetivo de este trabajo es evaluar técnicamente la implementación de turboexpansores en paralelo a las válvulas isoentálpicas ubicadas en las estaciones reguladoras de los principales gasoductos del país, aprovechando precisamente esa caída de presión que hoy se disipa sin generar valor energético. Este tipo de sistemas se utiliza hace mucho tiempo en países como Japón, Estados Unidos, Canadá, Alemania, Rusia, entre otros, donde existe un gran volumen de transporte de gas natural (Intelligence, 2026). Estudiar la factibilidad técnica y analizar el mercado, tanto de los turboexpansores como del gas natural en Chile, podría abrirle las puertas al país para poder incorporar una nueva fuente de energía, contribuyendo a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y a la transición hacia una matriz energética más limpia.

1. Antecedentes técnicos

1.1. Transporte de gas en gasoductos

La infraestructura asociada al transporte del gas natural es una de las más importantes del mundo, este gas abastece a gran parte de la industria y población a nivel global, ya sea como materia prima para diferentes procesos industriales o como método de calefacción para hogares, por lo que tener una red de transporte segura y eficaz es de suma importancia para toda la población. Actualmente, parte del gas natural mundial se transporta vía marítima en grandes buques que almacenan el gas de manera licuada a bajas temperaturas, para así reducir su volumen ocupado y facilitar su envío y almacenamiento (Valve Onero, 2025). No obstante, la mayor red de transporte de gas natural está formada por gasoductos que transportan rápidamente el gas por tierra a sus consumidores finales (Student Energy, s.f.).

Los gasoductos, son tuberías diseñadas específicamente para el transporte de gas natural desde un punto A hasta un punto B, y funcionan mediante la aplicación de alta presión al gas con el fin de poder "empujarlo" a lo largo del gasoducto. Para esto existen las estaciones de compresión que se encargan de aumentar la presión en determinados puntos con grandes compresores y así asegurar la correcta circulación del gas (Nedgia, 2026).

Estas tuberías se instalan sobre la superficie terrestre o bajo esta, si bien existen tuberías que van sobre la tierra, la gran mayoría están enterradas a una distancia de 1 [m] bajo la superficie con el fin de evitar daños mecánicos por choques, actos de vandalismo, incendios, reducir la contaminación visual, protegerlos frente a cambios meteorológicos y para garantizar una mayor seguridad a la población en general (Eisenberg Gas Services, 2019). Los gasoductos están hechos de acero con un porcentaje de aproximadamente 0,25 % de carbono, el cual les permite tener una gran dureza, pero a la vez una elevada elasticidad para poder soportar cambios repentinos en la presión, la dilatación por temperatura o incluso movimientos del terreno donde se encuentran enterrados (Structuralia, 2016). Además, tiene un revestimiento que los protege de la corrosión, que generalmente está formado por diferentes polímeros, resinas o incluso mediante aplicación de corrientes eléctricas, proceso conocido como protección catódica (Structuralia, 2016). Existen diferentes diámetros según la presión de operación del gasoducto, pero generalmente van desde las 20'' (508 [mm]) hasta las 48'' (1,2 [m]) y su largo varía desde los cientos a los miles de kilómetros por los cuales circula el gas con velocidades entre los 10 y los 20 [m/s] (Structuralia, 2016).

La infraestructura de los gasoductos está formada por gasoductos de 3 tipos: Los gasoductos primarios que tienen grandes diámetros para poder transportar cantidades importantes de gas, los gasoductos secundarios que corresponden a ramales de presión media que se conectan a los gasoductos principales y distribuyen parte de su caudal a una presión moderada, y finalmente las redes de distribución, que entregan un pequeño porcentaje del caudal de gas transportado

por el gasoducto a bajas presiones, listo para poder ser utilizado directamente por los consumidores (Nedgia, 2026).

1.2. Estaciones de regulación y válvulas de estrangulamiento

La reducción de presión entre los gasoductos y la red de consumo final se lleva a cabo en estaciones de regulación que toman parte del caudal que circula por el gasoducto principal, reducen su presión y finalmente lo inyectan a una red de distribución que posteriormente lo entrega a los consumidores (Požívil, 2004). Dichas estaciones de regulación trabajan con válvulas de expansión (*"throttling valves"* por su término en inglés) conectadas a gasoductos secundarios o redes de distribución que disminuyen la presión y caudal del gas, asegurando una presión acorde al tipo de consumidor.

El principio de funcionamiento de estas válvulas es simple pero eficaz, constan de un cuerpo de válvula con un orificio, un elemento móvil (normalmente un disco o un tapón) y un actuador que impulsa el movimiento de dicho elemento. Cuando la válvula está completamente abierta, el orificio permite el máximo flujo de fluido a través del sistema. Al cerrar parcialmente la válvula ajustando la posición del elemento móvil, el flujo se restringe y las condiciones de funcionamiento del sistema cambian en consecuencia. El actuador, que puede ser mecánico, neumático, eléctrico o hidráulico, controla la posición del elemento móvil. Al modificar la señal de entrada del actuador, los operadores pueden ajustar con precisión el caudal, la presión o la temperatura según sea necesario (Everlasting Valve Company, s.f.). Si bien en la teoría estas válvulas trabajan de manera isoentálpica (el gas no debería de cambiar considerablemente su temperatura al pasar por la válvula, en la realidad existe un pequeño enfriamiento del gas de entre 0,4 y 0,7 [K/bar] dependiendo de su composición, por lo que reducir mucho la presión del gas podría hacer que este disminuya considerablemente su temperatura (Y. Louvet, 2024).

1.3. Turboexpansores

Tal como se mencionó al principio de este trabajo, los turboexpansores son máquinas rotativas diseñadas para convertir la energía de una corriente de gas o vapor a alta presión en trabajo mecánico, mediante un proceso de expansión controlada, es decir, estableciendo criterios de operación como rangos de presiones, temperaturas o caudales.



Figura 1: Instalación de turboexpansor (Atlas Copco, 2026)

Si bien el diseño de cada turboexpansor es diferente, la gran mayoría comparten una serie de piezas clave para su funcionamiento (T. Avetian, 2020):

- Carcaza: Proporcionan el soporte estructural para todos los componentes del equipo. Son fabricadas en acero al carbono y acero inoxidable para soportar las altas presiones y bajas temperaturas luego del proceso de expansión.
- Toberas: Generalmente ajustables (aunque también existen fijas) permiten acelerar la velocidad del gas y lo dirigen directamente al rodete con un ángulo determinado. El ser ajustables, permiten controlar el flujo y la caída de presión para optimizar la eficiencia bajo diferentes condiciones de carga.
- Rodete: Es el corazón de la máquina, aquí el gas a alta presión "choca" contra las aspas del rodete transfiriéndole su energía y por consecuencia haciéndolo girar. Este proceso reduce drásticamente la temperatura y presión del gas.
- Rodamientos: Permite contrarrestar las fuerzas axiales generadas en las piezas móviles como el rodete o el eje. Los turboexpansores utilizan rodamientos magnéticos y rodamientos de aceite, los primeros son más sofisticados y por lo tanto más caros, mientras que los segundos son más baratos, pero requieren de mayor mantenimiento.
- Eje: Es la estructura que transmite la energía producida por el rodete. Dependiendo de las presiones y flujos puede llegar a girar hasta las 100.000 [rpm] y producir hasta 70 [MW] de potencia. El eje normalmente está conectado a generadores eléctricos, cajas con engranajes reductores, compresores o incluso bombas centrífugas o cualquier otro equipo que necesite de energía mecánica para funcionar.

- Sellos: Su función es evitar que el gas se escape hacia el exterior o que el aceite de lubricación (en caso usarse) se mezcle con el gas. Suelen ser sellos mecánicos, de laberinto e incluso sellos con gases inertes.

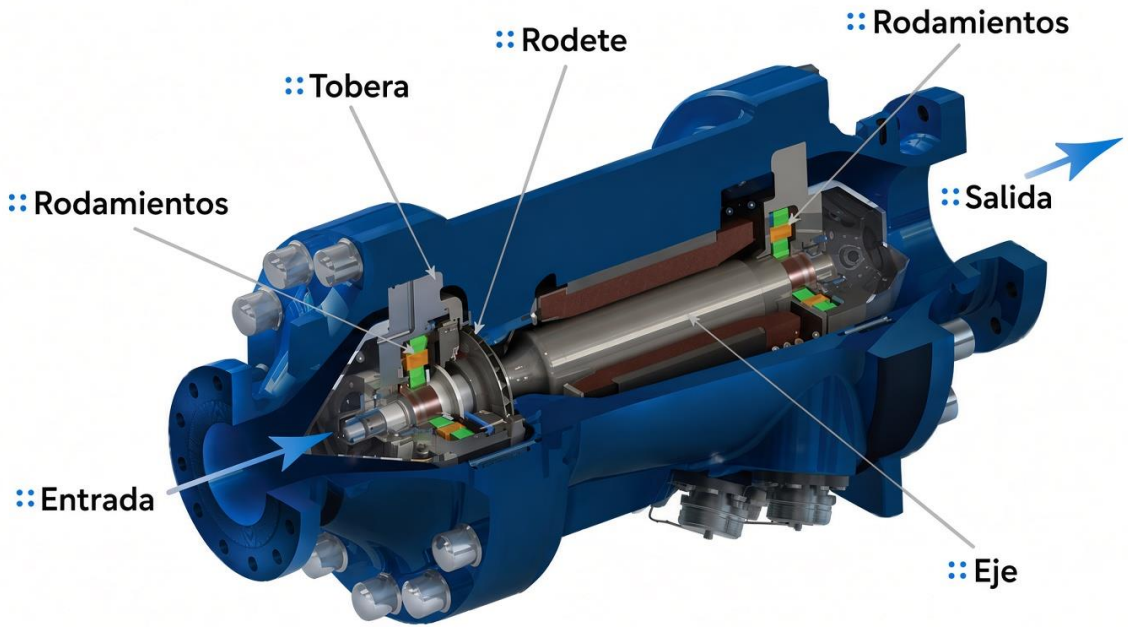


Figura 2: Partes principales de un turboexpansor (Sapphire Technologies, 2026)

El mecanismo de funcionamiento de los turboexpansores es bastante simple. El gas ingresa al turboexpansor a alta presión y posteriormente pasa por una tobera, donde se produce una conversión de la energía en forma de presión a energía cinética. La toberas son elementos mecánicos de sección variable que permiten acelerar un fluido a costa de su presión. Para entender esto es importante conocer la ecuación de continuidad, que expresa el principio de conservación de masa de un fluido en una tubería o conducto. Para el sistema de la Figura 3:

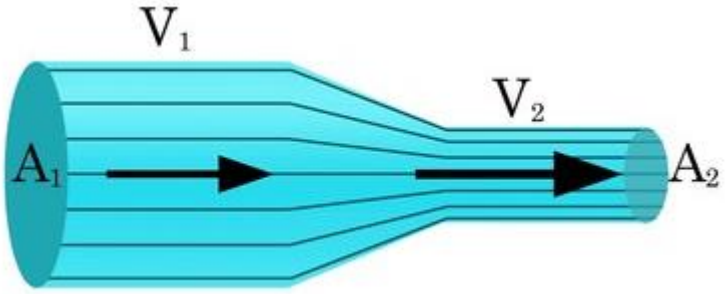


Figura 3: Sistema de tobera

$$A_1[m^2] * v_1\left[\frac{m}{s}\right] = A_2[m^2] * v_2\left[\frac{m}{s}\right] = Q\left[\frac{m^3}{s}\right] \quad \text{Ec. 1}$$

Donde A_i representa el área transversal en un punto i , v_i la velocidad en dicho punto y Q es el caudal. La ecuación de continuidad considera que el caudal que pasa por una unidad de tiempo

debe de ser constante a lo largo de todo el tubo o segmento y que, por lo tanto, si hay reducciones en el área del tubo, para mantenerse el caudal, la velocidad aumentará. Con esto en consideración, la ecuación de Bernoulli describe lo siguiente:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2 \qquad \text{Ec. 2}$$

Donde el término $\frac{1}{2}\rho v_i^2$ corresponde a la energía cinética del fluido y $\rho g h_i$ a la energía potencial, ambos en un punto i.

Considerando que el efecto de la energía potencial es despreciable debido a que no hay un efecto gravitatorio importante, para mantener la igualdad de la ecuación si aumenta la energía cinética (es decir su velocidad) en el punto 2 de menor área, habrá por consecuencia una diminución en la presión del fluido en el punto 2.

De esta forma, el gas abandona la tobera con un flujo de alta velocidad y baja presión, que impacta directamente sobre los álabes del rotor. Es en este impacto donde ocurre la recuperación de energía: la energía cinética que el fluido adquirió en la zona de menor área de la tobera se transfiere al rotor en forma de torque y velocidad angular, produciendo su movimiento. Como consecuencia de esta transferencia, el gas pierde parte de su energía cinética al atravesar el rotor, saliendo finalmente a una menor presión y temperatura (Heinz Bloch, 2001).

Además de su aplicación en estaciones de regulación de presión de gas natural, los turboexpansores constituyen una tecnología ampliamente consolidada en la industria de procesos, donde se emplean no solo para aprovechar la energía contenida en corrientes gaseosas de alta presión, sino que también para generar el enfriamiento requerido por diversas operaciones. Una de sus aplicaciones más importantes corresponde a las plantas de procesamiento de gas natural para la recuperación del gas natural licuado (GNL), donde la expansión del gas hasta condiciones criogénicas favorece la condensación y separación de hidrocarburos pesados como etano, propano y butanos (Heinz Bloch, 2001). Asimismo, son equipos fundamentales en unidades de separación criogénica del aire, plantas de licuefacción de gas natural (GNL), procesos de recuperación de helio y diversas instalaciones petroquímicas, en las que la reducción de presión y temperatura constituye una etapa esencial del proceso (Ipieca, 2023).

En muchas de estas aplicaciones, el turboexpansor se acopla mecánicamente a un compresor o a un generador eléctrico, permitiendo que la energía recuperada durante la expansión sea reutilizada dentro del propio proceso o convertida en electricidad. Esta capacidad de integrar la reducción de presión, el enfriamiento del fluido y la recuperación de trabajo mecánico en un solo equipo ha convertido a los turboexpansores en una solución de alta eficiencia para procesos que presentan importantes diferenciales de presión (Heinz Bloch, 2001).

Como resultado, su utilización contribuye a disminuir el consumo energético de las instalaciones, mejorar el rendimiento global de los procesos y reducir las emisiones indirectas de gases de efecto invernadero asociadas al consumo de energía, razón por la cual continúan siendo una alternativa tecnológica ampliamente adoptada por la industria del petróleo, el gas y los procesos criogénicos.

Otro aspecto relevante corresponde a la disminución de temperatura que experimenta el gas durante su expansión. Al atravesar el turboexpansor, parte de la energía disponible del gas es transformada en trabajo mecánico, lo que produce una reducción de su temperatura. Esta disminución puede ser considerable cuando existe una elevada diferencia de presión entre la entrada y la salida del equipo. En consecuencia, la temperatura alcanzada a la salida puede encontrarse por debajo de los límites establecidos para la operación segura del gasoducto, los equipos de control o el propio turboexpansor. Además, si existe agua en la corriente, una temperatura suficientemente baja puede favorecer la formación de hidratos, los cuales pueden obstruir tuberías y componentes del sistema. Por esta razón, cuando la temperatura de salida del turboexpansor no se encuentra dentro del rango de operación permitido, puede ser necesario instalar un precalentador aguas arriba del equipo, con el objetivo de elevar la temperatura del gas antes de la expansión y asegurar que, una vez finalizado el proceso, esta se mantenga dentro de las especificaciones requeridas por el sistema.

Estos corresponden a algunos de los principales aspectos que deben considerarse durante la operación de turboexpansores. Sin embargo, mediante un adecuado diseño, control operacional y mantenimiento preventivo, es posible reducir significativamente estos riesgos y prolongar la vida útil de los equipos, que puede superar los 30 años (Heinz Bloch, 2001).

1.4. Formación de hidratos

En la ingeniería de procesos aplicada al transporte y regulación de gas natural, la gestión de condensables representa un desafío termodinámico crítico, especialmente al evaluar la transición del uso de válvulas de expansión hacia turboexpansores. Como ya se ha mencionado, el turboexpansor extrae trabajo del fluido mediante una expansión isoentrópica, lo que provoca un enfriamiento severo del gas, del orden de 1,5 a 2 [K/bar] de caída de presión (Ginés Delgado-Calín, 2016), este descenso drástico de temperatura sumado a las altas presiones a las que trabajan los gasoductos desplaza el estado termodinámico del gas hacia la zona de formación de fases líquidas y sólidas, comprometiendo la integridad mecánica del equipo y la continuidad del flujo (Ginés Delgado-Calín, 2016), siendo la zona de formación de hidratos la más peligrosa y estudiada en la implementación de turboexpansores.

Los hidratos son compuestos sólidos de la familia de los clatratos formados por la combinación química entre agua y compuestos del gas natural como el metano, etano, propano o el dióxido de carbono bajo condiciones de alta presión y baja temperatura (C.A. Koh, 2002). Los clatratos son compuestos no estequiométricos en el cual una red molecular cristalina denominada anfitriona encierra físicamente a otra molécula llamada huésped (Arthur Kidnay, 2006). En el

caso de los hidratos en gas natural, el agua funciona siempre como anfitrión y las moléculas de gas como huéspedes.

Estos sólidos son un gran problema en la industria del gas natural, pues su estructura sólida similar al hielo, pero mucho menos densa (Boyun Guo, 2005) puede formarse en cuestión de minutos en zonas donde se den las condiciones termodinámicas favorables para su formación, típicamente en zonas de alta presión y en tramos de los gasoductos donde hay baja temperatura ya sea por condiciones meteorológicas externas o por procesos de expansión y pueden adherirse a las paredes de los gasoductos, obstruir válvulas y en el contexto de un turboexpansor, provocar el atascamiento de las toberas o daños catastróficos en los álabes del rotor debido al impacto de partículas sólidas a alta velocidad (Ginés Delgado-Calín, 2016).

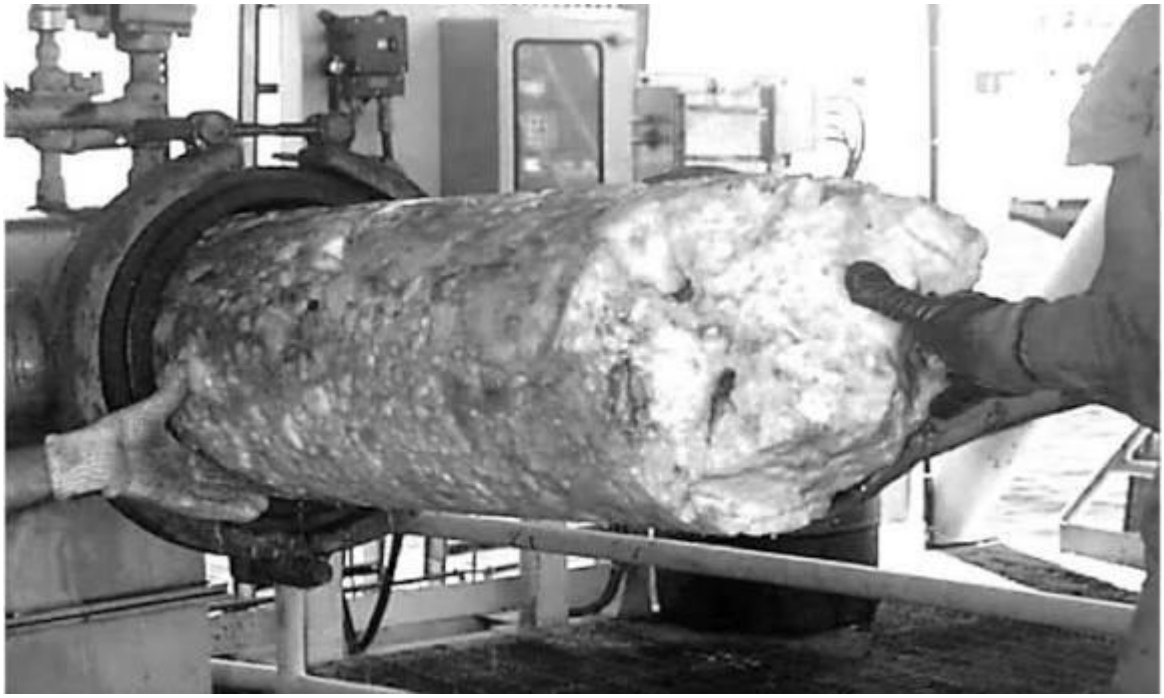


Figura 4: Tapón de hidratos en tubería de gas natural (Makwashi, 2019)

Aunque las propiedades termodinámicas de equilibrio y estructurales de los hidratos de gas han sido bien caracterizadas, sigue siendo necesario comprender en profundidad los mecanismos de formación, descomposición e inhibición de los hidratos de gas. La comprensión de estos mecanismos será fundamental para el desarrollo de tecnologías nuevas y mejoradas que permitan controlar la formación de hidratos de gas en los gasoductos submarinos o para la extracción controlada de metano a partir de yacimientos de hidrato de metano.

1.4.1. Deshidratación de gas

En la actualidad la primera medida que implementa la industria para evitar la formación de hidratos es la deshidratación completa del gas, ya que sin agua los hidratos no pueden formarse. No obstante, alcanzar el 100% de deshidratación no siempre es posible y en la mayoría de los

procesos de deshidratación quedan pequeñas trazas de agua las que por más pequeñas que sean, siguen implicando un riesgo, de hecho, teóricamente, se requieren seis moléculas de agua por cada molécula huésped (Arthur Kidnay, 2006). Sin embargo, se necesitan de 46 a 146 moléculas de agua para formar una jaula alrededor de una molécula de gas, y muchas jaulas deben combinarse para constituir la red cristalina del hidrato (Carroll, 2014). Por lo tanto, si bien la probabilidad de que un número suficiente de moléculas de agua presentes en concentraciones del orden de partes por millón se agrupen para formar dicha red es baja, no se puede ignorar ya que su acumulación con el tiempo podría tener efectos devastadores.

1.4.2. Inhibidores

Otra forma de evitar la formación de hidratos es el uso de inhibidores. En la actualidad existen 3 tipos de inhibidores:

1) Antiaglomerantes
2) Cinéticos
3) Termodinámicos

Los antiaglomerantes como su nombre indica, evitan aglomeraciones de hidratos, retardando así la formación de tapones en los gasoductos. Estos inhibidores no evitan la formación de hidratos como tal, sino que provocan la suspensión de estos a lo largo de los gasoductos debido a que los antiaglomerantes tienen una alta reactividad tanto con el gas como los hidratos, por lo que estos últimos al momento de ser formados reaccionan con los antiaglomerantes quedando suspendidos siendo arrastrados aguas abajo por el gasoducto (Z. Huo, 2001). Si bien la literatura indica que estos aglomerantes funcionan bien bajo los 0°C, se menciona también que muchos de estos antiaglomerantes tienen trazas de haluros como HCl, HBr y ácidos orgánicos halogenados los cuales provocan corrosión y fisuras en gasoductos de acero (Danny Durham, 2012). Los antiaglomerantes comprenden diversas familias de compuestos químicos, entre las que destacan los óxidos de amina, los polipropoxilatos, los alquilarilsulfonatos y los compuestos de amonio cuaternario, todos ampliamente utilizados en la industria del petróleo y el gas (Kamal, 2016).

Los inhibidores cinéticos por su parte son polímeros solubles en agua que actúan retrasando o previniendo la nucleación y formación de la estructura cristalina de los hidratos, haciendo que el tiempo de formación de hidratos sea mayor al tiempo de residencia del gas en el sistema de transporte (Kamal, 2016). Aunque el mecanismo de acción de los inhibidores cinéticos de hidratos aún no se comprende completamente, se han propuesto varios mecanismos para explicar su funcionamiento. Se cree que estos modifican la forma en que se organizan las moléculas de agua, dificultando que los hidratos crezcan hasta un tamaño estable. Como resultado, los cristales no logran desarrollarse fácilmente (Kamal, 2016). Otra teoría es que se adsorben sobre pequeñas partículas presentes en el fluido (como impurezas o sólidos), bloqueando los sitios donde normalmente comenzarían a formarse los hidratos (Kamal, 2016). Otro mecanismo propone que las cadenas poliméricas de estos inhibidores se adhieren a la superficie de los cristales en crecimiento, impidiendo la incorporación de nuevas moléculas de

agua y gas a la estructura cristalina (Kamal, 2016). En conjunto, estos mecanismos no evitan por completo la formación de hidratos, sino que retrasan su nucleación y crecimiento, aumentando el tiempo necesario para que se desarrollen. De esta manera, el tiempo de formación de hidratos puede llegar a ser mayor que el tiempo de residencia del gas en el gasoducto, reduciendo el riesgo de obstrucción durante su transporte (Arthur Kidnay, 2006). Estos inhibidores tienen la ventaja de funcionar con concentraciones del orden de 1% en peso/peso y que no son volátiles. No obstante, la gran desventaja es que su dosificación debe ser extremadamente precisa ya que inyectar más inhibidor de lo requerido puede tener un efecto rebote y acelerar la formación de hidratos (Arthur Kidnay, 2006). Además, se ha reportado que funcionan bien sobre los 0°C (Danny Durham, 2012), perdiendo efectividad a temperaturas menores.

Los 2 tipos de inhibidores anteriores, a pesar de necesitar muy poca cantidad para evitar la formación de hidratos (en orden del 1% en peso) no son comúnmente utilizados en la industria del petróleo y gas natural, donde el inhibidor que predomina es el del tipo termodinámico. Estos inhibidores desplazan el equilibrio termodinámico cambiando las temperaturas y presiones a la que los hidratos comienzan a formarse, más específicamente disminuyen el punto de congelación del agua, evitando así la formación de las estructuras sólidas (Arthur Kidnay, 2006). Al ser los inhibidores más estudiados y utilizados actualmente, existen muchos compuestos que cumplen este fin como el KCl, NaCl, $CaCl_2$ y otras sales inorgánicas (Pawan Gupta, 2024), sin embargo, el metanol, etilenglicol y dietilenglicol son los inhibidores más utilizados en la actualidad (Arthur Kidnay, 2006). Todos estos inhibidores pueden ser inyectados a un caudal de gas y luego recuperarse y reciclarse mediante destilación, no obstante, presentan la gran desventaja que deben de ser aplicados en grandes cantidades, del orden de 50% en peso/peso en adelante, por lo que para grandes volúmenes de gas, esto puede significar un elevando costo de adquisición y por lo tanto operacional (Arthur Kidnay, 2006). El disponer un equipo de recuperación como una torre de destilación, también implica un nuevo costo asociado al proceso por lo que elevan considerablemente los costos asociados al transporte de gas.

Si bien los inhibidores presentan una solución para evitar la formación de hidratos en los gasoductos, su recuperación no siempre será 100% efectiva (de hecho solo los inhibidores termodinámicos pueden ser recuperados (Boyun Guo, 2005)) por lo que su implementación es un gran desafío en la industria del transporte de gas ya que existen altos estándares de calidad y especificaciones del gas entregado a los clientes las cuales se verían afectadas por la presencia de trazas inhibidores, pudiendo dar lugar a un incumplimiento de la normativa de la calidad del gas.

1.4.3. Predicción de formación de hidratos

No obstante, la pregunta es: ¿Cómo se puede estimar la formación de hidratos? Si bien la termodinámica entrega herramientas importantes para predecir la temperatura y presión a la que se formarán los hidratos, la cinética de reacción de estos es bastante compleja debido

principalmente a que el proceso de formación de la estructura cristalina es aleatorio (Arthur Kidnay, 2006), por lo que predecir con exactitud el cuándo se formarán los hidratos siguen siendo un desafío para los ingenieros.

No obstante, existen diferentes métodos y modelos que permiten predecir las condiciones en las cuales podría haber formación de hidratos. Un primer método es el uso de la termodinámica, donde en términos generales se busca comparar la estabilidad de dos estados del sistema: el agua en su fase líquida y el agua formando parte de la estructura cristalina del hidrato. Cuando ambos estados presentan el mismo potencial químico, se alcanza el equilibrio termodinámico y, por lo tanto, se obtienen las condiciones de formación o disociación del hidrato (Azazi, 2024). Para realizar este análisis, es necesario conocer la composición del gas, estimar la interacción entre cada uno de sus componentes y la estructura del hidrato. Debido a la complejidad de estos cálculos, en la práctica se emplean programas especializados como CSMHYD, CSMGem, MultiFlash, PVTsim o DRRHydrate, los cuales implementan estos modelos y permiten determinar de forma precisa las condiciones de formación de hidratos para mezclas de gases reales (Azazi, 2024).

Sin embargo, existen modelos empíricos que utilizan la gravedad específica del gas, su presión y datos experimentales, entregando resultados rápidos que permiten tener una idea bastante clara de las condiciones de formación, los cuales se desarrollarán en el análisis técnico de este trabajo.

1.5. Sistemas de precalentamiento

Como ya se ha mencionado, la necesidad de implementar un sistema que precaliente el gas antes de que este se expanda en el turboexpansor, nace netamente debido a la posible formación de hidratos luego de la expansión del gas.

Los calentadores convencionales a fuego directo (GFH) o de baño de agua indirecto representan el estándar histórico en las estaciones de regulación, operando mediante la combustión de una fracción del propio gas natural para calentar una reserva de agua que actúa como medio de transferencia (Reza Ghezelbash, 2015). Desde una perspectiva de ingeniería de procesos, estos equipos son considerados los de menor eficiencia, con rendimientos térmicos situados típicamente entre el 35% y el 50% (A. Arabkoohsar, 2015), sin embargo, para equipos más modernos y desarrollados se han reportado casos de hasta un 78% de eficiencia (Seyed Mohammad Ebrahimi Saryazdi, 2021). Aunque son soluciones las soluciones más robustas, baratas y fiables (debido a su madurez tecnológica) para garantizar que el gas aumente su temperatura de entrada al turboexpansor, su consumo de combustible puede llegar a ser de hasta el 1,5% del caudal total de toda la estación y la liberación asociada de emisiones de CO_2 comprometen la viabilidad económica y el balance neto de energía recuperada (A. Arabkoohsar, 2015).

Los sistemas de cogeneración (CHP) y celdas de combustible ofrecen un enfoque de integración energética superior al aprovechar el calor residual de motores de combustión interna o

microturbinas para cubrir la carga térmica de precalentamiento (Davide Borelli, 2018). En estas configuraciones, se captura la energía térmica de los gases de escape, el aceite lubricante y el agua de enfriamiento de motores u otros equipos mediante intercambiadores de calor secundarios, logrando eficiencias globales de utilización de combustible mucho más altas que las calderas simples. Un ejemplo avanzado en la literatura es el sistema híbrido turboexpansor-celda de combustible, donde la reacción química en la celda genera electricidad de baja emisión y calor de alta calidad que precalienta el gas antes de la expansión, optimizando la recuperación de energía en estaciones con caudales de diseño específicos (Clifford Howard, 2011).

Finalmente, los sistemas de recuperación de calor residual se posicionan como la opción técnicamente más eficiente y rentable cuando existe una fuente térmica externa disponible, como el escape de una central termoeléctrica cercana. Este sistema emplea intercambiadores de carcasa y tubos de alta eficacia para transferir el calor de bajo grado (típicamente gases de chimenea) directamente al flujo de gas natural, eliminando por completo la necesidad de quemadores dedicados y bombas de circulación de gran tamaño, logrando reducir los costos operativos totales hasta en un 98%, reduciendo significativamente el consumo de combustible primario (Seyed Mohammad Ebrahimi Saryazdi, 2021).

Dentro del marco de la descarbonización de la matriz energética global, la integración de energías renovables para el precalentamiento se presenta como una solución avanzada y muy atractiva para disminuir la utilización de combustibles o energías convencionales en el precalentamiento del gas para este tipo de procesos. Sistemas basados en energía solar, geotérmica, eólica e incluso híbridos se ven cada vez más implementables para lograr el objetivo del precalentamiento.

La integración de energía solar térmica se clasifica principalmente según la tecnología de captación: colectores de placa plana y colectores solares parabólicos. Los colectores de placa plana son sistemas de baja entalpía, económicamente atractivos por su simplicidad y bajo costo, pero limitados técnicamente para alcanzar las temperaturas de entrada exigidas por un turboexpansor, por lo que suelen operar como sistemas auxiliares que reducen, pero no eliminan, el consumo de combustible (A. Arabkoohsar, 2015). Por el contrario, los colectores solares de canal parabólico emplean la concentración de la radiación directa para generar calor de alta calidad, permitiendo que el proceso de precalentamiento sea 100% renovable incluso en escenarios de alta caída de presión (Ermanno Lo Cascio, 2018). No obstante, la intermitencia de la radiación solar exige la incorporación de unidades de almacenamiento térmico y sistemas de control optimizados para gestionar la inercia térmica y evitar que picos repentinos en la demanda de gas desplacen la temperatura de salida hacia la zona de formación de hidratos (Ermanno Lo Cascio, 2018).

Los sistemas de geotermia de baja entalpía mediante bombas de calor acopladas al suelo (GCHP) ofrecen una fuente térmica de base extremadamente estable y constante durante todo el año, a diferencia de la variabilidad estacional del recurso solar (Reza Ghezelbash, 2015). En

estas configuraciones, se instalan intercambiadores de calor verticales en pozos de entre 100 y 200 metros de profundidad, utilizando el terreno como un reservorio térmico de larga duración. La bomba de calor eleva la temperatura del fluido secundario hasta niveles de unos 55 °C, cubriendo una fracción significativa de la carga térmica de precalentamiento (estimada en un 45.8% anual en algunos casos de estudio (Reza Ghezelbash, 2015)).

Finalmente, los sistemas híbridos multitecnología representan la frontera de la eficiencia en estaciones de regulación, combinando turboexpansores con bombas de calor aire-agua y colectores solares de baja temperatura. En estos esquemas, la bomba de calor utiliza el aire ambiente como fuente de calor residual y es alimentada por la electricidad excedente producida por el expansor; la adición de colectores solares térmicos permite reducir la demanda eléctrica de la bomba de calor durante el verano, maximizando la inyección de electricidad limpia a la red. La literatura técnica demuestra que esta combinación permite la eliminación de más del 99% del consumo de gas para precalentamiento y logra una operación con emisiones de CO2 netas negativas si se considera el desplazamiento de la generación eléctrica basada en combustibles fósiles

1.6. Fundamentos termodinámicos de la expansión de gases

Para comprender el potencial de recuperación energética de los turboexpansores y ver la ventaja que tienen respecto a las válvulas expansoras, resulta indispensable analizar las diferencias termodinámicas entre ambos equipos. Antes de hacerlo, conviene destacar un aspecto fundamental: aunque la forma en que cada equipo gestiona la energía es distinta, las bases termodinámicas que describen el comportamiento del gas durante la expansión son exactamente las mismas. Es precisamente ese marco conceptual común el que permite estudiar ambos procesos y desarrollar posteriormente el modelo de cálculo utilizado en este trabajo.

Para comprender dicho marco conceptual, es importante tener claro el fluido con el que se está trabajando. Un gas es uno de los tres estados comunes de la materia y se distingue de los sólidos y los líquidos por su baja densidad y por su compresibilidad: mientras sólidos y líquidos ocupan un volumen fijo, un gas se expande o se contrae para ocupar uniformemente el volumen del recipiente que lo contiene (J.M. Smith, 1997). Existen distintos modelos para describir este comportamiento, con niveles de precisión muy distintos entre sí, pero la gran mayoría parte de una misma base conceptual: el modelo de gas ideal.

Un gas ideal es un estado teórico en el cual sus moléculas no interactúan entre sí, es decir, no existe fuerza de atracción-repulsión entre ellas, solo colisiones (Bruce Poling, 2001). Este comportamiento se describe mediante el conocido modelo de los gases ideales:

$$PV = nRT \qquad \text{Ec. 3}$$

Donde P corresponde a la presión en $[Pa]$, V es el volumen en $[m^3]$, n es la cantidad de moles en $[mol]$, R es la constante universal de los gases ideales en $[J/mol\ K]$ y T es la temperatura en $[K]$. Sin embargo, este modelo simple tiene un costo: pierde exactitud justamente en las condiciones donde más se lo necesita, es decir, ante presiones elevadas, donde aumenta la densidad del gas y ante mezclas reales de compuestos, donde las fuerzas de atracción y repulsión entre moléculas dejan de ser despreciables.

Y ese es exactamente el escenario del gas natural a alta presión. Su comportamiento se desvía fuertemente de la idealidad, pues se transporta en los gasoductos a presiones superiores a los 15 [bar] (considerado alta presión) y corresponde a una mezcla de compuestos que interactúan entre sí como metano, etano, propano, butano y trazas de otros compuestos (J.M. Smith, 1997). Esta desviación obliga a buscar otro camino para calcular sus propiedades, ya que el modelo de gas ideal simplemente no logra describir con precisión su comportamiento real.

Como el modelo de gas ideal no basta, se debe de buscar herramientas que permiten describir el comportamiento del gas real y, más importante aún, calcular la energía involucrada en su expansión. La solución pasa por las variables que dispone la termodinámica clásica para este tipo de análisis. A partir de las variables físicas mencionadas anteriormente (presión, temperatura y volumen) surgen las llamadas "propiedades de estado" como la entalpía y entropía. Estas son características conceptuales del fluido (conceptuales, porque a diferencia de la presión, la temperatura o el volumen, no pueden medirse directamente en laboratorio) que describen sus cambios de manera independiente de lo ocurrido entre un estado y otro. Es decir, evalúan el estado inicial y el estado final del fluido, no el camino recorrido entre ambos; de ahí que se les llame variables de estado: dependen únicamente del estado del sistema y no del tipo de proceso que condujo a él (Bruce Poling, 2001).

Estas propiedades de estado son, en definitiva, la base para calcular el calor o el trabajo involucrado en cualquier proceso industrial, incluida la expansión que interesa a este estudio. Para el gas ideal existen ecuaciones simples que correlacionan presión, temperatura y volumen para obtener dichas propiedades sin mayor dificultad; sin embargo, ese mismo cálculo no puede replicarse para un gas real, precisamente porque su comportamiento se aleja de esa idealidad. Para "medir" ese alejamiento se recurre a las propiedades residuales: propiedades de estado que cuantifican cuánto se desvía un fluido real de su condición ideal, y que permiten estimar el valor real de una propiedad como la suma de su componente ideal más su componente residual (Bruce Poling, 2001).

Con esto ya es posible plantear la última pieza necesaria para completar el marco termodinámico de este trabajo: si el objetivo es calcular las propiedades de estado del gas real (apoyándose en sus propiedades residuales) para finalmente estimar el trabajo que puede producir la turbina, resulta necesario definir las ecuaciones que en la práctica permiten calcular esas propiedades

residuales. Retomando la Ecuación 3 del gas ideal, pero esta vez buscando representar el comportamiento de un gas real, dicha desviación puede expresarse de forma simple como:

$$PV = ZRT \qquad \text{Ec. 4}$$

donde Z (adimensional) es, precisamente, el factor que indica cuánto se aleja de la idealidad un fluido a determinadas condiciones. Existen numerosas ecuaciones para calcular este factor Z, pero la literatura es consistente en señalar que la ecuación cúbica de Peng-Robinson ofrece la mejor relación entre facilidad de cálculo y precisión para el caso específico de la industria del gas natural; por este motivo, es la ecuación utilizada más adelante en este trabajo para calcular las propiedades termodinámicas del sistema.

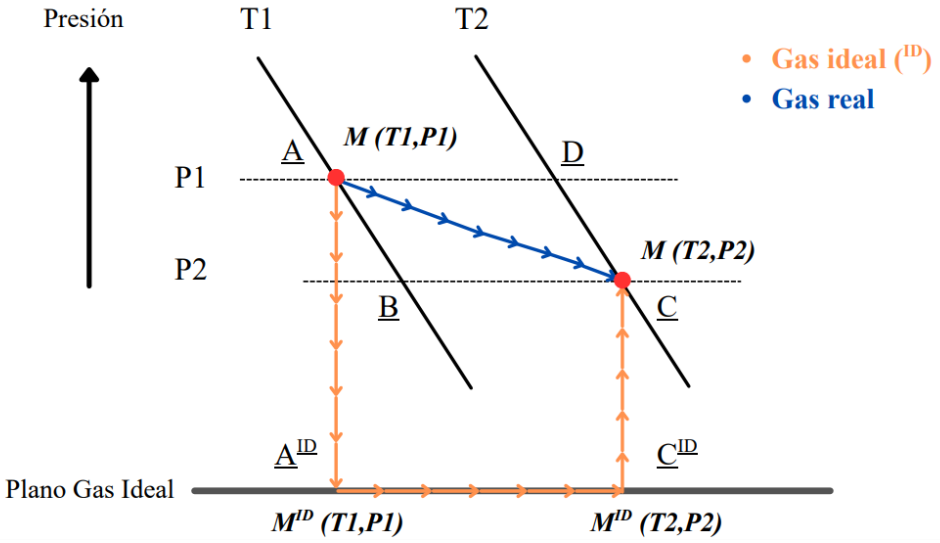


Figura 5: Ruta de cálculo de propiedades de estado de gases reales

La Figura 5 representa de manera gráfica la teoría detrás del cálculo de propiedades de un gas real: El cálculo del cambio de una propiedad *M (T,P)* entre los puntos *A* y *C* se puede hacer escogiendo una ruta de cálculo que integre ecuaciones ya conocidas. El tramo de *A* a A^{ID} y el tramo de *C* a C^{ID} corresponde a las propiedades residuales y se puede calcular con ecuaciones como las de Peng-Robinson. Por otra parte, el tramo entre A^{ID} y C^{ID} corresponde al plano ideal de un gas y sus propiedades se pueden calcular con ecuaciones termodinámicas simples y conocidas. Como a las propiedades de estado no les afecta el recorrido entre el punto *A* y el punto *C* se pueden sumar los 3 tramos mencionados anteriormente y así calcular la propiedad real del gas.

Teniendo ya las herramientas para estimar las propiedades termodinámicas del gas real, es posible retomar el planteamiento que abre esta sección: la válvula de estrangulamiento y el turboexpansor, enfrentados al mismo salto de presión, entregan resultados energéticos muy

distintos. La razón de esta diferencia está en qué le ocurre a la entalpía y a la entropía del gas en cada uno de los dos procesos.

La entalpía es una medida de la energía total que tiene el gas disponible para hacer trabajo y transferir calor, combinando su energía interna con el "empuje" que le da su presión y volumen; es como el "presupuesto energético total" del gas en un punto dado. La entropía, en cambio, mide el grado de desorden molecular o la cantidad de energía que ya no se puede aprovechar para producir trabajo útil; en procesos reales siempre tiende a aumentar, reflejando que parte de la energía se "degrada" en forma de fricción, turbulencia o calor disipado.

Como se explicó en el capítulo anterior, el turboexpansor extrae del gas la energía que esta entrega al pasar por los álabes de la turbina, y la convierte en energía mecánica utilizable. Como el gas efectivamente entrega energía hacia afuera de sí mismo (hacia el rodete), su entalpía cambia (específicamente disminuye); no se conserva. Esa caída de entalpía es, precisamente, lo que se transforma en trabajo mecánico. Y en una turbina ideal (o un turboexpansor en este caso) donde las pérdidas por fricción son despreciables y no hay transferencia de calor, se considera además que la entropía del gas se mantiene constante a lo largo del proceso, de ahí que se hable de una expansión isoentrópica en turbinas ideales, aunque en la práctica real ambos efectos, la generación de entropía y la caída de entalpía, están siempre presentes en alguna medida, es por esto que para corregir este pequeño cambio se usa un factor llamado “eficiencia isoentrópica” que para los turboexpansores varía entre 0,7 a 0,9 (Ipieca, 2023).

En cambio, en la válvula de expansión no existe ningún elemento mecánico que le extraiga trabajo al gas: no hay eje, no hay rodete, ninguna pieza móvil. El gas simplemente se "estrangula" al atravesar la válvula, generando turbulencia y fricción internas. Como no hay eje ni generador que se lleve energía hacia afuera del sistema, toda la energía que el gas traía se queda dentro de él, redistribuyéndose internamente: parte se transforma en pequeños cambios de temperatura, pero nada de ella sale del sistema en forma de trabajo útil. El proceso, además ocurre demasiado rápido como para intercambiar calor con el exterior por lo que se considera como adiabático. Y como no entra ni sale energía del volumen de control, en este caso la válvula, la entalpía del gas se conserva; por eso se dice que es un proceso isoentálpico. Eso sí, es un proceso que genera bastante entropía, ya que a la salida de la válvula queda una turbulencia y una fricción considerables.

1.7. Situación nacional e internacional

En Chile, la red de gasoductos se extiende a lo ancho de todo el país, desde la costa donde se encuentran los puertos que reciben el GNL, hasta la Cordillera de Los Andes donde salen del territorio chileno y siguen su paso hasta Argentina. En la actualidad, existen una red de 5 gasoductos principales que abastecen a grandes urbes chilenas como Santiago, Valparaíso, Concepción, Antofagasta y Punta Arenas. Esta red fue construida entre 1997 y 1999 y tiene una capacidad de 46,7 millones de metros cúbicos diarios (MMm^3/d), sin embargo, en 2023 solo se

utilizó un 20% de dicha capacidad, lo que refleja el enorme potencial no solo de transporte, sino que de generación energética aún disponible (Alpes Energy, 2025).

La red nacional de gasoductos principales está compuesta por:

- Gasoducto Atacama: Recorre 941 [km] desde Coronel Cornejo en Argentina, hasta la localidad de Mejillones en la Región de Antofagasta, pasando por 530 [km] de territorio nacional. Este gasoducto está diseñado para operar a presiones de hasta 100 [bar] y tiene una capacidad actual de 4,7 [MMm^3/d] (Enel Chile, 2019) pudiendo a ampliarse a 8,5 [MMm^3/d] mediante la incorporación de estaciones de compresión tanto en Chile como en Argentina (Gasoducto Atacama Cía. Ltda, 1997)
- Gasoducto Norandino: Se extiende por 680 [km] de territorio nacional y otros 380 [km] del lado argentino, conecta la provincia de Salta con Mejillones, pudiendo transportar hasta 7,0 [MMm^3/d] (NorGas Ltda., 1997). No obstante, en 2023 el gasoducto transportaba solamente 400.000 [m^3/d] (ENGIE Chile, 2024).
- Gasoducto GasAndes: Se extiende por 467 [km] desde la localidad Argentina de La Mora en la provincia de Mendoza, hasta la localidad de San Bernardo en Santiago, pudiendo transportar hasta 10,5 [MMm^3/d] (GasAndes S.A., s.f.).
- Gasoducto del Pacífico: Este gasoducto se extiende por 638 [km] (370 [km] en territorio nacional) desde la provincia de Neuquén en Argentina, hasta la Región del Bío Bío, teniendo una capacidad de transporte máxima de 12,6 [MMm^3/d] (Gasoducto del Pacífico S.A, 1996) siendo el gasoducto de mayor capacidad de Chile.
- Gasoducto Methanex: Conecta Tierra del Fuego con el complejo Posesión-Cabo Negro en Magallanes, tiene una capacidad de 8,4 [MMm^3/d] siendo el principal suministro de gas de la Región de Magallanes (Alpes Energy, 2025).

Además de esta gran red de gasoductos, Chile cuenta con 2 terminales de regasificación de GNL, que se han convertido infraestructura clave para asegurar su suministro energético, teniendo una capacidad conjunta de regasificación de 25,5 [MMm^3/d] y entregando también gas a grandes ciudades vía gasoductos o camiones de GNL:

- GNL Quintero: Fue el primer Terminal de recepción, descarga, almacenamiento y regasificación de Gas Natural Licuado (GNL) del hemisferio sur. Construido en 2009 para poder abastecer con gas a gran parte de la región del hemisferio sur, cuenta con 4 equipos vaporizadores que juntos tienen la capacidad de regasificar 20 [MMm^3/d]. (GNL Quintero S.A., s.f.).
- GNL Mejillones: Con una capacidad de regasificación de 5,5 [MMm^3/d] que es transportada por los gasoductos Norandino y gasoducto Atacama, se construyó para responder a las necesidades de la minería chilena en el norte del país (Sociedad GNL Mejillones S.A., s.f.).



Figura 6: Red de los principales gasoductos y terminales de regasificación en Chile (Alpes Energy, 2025)

Sin embargo, a pesar de esta gran red de gasoductos e infraestructura portuaria, en Chile nunca se ha implementado el uso de turboexpansores para la recuperación energética. Esto se puede deber a diferentes factores, por ejemplo, muchos de los gasoductos son bidireccionales lo cual dificulta la instalación de estos equipos ya que los turboexpansores son de flujo unidimensional; también se puede deber al variable caudal de gas que fluye por los gasoductos, pues a veces estos incluso se encuentran sin tránsito de gas, y finalmente por la alta inversión que implica la implementación de estos equipos. La combinación de estos factores puede ser una de las explicaciones, el objetivo de este trabajo es hacer un análisis técnico y financiero para tratar de responder a dicha pregunta.

Por otra parte, en el mundo existen redes de gasoductos que en conjunto superan los 974.000 [km] de longitud, siendo Estados Unidos, China, Rusia y Canada los países con mayor cantidad de este tipo de infraestructura (Merino, 2024). No obstante, el uso de turboexpansores es una

tecnología madura con una presencia operativa significativa no solo en los países antes mencionados, sino que también en países como Bélgica, Turquía, Alemania, Irán, Italia, los Países Bajos y Uzbekistán por mencionar algunos. Aunque su aplicación industrial se vincula a procesos criogénicos y petroquímicos, como la anteriormente nombrada licuefacción de aire, la producción de GNL y otros procesos criogénicos, desde la década de 1980 su aplicación se ha extendido hacia la recuperación de energía en las estaciones reguladoras de las redes de gas natural (M. Shamsi, 2024).

En cuanto a su configuración, los turboexpansores se instalan predominantemente en configuraciones en paralelo a las válvulas reductoras de presión convencionales; esto garantiza la fiabilidad del suministro, ya que, si el flujo es insuficiente para una generación eficiente o el equipo requiere mantenimiento, la válvula de regulación tradicional retoma la operación (Clifford Howard, 2011). No obstante, existen diseños avanzados que emplean expansores en serie (de dos o más etapas), lo que permite subdividir el salto de presión y facilitar la integración de fuentes de calor de menor temperatura (Davide Borelli, 2018).

Un elemento crítico del panorama mundial es el sistema de precalentamiento, esencial para evitar que el gas alcance temperaturas excesivamente bajas y forme hidratos o cualquier tipo de condensados que dañarían la turbina (Ginés Delgado-Calín, 2016). Los modelos implementados utilizan desde calderas de gas estándar y unidades de cogeneración hasta fuentes renovables como colectores solares térmicos y bombas de calor geotérmicas, o el aprovechamiento de calor residual de turbinas de gas y pilas de combustible híbridas (Y. Louvet, 2024). En términos de rendimiento, los turboexpansores modernos presentan una alta eficiencia isentrópica, que suele oscilar entre el 84% y el 92%, con eficiencias totales del sistema que pueden superar el 88% dependiendo de la integración térmica (Lehman, 2001).

La potencia instalada de estos sistemas varía según la capacidad de la estación reguladora, encontrándose unidades comerciales desde los 75 [kW] hasta plantas de gran escala que alcanzan los 32 [MW], como ocurre en ciertas instalaciones en Irán (A. Arabkoohsar, 2015). Aunque existen registros de más de 40 instalaciones comerciales que suman aproximadamente 150 [MW] a nivel mundial, el potencial teórico detectado es masivo; por ejemplo, se estima un potencial de 4200 [MW] en Irán, 700 [MW] en Alemania y 66 [MW] en Brasil (Ginés Delgado-Calín, 2016). Este panorama sugiere que, a pesar de los altos costos iniciales de inversión, la tecnología es una pieza clave para la transición energética debido a su capacidad de generar electricidad sin emisiones adicionales de CO2 (Gabriela Ávila Condessa, 2023). La Tabla 1 muestra una tabla comparativa de los distintos tipos de sistemas instalados mundialmente.

Tabla 1: Comparativa mundial de sistemas de producción energética con turboexpansores

Lugar	Industria	Caudal	Potencia	Eficiencia	Generación Anual	Fuente
Holanda (Ámsterdam)	E. Reguladora	110.000 [m³/h]	4.000 [kWh]	89%	12,02 [GW]	(Lehman, 2001)
Holanda (IJmuiden)	Siderurgia	40.000 [m³/h]	-	74%	11[GW]	(Lehman, 2001)
Irán (Shahrekord)	E. Reguladora	120.000 [SCMH]	1,8 [MWh]	85%	6 [GW]	(Ebrahim Khalili Ardali, 2009)
Irán (Tabriz)	E. Reguladora	300.000 [Nm³/h]	1,7 [MWh]	85%	14,7 [GW]	(Had24)
Irán (Ahar)	E. Reguladora	50.000 [Nm³/h]	500 [kWh]	85%	1,4 [GW]	(Hadidi, 2024)
Italia (Salizone)	Producción GNL	60.600 [Nm³/h]	5.072 [kWh]	-	-	(H. Daneshi, 2008)
Brasil (D. de Caxias)	Central Térmica	3,3 [MMm³/día]	2.174 [kWh]	-	19,04 [GW]	(Gabriela Ávila Condessa, 2023)
Japón (Osaka)	E. Reguladora	53.000 [m³/h]	-	42%	2,75 [GW]	(Lehman, 2001)
Uzbekistán (Taskent)	Central Térmica	-	27 [MWh]	-	-	(M.D. Buranov, 2019)
Bélgica	E. Reguladora	-	9,5 [MWh]	-	-	(Ginés Delgado-Calín, 2016)
República Checa	E. Reguladora	-	1.367 [kWh]	70 - 73%	-	(Požívil, 2004)
EE. UU. (San Diego)	E. Reguladora	-	4,9 [MWh]	-	-	(Ginés Delgado-Calín, 2016)
Canadá (Toronto)	E. Reguladora	-	4,3 [MWh]	-	0,93 [GW]	(Clifford Howard, 2011)

2. Evaluación técnica

2.1. Metodología de cálculo

2.1.1. Datos y supuestos iniciales

Si bien los cálculos termodinámicos son la base de la evaluación técnica de los turboexpansores, los datos y supuestos que se utilizan en dichos cálculos son igual e incluso más importantes ya que son los que les dan sentido físico a las ecuaciones termodinámicas. Este trabajo utiliza datos entregados directamente por una empresa proveedora de gas del norte del país (de ahora en adelante llamada Empresa A) que por motivos de confidencialidad no será dada a conocer. Además, se trabaja con valores referenciales obtenidos desde reportes y actas de empresas y organismos nacionales y gubernamentales con el fin de poder contar con una sólida base de datos que permita evaluar diferentes escenarios en los diferentes gasoductos del país.

Este trabajo en particular evalúa la instalación de turboexpansores en 2 zonas geográficas diferentes, la primera zona corresponde al norte del país, específicamente la Región de Antofagasta, lugar de donde vienen los datos operacionales entregados por la Empresa A, dedicada a la generación eléctrica mediante instalaciones termoeléctricas a gas natural. Estos datos operacionales incluyen registros reales de los años 2023, 2024 y 2025 de variables como presiones, temperaturas y composiciones del gas registradas cada una hora durante los 365 días del año. No obstante, es importante destacar que dentro del set de datos entregado, existen no solo valores numéricos, sino que también texto u otros errores que se atribuyen a errores en el sistema de control, por lo que antes de comenzar con el proceso de cálculo se “limpia” el set, dejando únicamente valores numéricos con sentido físico (caudales negativos por ejemplo son eliminados).

La segunda zona corresponde a una estación reguladora de presión de la empresa GasAndes ubicada en la comuna de San Bernardo, en la ciudad de Santiago que recibe el gas del gasoducto GasAndes al igual que el gas que viene desde la V Región en el gasoducto de la empresa Electrogas. Esta estación reguladora conecta los gasoductos primarios de GasAndes y Electrogas con los gasoductos secundarios de la empresa Metrogas que es la principal distribuidora de gas en Santiago.

Si bien para la primera zona se dispone de un set de datos robusto, para la evaluación de la segunda zona no se pudo contar con un set de datos reales, por lo que es necesario hacer estimaciones. Específicamente para esta segunda zona, las variables de presión y composición de entrada se obtienen de la Declaración de Impacto Ambiental del proyecto “Gasoducto GasAndes” de la plataforma SEA (SEA, 1995), la cual entrega una descripción detallada de la operación de este proyecto. Por otra parte, la estimación del caudal se obtuvo con datos de los caudales máximos, mínimos y promedio del año 2025 entregados por la empresa Alpes Energy, empresa fundada en Argentina y establecida en el sector energético (Alpes Energy, 2025). Los datos corresponden a:

- Importación nacional durante 2025 desde Argentina: 8,5 [MMm^3/día]
- Importación de GasAndes durante 2025 desde Argentina: 5,7 [MMm^3/día] (67% de la importación nacional)
- Meses de mayor exportación: Desde febrero a abril con importaciones cercanas a 10 [MMm^3/día] (esto debido a la menor demanda interna de Argentina).
- Mes de menor importación: Septiembre, caudal promedio de 5,5 [MMm^3/día] (refleja el impacto de invierno y la prioridad de abastecimiento interno argentino).
- Mes de transición: Diciembre, caudal promedio de 6,9 [MMm^3/día].

Con estos datos se puede crear un modelo con 2 funciones armónicas que aporten el total de la variación anual y también los meses de mayor demanda, pudiendo estimar el comportamiento del caudal del 2025 en función del mes.

$$F_m(m) = 5{,}7 + 1{,}25\cos\left(\frac{2\pi}{12}(m-3)\right) + 0{,}26\cos\left(\frac{4\pi}{12}(m-3)\right) \qquad \text{Ec. 5}$$

Donde F_m es el flujo volumétrico en [MMm^3/día], m corresponde al mes, el 5,7 corresponde al promedio anual, 1,25 aporta la variación anual y 0,26 (que corresponde a un 20% del primer armónico) estabiliza el máximo que se da entre febrero y abril. Es importante mencionar que para este estudio no se pudo acceder a datos asociados al gasoducto de la empresa Electrogas, por lo que se considera para el presente análisis que todo el caudal proveniente del gasoducto GasAndes pasa por la estación reguladora de presión en San Bernardo.

Tal como se mencionó, la estación reguladora anterior recibe el gas de GasAndes y lo inyecta a la red de Metrogas, sin embargo, esto ocurre en 2 pasos: La primera reducción corresponde a una reducción de alta a media presión donde se reduce de 65,5 a 34,5 [bar] (reducción primaria) mientras que la segunda reducción es de media a baja presión (reducción secundaria), la cual permite reinyectar y distribuir el gas a lo largo de todo Santiago, esta reducción se hace desde los 34,5 a los 4 [bar]. Estas presiones de operación son obtenidas de la Declaración de Impacto Ambiental de la red de distribución de Metrogas (SEA, 1995).

Algo importante a considerar es que no se disponen de datos históricos de presiones operacionales asociadas a esta estación de regulación, por lo tanto, para este trabajo se considera que las presiones declaradas anteriormente se mantendrán constantes a lo largo del año.

La temperatura a la cual el gas ingresa al sistema no se encuentra especificada ni para el gasoducto GasAndes ni para la red de distribución de Metrogas. Dado que no se dispone de esta información, se asume como temperatura inicial del gas de GasAndes la temperatura promedio mensual proporcionada por la Empresa A, la cual recibe gas natural desde un gasoducto de transmisión con condiciones de operación similares. Esta aproximación se utilizará tanto para la reducción primaria como secundaria, pues si bien para esta última correspondería utilizar como temperatura de entrada la temperatura final del gas luego de la primera etapa de reducción, esta dependerá si se realiza en un sistema con precalentamiento o un sistema sin

precalentamiento, por lo tanto, como primera aproximación, se utilizará la misma temperatura de entrada tanto para la reducción primaria como secundaria.

Independiente de la fuente de origen, ya sea por entrega directa de empresas locales, reportes de internet o estimaciones propias, este trabajo evaluará 2 escenarios por zona, uno con sistema de precalentamiento y otro sin precalentamiento en torno a 4 variables conocidas:

- Presiones de entrada y salida
- Temperatura de entrada al turboexpansor
- Caudal de gas
- Composición del gas

También uno de los supuestos más importantes utilizados en este trabajo es la consideración de la eficiencia isoentrópica constante del turboexpansor. Si bien múltiples fuentes en la literatura indican que la eficiencia isoentrópica varía considerablemente según el caudal, presión (Mehdi Taleshian Jelodar H. R., 2013), ángulo de los álabes del rotor y velocidad de entrada del gas (Seyed Mohammad Ebrahimi Saryazdi, 2021), las curvas de eficiencia isoentrópica varían dependiendo de cada fabricante de turboexpansor, por lo que para efectos estimativos de este trabajo, se considera con una eficiencia isoentrópica constante del 75%.

2.1.2. Definición del problema inicial

Para poder estimar la energía que un turboexpansor podría recuperar de la expansión de un gas cualquiera, se debe de comenzar por el balance de energía y masa del equipo.

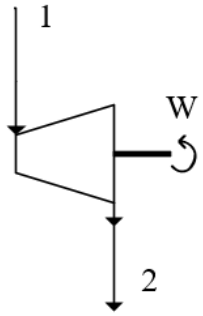


Figura 7: Diagrama base turboexpansor

Para el balance de masa, considerando que al equipo solo ingresa y sale la corriente de gas y considerando el sistema de referencia mostrado en la Figura 3:

$$F_1 = F_2 = F \qquad \text{Ec. 6}$$

Análogamente el balance de energía del equipo:

$$W = F * \left(H(T_1, P_1) - H(T_2, P_2)\right) \qquad \text{Ec. 7}$$

El balance de energía anterior considera que no existen pérdidas de ningún tipo, es decir que el turboexpansor tiene una eficiencia del 100%, no obstante, en la realidad estos equipos presentan irreversibilidades asociadas principalmente a fenómenos como la fricción, la turbulencia y las pérdidas de calor (Heinz Bloch, 2001). Es por esto que se utiliza la eficiencia isoentrópica, que permite cuantificar el efecto de estas irreversibilidades sobre el desempeño del equipo:

$$\eta = \frac{H(T_1, P_1) - H(T_2, P_2)}{H(T_1, P_1) - H(T_{iso}, P_2)} \qquad \text{Ec. 8}$$

Donde $H\ (T_{iso}, P_2)$ corresponde a la entalpía de salida que tendría el gas si la expansión ocurriera a entropía constante. Para determinar este estado, se considera una expansión ideal desde el estado de entrada (T_1, P_1) hasta la misma presión de salida (P_2) del proceso real, pero sin generación de entropía, por lo que $\big(S(T_{iso}, P_2) = S(T_1, P_1)\big)$. La temperatura que alcanza el gas bajo estas condiciones corresponde a (T_{iso}). Por lo tanto, no es necesario definir una presión isoentrópica independiente, ya que el proceso real y el proceso ideal se comparan utilizando la misma presión de salida (P_2).

El estado isoentrópico se utiliza como referencia para evaluar el desempeño real del turboexpansor. Esto se fundamenta en la segunda ley de la termodinámica, según la cual, para un equipo que opera de manera adiabática (es decir sin pérdidas de calor), la entropía no puede disminuir durante el proceso, por lo tanto $S(T_2, P_2) > S(T_1, P_1)$. Ahora la igualdad de $S(T_2, P_2) = S(T_1, P_1)$ solo se cumple en un proceso ideal y reversible, es decir, sin fricción, turbulencia ni otras irreversibilidades. Este proceso ideal corresponde precisamente a la expansión isoentrópica.

En un turboexpansor real, en cambio, siempre existen irreversibilidades que generan entropía. Como consecuencia, el gas no puede entregar tanto trabajo como lo haría en una expansión ideal. Para comparar ambos casos, se considera la misma presión de salida (P_2), pero se analiza cómo sería la expansión si no existieran estas irreversibilidades. En este caso ideal, el gas alcanzaría la temperatura (T_{iso}) y la entalpía $H(T_{iso}, P_2)$.

Debido a las irreversibilidades, la temperatura y entalpía de salida del proceso real son mayores que las que se obtendrían en el proceso isoentrópico. En particular:

$$H(T_2, P_2) > H(T_{iso}, P_2)$$

Esto significa que el proceso real aprovecha una menor caída de entalpía que el proceso ideal y, por lo tanto, entrega menos trabajo. De esta manera, la diferencia de entalpía entre el estado de entrada y el estado isoentrópico:

$$H(T_1, P_1) - H(T_{iso}, P_2)$$

Y representa el máximo trabajo que podría obtenerse idealmente de la expansión. La eficiencia isoentrópica permite entonces cuantificar qué fracción de este trabajo máximo es efectivamente

aprovechada por el turboexpansor real. Por lo tanto, para poder calcular la potencia producida por el turboexpansor:

$$W = F * \eta * \left(H(T_1, P_1) - H(T_{iso}, P_2)\right) \quad \text{Ec. 9}$$

La ecuación anterior no es posible resolverla directamente, pues no existen ecuaciones termodinámicas que permitan calcular directamente las entropías de entrada y salida. No obstante, para su cálculo se puede seguir la ruta de cálculo propuesta en la Figura 5.

Considerando que el caso *A* de dicha figura corresponde a la entrada del gas al turboexpansor y que *C* corresponde a la salida se puede seguir la siguiente metodología:

Si se considera que la propiedad de estado M de la Figura 5 es la entalpía y que el estado 2 corresponde al estado isoentrópico:

$$\begin{gathered} H(T_1, P_1) - H(T_{iso}, P_2) = \\ [H(T_1, P_1) - H^{ID}(T_1, P_1)] + [H^{ID}(T_1, P_1) - H^{ID}(T_{iso}, P_2)] + \\ [H^{ID}(T_{iso}, P_2) - H(T_{iso}, P_2)] \end{gathered} \quad \text{Ec. 10}$$

Donde los términos $[H(T_1, P_1) - H^{ID}(T_1, P_1)]$ y $[H^{ID}(T_{iso}, P_2) - H(T_{iso}, P_2)]$ corresponden a las propiedades residuales. Para una propiedad cualquiera M a una temperatura T y una presión P se define como propiedad residual:

$$M^R(T, P) = M(T, P) - M^{ID}(T, P) \quad \text{Ec. 11}$$

Por lo tanto, se podría escribir para la entalpía:

$$H(T_1, P_1) - H(T_{iso}, P_2) = H^R(T_1, P_1) + \Delta H^{ID} - H^R(T_2, P_2) \quad \text{Ec. 12}$$

Notar que si bien la Ecuación 12 corresponde al cambio real de la entalpía, puede ser aplicada para cualquier propiedad de estado. Análogamente para la entropía:

$$S(T_1, P_1) - S(T_{iso}, P_2) = S^R(T_1, P_1) + \Delta S^{ID} - S^R(T_2, P_2) \quad \text{Ec. 13}$$

El obstáculo del cálculo radica en que la determinación de la potencia entregada por el turboexpansor exige, como paso previo e ineludible, conocer la temperatura del gas a la salida de este una vez ocurrida la expansión. La razón de esta exigencia se entiende al observar qué información se tiene disponible y cuál falta.

A la entrada del equipo, tanto la presión como la temperatura del gas son magnitudes conocidas. Para este trabajo, se dispone de datos reales y estimaciones correspondientes a las distintas ubicaciones evaluadas. A la salida, en cambio, la presión es el único parámetro conocido de antemano, ya que corresponde a una condición de diseño determinada por las instalaciones que recibirán el gas a menor presión. Por ejemplo, puede establecerse que el gas se expandirá desde 80 a 50 [bar] o desde 30 a 15 [bar], donde la presión de salida queda definida por las condiciones

de operación de las redes de distribución o gasoductos y, por lo tanto, no requiere ser determinada mediante el cálculo termodinámico.

La temperatura de salida, por el contrario, no puede fijarse de la misma manera, ya que depende de las condiciones iniciales del gas, de la presión de salida y del comportamiento termodinámico que experimenta durante la expansión. Por esta razón, su determinación constituye un paso fundamental para posteriormente calcular la potencia que puede ser recuperada mediante el turboexpansor.

Esta asimetría de información es la que convierte a la temperatura de salida en la verdadera incógnita del problema. La potencia del expansor se calcula a partir de la diferencia de entalpía entre la entrada y la salida del gas, y dicha entalpía, junto con la entropía, es función tanto de la presión como de la temperatura. Como las presiones de entrada y salida son conocidas, y la temperatura de entrada también lo es, el único dato faltante para completar el cálculo de las propiedades termodinámicas de salida y, por ende, de la potencia, es precisamente la temperatura de salida. De ahí que resolver este problema térmico no sea un paso trivial, sino el núcleo mismo del cálculo de potencia del turboexpansor.

2.1.3. Ecuación cúbica de estado

Este trabajo utiliza la ecuación de Peng-Robinson para poder calcular las propiedades termodinámicas del gas. Desarrollada en 1976 por Donald Robinson y Ding-Yu Peng, esta ecuación buscaba mejorar la exactitud en la predicción de las propiedades de todo tipo de fluidos cerca de su punto crítico y fue desarrollada específicamente pensando en la industria del gas natural consolidándose con los años como una de las ecuaciones cúbicas más utilizadas en la industria química (Juan Sebastian Lopez-Echeverry, 2017).

$$P = \frac{RT}{\tilde{V} - b} - \frac{a(T)}{\tilde{V}^2 + 2b\tilde{V} - b^2} \qquad \text{Ec. 14}$$

Donde $a(T)$ es el parámetro de interacción o termino atractivo que representa las fuerzas de atracción entre moléculas de un mismo tipo (Sebastián Bonanni, 2025).

Donde cada para un componente puro i:

$$a_i(T) = a_{c,i}\,\alpha_i(T)\left[\frac{Pa\ m^6}{mol^2}\right] \qquad \text{Ec. 15}$$

$$a_{c,i} = 0{,}45724\frac{R^2T_{c,i}^2}{P_{c,i}}\left[\frac{Pa\ m^6}{mol^2}\right] \qquad \text{Ec. 16}$$

Si bien $a_{c,i}$ es una constante, esta es corregida por una función dependiente de la temperatura del sistema, pues a mayor temperatura, mayor será la interacción entre moléculas ya que estas

tendrán más energía y por lo tanto se moverán más (M. Shamsi, 2024). La corrección por temperatura es un aporte de $\alpha_i(T)$ que se calcula como:

$$\alpha_i(T) = \left[1 + \kappa_i\left(1 - \sqrt{T_{r,i}}\right)\right]^2 [-] \quad \text{Ec. 17}$$

Donde $T_{r,i}$ es la temperatura reducida:

$$T_{r,i} = \frac{T}{T_{c,i}} [-] \quad \text{Ec. 18}$$

Además, el termino κ_i que se conoce como el parámetro de Soave (Juan Sebastian Lopez-Echeverry, 2017), se calcula como:

$$\kappa_i = 0{,}37464 + 1{,}54226 * \omega_i - 0{,}26992 * \omega_i^2 [-] \quad \text{Ec. 19}$$

El termino ω_i es un parámetro llamado *Factor acéntrico de Pitzer*. Este factor cuantifica la no esfericidad de una molécula, de modo que cuando $\omega_i = 0$ se trata de una molécula perfectamente esférica y mientras más aumenta ω_i menos esférica es la molécula (Bruce Poling, 2001). En consecuencia, el parámetro de Soave (κ_i) busca relacionar el como la temperatura y la forma de las moléculas afectan la interacción entre estas.

Finalmente b que es el covolumen o volumen repulsivo, representa el volumen propio de las moléculas de un mismo tipo (Sebastián Bonanni, 2025).

Donde cada para un componente puro i:

$$b_{c,i} = 0{,}07780 \frac{RT_{c,i}}{P_{c,i}} \left[\frac{m^3}{mol}\right] \quad \text{Ec. 20}$$

Como se puede ver, la ecuación de Peng-Robinson busca representar el comportamiento del gas teniendo en cuenta sus propiedades críticas, temperatura, presión e incluso la forma de las moléculas. Esta ecuación agrega muchos más parámetros que el modelo de gas ideal y por lo tanto, agrega mayor exactitud al momento de calcular las propiedades de un gas real.

La ecuación de Peng-Robinson también se puede escribir en términos del factor de compresibilidad Z, que corresponde a un factor de corrección que mide la desviación de un gas real respecto al comportamiento de un gas ideal.

Peng-Robinson en función de Z:

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad \text{Ec. 21}$$

Donde los parámetros A y B corresponden a parámetros adimensionales que permiten relacionar el efecto de las fuerzas atractivas y el efecto del volumen respectivamente. Se calculan como:

$$A_i = \frac{a_i(T)P}{R^2T^2}\ [-] \qquad \text{Ec. 22}$$

$$B_i = \frac{b_iP}{RT}[-] \qquad \text{Ec. 23}$$

La Ecuación 21 es una ecuación cúbica que tiene 3 raíces, es decir, 3 soluciones para Z. Es por esta razón que se debe de tener precaución al momento del cálculo de las raíces ya que escoger la raíz equivocada cambiaría los resultados drásticamente. La literatura es bastante clara respecto a los valores de Z y su sentido físico:

- El Z de mayor valor corresponde a un estado gaseoso (Sebastián Bonanni, 2025)
- El Z de menor valor corresponde a un estado líquido (Sebastián Bonanni, 2025)
- El Z que se encuentre entre ambos anteriores puede significar una zona de equilibrio líquido vapor o carecer de significado físico. (Sebastián Bonanni, 2025)

La ecuación cúbica de Peng-Robinson se puede resolver analíticamente para encontrar las raíces sus soluciones. No obstante, existen diferentes métodos numéricos que permiten encontrar dichas soluciones sin tener que recurrir a un desarrollo algebraico complejo. Este trabajo en específico utiliza el método de Newton-Raphson para encontrar el Z de la ecuación cúbica.

El método de Newton-Raphson es un método numérico utilizado para aproximar la raíz de una función iterativamente utilizando un valor inicial tentativo conocido como "semilla" con la siguiente función:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x)}{f'(x)} \qquad \text{Ec. 24}$$

Donde $f(x)$ es la función objetivo y $f'(x)$ corresponde a su derivada. Entonces para este trabajo:

$$f(x) = Z^3 - (1-B)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (AB - B^2 - B^3) \qquad \text{Ec. 25}$$

$$f'(x) = 3Z^2 - 2(1-B)Z + A - 3B^2 - 2B \qquad \text{Ec. 26}$$

Esta "semilla" corresponde a un primer valor que recibe el algoritmo para iniciar un proceso iterativo y debe de ser un valor cercano al valor estimado de la raíz. Por ejemplo, para el caso de este estudio, la literatura muestra que el valor de Z para el gas natural independiente de su composición, presión o temperatura estará siempre cercano al 1 (J.M. Smith, 1997), por lo tanto, se puede utilizar este valor como semilla. Es de suma importancia dar una buena "semilla" a este método iterativo ya que, de lo contrario, una "semilla" alejada del valor real buscado podría hacer converger al algoritmo en una raíz equivocada (Shashank Gawade, 2024).

Algo importante a considerar es que todas estas ecuaciones se aplican a compuestos puros, no obstante, el gas natural es una mezcla de compuestos por lo que estas ecuaciones por si solas no

lograrían modelar el comportamiento del gas natural en su totalidad. No obstante, las reglas de mezclado de Van der Waals permiten extender el modelo de Peng-Robinson a mezclas, siendo una herramienta crucial para el análisis de gases reales (Juan Sebastian Lopez-Echeverry, 2017). Estas reglas introducen los términos a_m y b_m que se calculan de la siguiente forma:

$$a_m = \sum_i \sum_j x_i x_j \sqrt{a_i(T) * a_j(T)} \left(1 - k_{ij}\right) \quad \text{Ec. 27}$$

$$b_m = \sum_i x_i b_{c,i} \quad \text{Ec. 28}$$

Donde k_{ij} es el parámetro de interacción binaria. Es un factor de ajuste que se obtiene experimentalmente (no viene de una teoría física exacta) y sirve para corregir la diferencia entre lo que la ecuación de estado predice y lo que realmente ocurre en el laboratorio. Su función es reflejar cómo interactúan dos moléculas que son distintas entre sí, midiendo qué tan "no ideal" es el comportamiento de esa mezcla.

Ahora para los parámetros adimensionales de la ecuación cúbica:

$$A_m = \frac{a_m(T)P}{R^2T^2}\ [-] \quad \text{Ec. 29}$$

$$B_m = \frac{b_m P}{RT}[-] \quad \text{Ec. 30}$$

Y del mismo modo la ecuación cúbica para mezclas:

$$Z^3 - (1 - B_m)Z^2 + (A_m - 3B_m^2 - 2B_m)Z - (A_m B_m - B_m^2 - B_m^3) = 0 \quad \text{Ec. 31}$$

Esta última ecuación es la que se utiliza para poder desarrollar el modelo termodinámico ya que las ecuaciones residuales residuales como se verá a continuación están expresadas en términos de Z, A_m y B_m.

2.1.4. Propiedades residuales

La derivación matemática de las propiedades residuales se puede hacer de los principios termodinámicos fundamentales, no obstante, demostrar dicho desarrollo no es el objetivo de este trabajo. Sin embargo, en la literatura se pueden encontrar todas las propiedades de estado residuales ya desarrolladas para muchas ecuaciones cúbicas de estado (Bruce Poling, 2001). Específicamente para la entalpía y entropía residual usando Peng-Robinson:

$$H^R = RT(Z - 1) + \frac{T * \frac{da_m}{dT} - a}{2\sqrt{2}b_m} \ln\left(\frac{Z + \left(1 + \sqrt{2}\right)B_m}{Z + \left(1 - \sqrt{2}\right)B_m}\right) \quad \text{Ec. 32}$$

$$S^R = R\ln(Z - B_m) + \frac{\frac{da_m}{dT}}{2\sqrt{2}b_m} \ln\left(\frac{Z + \left(1 + \sqrt{2}\right)B_m}{Z + \left(1 - \sqrt{2}\right)B_m}\right) \quad \text{Ec. 33}$$

Notar que en la Ecuación 32 y 33 surge un nuevo término que es la derivada de a_m con respecto a la temperatura. Considerando que el término a_m se calcula con las reglas de mezclado de Van der Waals de la Ecuación 27 y 28:

$$\frac{da_m}{dT} = \sum_i \sum_j x_i x_j (1 - k_{ij}) \frac{a_j(T) \frac{da_i(T)}{dT} + a_i(T) \frac{da_i(T)}{dT}}{2\sqrt{a_i(T) a_j(T)}} \qquad \text{Ec.34}$$

La última derivada que queda para poder cerrar el cálculo de las propiedades residuales es:

$$\frac{da_i}{dT} = \frac{-a_{c,i}\,\kappa_i}{\sqrt{T T_{c,i}}} \left[1 + \kappa_i \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_{c,i}}} \right) \right] \qquad \text{Ec. 35}$$

Que nuevamente se puede demostrar matemáticamente pero no corresponde al objetivo de este trabajo, pudiendo ser encontrada directamente en la literatura.

2.1.5. Propiedades ideales

El cálculo de las propiedades termodinámicas de la parte ideal es algo bastante sencillo. A diferencia de las propiedades residuales, tanto la entalpía como la entropía se calculan desde sus respectivas definiciones directamente mediante la aplicación de ecuaciones polinómicas simples. Para el caso de la entalpía, esta se calcula directamente desde la integración de la capacidad calorífica del gas (Bruce Poling, 2001):

$$H^{ID}(T) = \int_{T_{ref}}^{T} Cp^{ID}(T) dT \qquad \text{Ec. 36}$$

La entropía por su parte también depende de la presión:

$$S^{ID}(T) = -R \ln\left(\frac{P}{P_{ref}}\right) + \int_{T_{ref}}^{T} \frac{Cp^{ID}(T)}{T} dT \qquad \text{Ec. 37}$$

En termodinámica, la temperatura (T_{ref}) y presión (P_{ref}) de referencia se utilizan como una "ayuda" ya que es imposible medir la energía absoluta de un gas; solo se puede medir cuánta energía gana o pierde cuando cambia su estado. Por ello, se necesita definir un "punto cero" o un "nivel del mar" imaginario, fijado comúnmente a 25°C y 101.000 [Pa] que sirva como el punto de partida universal para todos los cálculos (Bruce Poling, 2001).

A partir de este punto de partida unificado, cualquier ecuación de estado, como el modelo de Peng-Robinson implementado, calcula numéricamente la distancia energética acumulada por el fluido al calentarse, enfriarse o cambiar de presión; de este modo, al realizar el balance de energía en un equipo como la turbina de expansión, el estado de referencia matemático se

cancela por completo al restar la entalpía de salida de la de entrada, asegurando que el trabajo neto calculado sea exacto (Bruce Poling, 2001).

Considerando que en un gas ideal no existe interacción entre moléculas, las propiedades de una mezcla se calculan como la sumatoria del aporte individual de cada compuesto.

Para la entalpía (Bruce Poling, 2001):

$$H_m^{ID}(T, x_i) = \sum_i x_i \int_{T_{ref}}^{T} Cp_i{}^{ID}(T)dT \qquad \text{Ec. 38}$$

Y la entropía (Bruce Poling, 2001):

$$S_m^{ID}(T, P, x_i) = \left[\sum_i x_i \int_{T_{ref}}^{T} \frac{Cp_i{}^{ID}(T)}{T} dT\right] - R \ln\left(\frac{P}{P_{ref}}\right) - R \sum_i x_i \ln x_i \qquad \text{Ec. 39}$$

El valor de Cp^{ID} se puede calcular con diversos polinomios, la gran mayoría utiliza información experimental de cada compuesto para poder construir los diferentes modelos. Para este trabajo se utilizó el siguiente polinomio (Don W. Green, 2019):

$$Cp_i^{ID}(T) = C_{1,i} + C_{2,i}\,T + C_{3,i}\,T^2 + C_{4,i}\,T^3 + \frac{C_{5,i}}{T^2} \qquad \text{Ec. 40}$$

Donde las constantes son valores propios medidos en laboratorio para cada compuesto (Don W. Green, 2019) y se encuentran en la sección de Anexos.

2.1.6. Cálculo de propiedades reales

Es importante recordar y no perder el foco que tanto las propiedades residuales como ideales son un camino para calcular las propiedades reales del gas, las cuales permiten calcular la potencia que puede entregar un turboexpansor. Volviendo a la Figura 5 y considerando las ecuaciones desarrolladas hasta el momento:

$$S = S^R + S^{ID} \qquad \text{Ec. 41}$$

Y finalmente el mismo caso para la entalpía:

$$H = H^R + H^{ID} \qquad \text{Ec. 42}$$

Habiendo explicado las ecuaciones utilizadas para poder calcular las propiedades del gas real, es importante recordar que este proceso se trata de un proceso iterativo, pues como se explicó anteriormente, la verdadera incógnita del problema es la temperatura de salida del gas luego de su expansión. El proceso iterativo a implementar (ver Figura 8) se lleva a cabo en el mismo orden que se explican las ecuaciones en los capítulos anteriores considerando siempre el efecto de la mezcla en las ecuaciones y consta de 2 etapas:

1era Etapa: En la primera etapa se parte de los datos conocidos del proceso como presión y temperatura de entrada, presión de salida y composición del gas y se calculan, mediante la ecuación de estado, el factor de compresibilidad Z y los parámetros dependientes de la temperatura reducida de cada componente. Con estos valores se obtienen la entalpía y la entropía reales del gas a la entrada, ambas como la suma de la contribución ideal y la contribución residual, propias del comportamiento no ideal del gas.

A partir de aquí, el objetivo inmediato es encontrar la temperatura de salida que correspondería a una expansión isentrópica, es decir, aquella en la que la entropía se mantiene constante entre la entrada y la salida. Para ello se supone un valor de temperatura de salida isentrópica y se recalculan, con ese supuesto, el factor de compresibilidad y la entropía del gas a la presión de salida. Si la entropía obtenida coincide con la de entrada, el valor supuesto queda validado; si no coincide, se corrige la temperatura supuesta y se repite el cálculo hasta lograr la convergencia. Una vez encontrada esta temperatura isentrópica, se calcula la entalpía correspondiente y, con ella, el trabajo teórico entregado por el expansor, afectado por el factor de flujo y la eficiencia isentrópica del equipo.

2da Etapa: La segunda etapa del procedimiento consiste en trasladar ese trabajo, ya corregido por la eficiencia real del equipo, al cálculo de la temperatura de salida efectiva. Nuevamente se supone un valor de temperatura, se calcula la entalpía de salida asociada a ese supuesto, y se verifica si la diferencia entre la entalpía de entrada y esta entalpía de salida reproduce el trabajo previamente calculado. Si la igualdad no se cumple, se ajusta la temperatura supuesta y se repite el ciclo hasta que ambos valores coincidan. El valor de temperatura que finalmente satisface esta condición corresponde a la temperatura real de salida del gas, y es este resultado el que permite completar el cálculo de la potencia del turboexpansor.

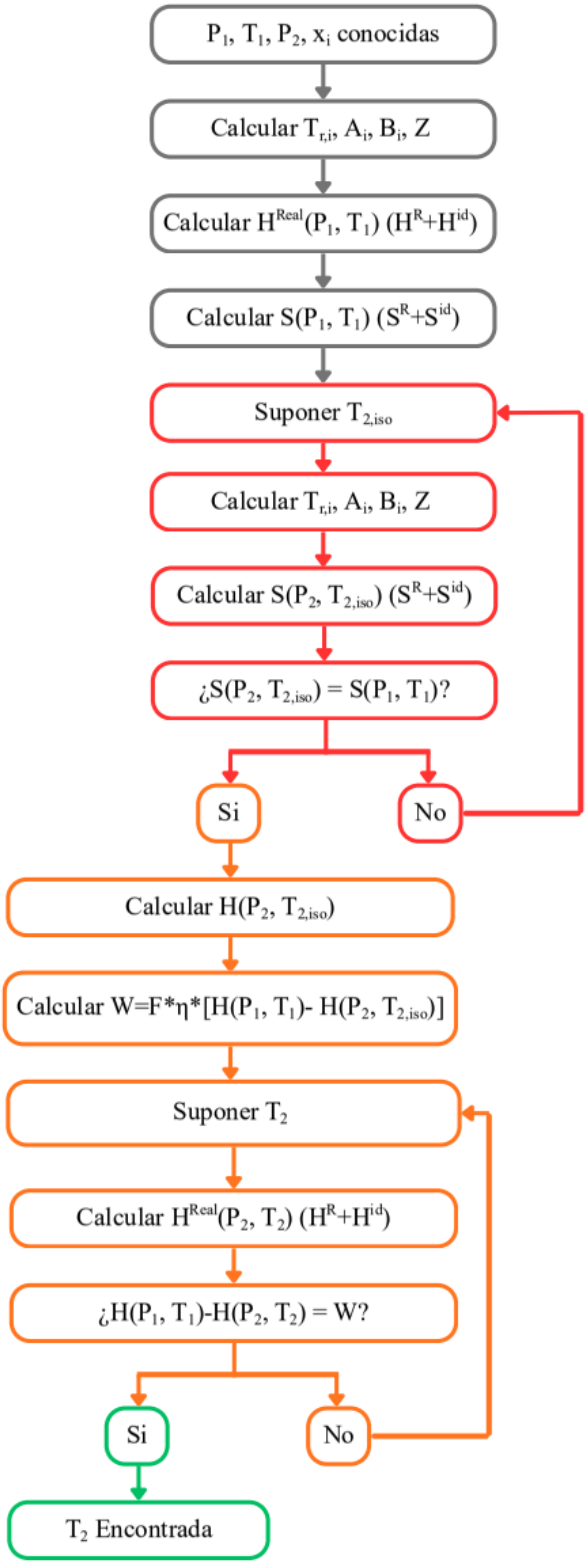


Figura 8: Ruta de cálculo iterativo

2.1.7. Potencia eléctrica producida

Si bien el cálculo de la temperatura de salida del gas es el principal desafío matemático de este estudio, no se debe de olvidar que lo anterior se debe de hacer para poder calcular la potencia del turboexpansor. El objetivo es calcular (Ecuación 7):

$$W = F * \big(H(T_1, P_1) - H(T_2, P_2)\big)$$

O del mismo modo (Ecuación 9):

$$W = F * \eta * \big(H(T_1, P_1) - H(T_{iso}, P_2)\big)$$

Independiente de cual ecuación se use, W corresponde a la energía recuperada por el turboexpansor. Es importante destacar que la segunda ecuación introduce el concepto de eficiencia isoentrópica ya que el turboexpansor no es 100% eficiente; sin embargo, W no corresponde directamente a la electricidad producida, ya que los turboexpansores no producen electricidad directamente, sino que están conectados a un eje con engranajes reductores que hace girar un generador eléctrico convencional. Es de suma importancia considerar esto, ya que en el sistema mecánico (engranajes y su conexión al generador) es donde el sistema presenta mayores pérdidas energéticas (Ginés Delgado-Calín, 2016), por lo tanto, la potencia eléctrica entregada dependerá también de no solo la eficiencia isoentrópica del turboexpansor, sino que también de la eficiencia mecánica del sistema compuesto por los engranajes y el generador como tal. Finalmente, la potencia eléctrica queda definida por:

$$W_{elec} = W * \eta_{mec} \qquad \text{Ec. 43}$$

Donde η_{mec} corresponde a dicha eficiencia mecánica. Para este estudio se consideró una eficiencia mecánica del 94% (Hadidi, 2024)

2.1.8. Herramienta de cálculo

Una vez establecida la metodología, es fundamental definir la herramienta computacional para la resolución de las ecuaciones y la ruta de cálculo explicadas anteriormente. Si bien en la actualidad existen diversas plataformas para el procesamiento de datos y cálculo numérico tales como MATLAB o Python, este trabajo se desarrolló mediante la implementación de Microsoft Excel en conjunto con la programación de macros en VBA (*Visual Basic for Applications*), debido a su alta trazabilidad y versatilidad para estructurar modelos de simulación de ingeniería.

Con el propósito de garantizar el rigor técnico del modelo programado en Excel, todos los resultados de las propiedades y potencias calculadas fueron contrastados utilizando el software comercial Aspen HYSYS. Este simulador de procesos es ampliamente reconocido a nivel industrial por su capacidad para modelar el comportamiento termodinámico de sistemas complejos de fluidos y operaciones unitarias, tanto en estado estacionario como dinámico. A partir de datos de entrada como la composición molecular de la mezcla, las condiciones de las corrientes (presión, temperatura y flujo) y los parámetros de diseño de los equipos, Aspen

HYSYS resuelve simultáneamente los balances de materia y energía mediante algoritmos avanzados basados en ecuaciones de estado cúbicas. Al utilizar este software como herramienta de referencia para la validación, se obtuvieron desviaciones y errores relativos inferiores al 5% en las propiedades termodinámicas evaluadas, lo que demuestra la consistencia, robustez y validez de las ecuaciones matemáticas implementadas en este estudio.

2.2. Restricciones operacionales

La instalación de un turboexpansor en una estación de regulación de presión no puede evaluarse únicamente desde la perspectiva de la energía recuperable, puesto que el proceso de expansión que hace posible dicha recuperación introduce de manera simultánea, una serie de condiciones operacionales que pueden comprometer la integridad del sistema de transporte de gas natural aguas abajo.

2.2.1. Formación de hidratos

Como se mencionó en el apartado de antecedentes, existen muchos modelos empíricos para poder predecir las condiciones de formación de hidratos, los cuales utilizan como parámetro principal la presión y la gravedad específica del gas. La gravedad específica se define como la relación entre la masa de un volumen determinado de un gas y la masa de un volumen igual de aire, medidos ambos a una presión y temperatura estándar de 15,6 °C y 1,01 [bar] respectivamente (Arthur Kidnay, 2006).

$$\sigma = \frac{Masa\ molar\ del\ gas}{Masa\ molar\ del\ aire} = \frac{\sum_i x_i * MM_i}{28{,}96\ [g/mol]} \qquad \text{Ec. 44}$$

Donde MM_i corresponde a la masa molar del compuesto i.

La ventaja de estos métodos es que consideran la composición del gas para calcular su masa, lo que permite obtener resultados de manera rápida y sin muchas complicaciones de cálculo. Para este trabajo se utilizó el siguiente modelo debido a su actualidad y simplicidad de implementación.

- Modelo desarrollado por Uses Motiee (1991) (Azazi, 2024):

$$\begin{aligned} T\ [°F] = {} & -238{,}24469 + 78{,}99667\ log(P[psi]) \\ & - 5{,}352544\ log(P[psi])^2 + 349{,}473877\sigma \\ & - 150{,}854675\sigma^2 - 27{,}604065 log\ (P[psi])\sigma \end{aligned} \qquad \text{Ec. 45}$$

Si bien este modelo presenta una gran exactitud para poder calcular las condiciones de formación de hidratos, es un modelo útil únicamente dentro de un rango determinado de presión, generalmente entre los 7 y 275 [bar] (MidstreamCalculator, s.f.), por lo que para presiones que se encuentren fuera de este rango los modelos pierden bastante precisión.

Es por esto que se extraerá del programa Aspen HYSYS las condiciones de formación de hidratos únicamente para el caso de la estación de reducción de GasAndes que va desde 34,5 a 4 [bar] ya que solo para este caso los modelos empíricos de predicción se encuentran fuera de rango.

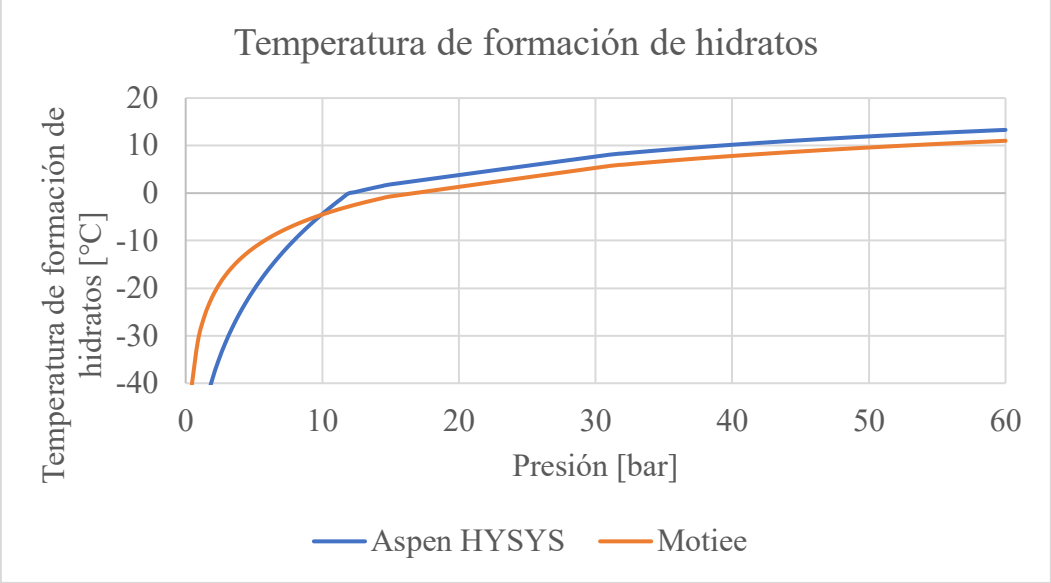


Figura 9: Curva de formación de hidratos

En la Figura 9 se puede ver que el modelo de Motiee presenta pocas diferencias respecto a los resultados entregados por Aspen HYSYS entregando una temperatura de formación de hidratos con una diferencia de -1,5°C respecto al software. Sin embargo, se puede observar que a bajas presiones el modelo pierde su capacidad predictiva, esto debido a que la formación de hidratos como ya se ha mencionado, está favorecida a bajas temperaturas, pero a altas presiones, por lo tanto, a medida que la presión se reduce, la hace también la formación de hidratos y por ende, el modelo pierde capacidad predictiva.

Cabe señalar que, en condiciones normales de operación, la composición del gas y su gravedad específica presentan variaciones relativamente pequeñas a lo largo del tiempo. Asimismo, es importante no perder de vista el objetivo de este trabajo, que consiste en evaluar la factibilidad técnica de implementar turboexpansores para recuperar la energía disponible durante la expansión del gas, y no en desarrollar un modelo detallado de predicción de hidratos. En este contexto, la temperatura de formación obtenida mediante el modelo no debe interpretarse como el límite exacto al que puede enfriarse el gas después de la expansión.

En la industria es habitual operar con un margen de seguridad respecto de la curva de equilibrio de hidratos, con el fin de considerar las incertidumbres asociadas a la composición del gas, las condiciones de operación, la precisión de los modelos termodinámicos y la respuesta de los sistemas de control. Si bien en la literatura no existe un método único para establecer el margen de seguridad, el GPSA Engineering Data Book recomienda por ejemplo operar entre 3 y 8°C

por sobre la temperatura de formación de hidratos, por otra parte, páginas técnicas como MidstreamCalculator sugieren trabajar con >10°F (5,56°C) por sobre la temperatura de formación (MidstreamCalculator, s.f.), mientras que el libro "*Natural Gas Hidrates: A Guide for Engineers"* menciona que un factor de seguridad de 3° C se utiliza como referencia en la industria (Carroll, 2014). En consecuencia, en este estudio se adopta un margen de 3 °C sobre la temperatura de formación de hidratos estimada por el modelo, valor que permite evitar la operación cercana a la condición de equilibrio sin afectar significativamente el potencial de recuperación energética.

2.2.2. Variabilidad en el caudal

A lo revisado anteriormente se suma una dificultad adicional que no está presente en un análisis puramente termodinámico de diseño: la demanda de gas natural en una red de distribución no es constante, sino que varía de forma horaria, diaria y estacional en función de los patrones de consumo de los usuarios finales. Esta variabilidad del caudal implica que el turboexpansor no operará en un punto de diseño fijo, sino que deberá enfrentar un espectro amplio de condiciones de flujo, presión y temperatura de entrada, lo que introduce dificultades tanto para el control del equipo como para el mantenimiento de las condiciones de salida dentro de rangos operacionalmente aceptables. En la literatura se reportan caídas del 30% en la eficiencia para cambios del 5% en el caudal (Mehdi Taleshian Jelodar H. R., 2013) e incluso se han registrado casos donde ante una caída del 23% del caudal nominal del turboexpansor este ha detenido su recuperación energética (Y. Louvet, 2024).

No obstante, existen medidas para tratar de mantener la eficiencia de los turboexpansores. La principal medida es la implementación de tuboexpansores con toberas y álabes variables. Este tipo de turboexpansores utiliza aire comprimido para cambiar el ángulo de entrada de dichas piezas, permitiendo ajustarse según haya mayor o menor caudal (Mehdi Taleshian Jelodar H. R., 2013) y se han reportado casos donde la implementación de estos sistemas mejora hasta en un 40% la eficiencia en comparación a turboexpansores con toberas y álabes fijos (Had24).

Sin embargo, los turboexpansores anteriores al tener partes móviles son más caros y propensos a fallas (Boyun Guo, 2005) por lo que la alternativa más utilizada es operar a un caudal menor que el caudal máximo de la estación de regulación, pero asegurando que este sea constante, así se establece un flujo base que se mantenga constante y se desvían las fluctuaciones por la válvula de expansión (Ebrahim Khalili Ardali, 2009). Si bien esto implica que no se aprovecha todo el potencial de recuperación energética, se asegura que la potencia entregada será constante y se asegura un trabajo constante para el turboexpansor.

2.3. Evaluación del precalentamiento

La utilización de un sistema de precalentamiento es la alternativa más viable para evitar la formación de hidratos ya que el uso de inhibidores no solo implica invertir en la compra de inhibidores como tal, sino que también en toda la infraestructura asociada para su dosificación

y recuperación. Estos equipos, que incluyen torres de destilación o absorción dependiendo del inhibidor, no solo representan un mayor costo inicial de inversión, sino que también un mayor costo de mantenimiento, ya que se debe de asegurar que la composición del gas no cambie respecto a su estado anterior a los inhibidores, por lo que mantener un funcionamiento correcto y de alta eficiencia para estos equipos implica asegurar mantenciones periódicas, las que a su vez aumentan los costos de operación y tiempo en detención de la planta (Arthur Kidnay, 2006).

Al momento de elegir el tipo de precalentamiento para un sistema hay que considerar el entorno en el que este se planea instalar. Chile tiene un enorme potencial de producción de energías renovables, por ejemplo, en el norte del país donde hay un gran potencial de producción de energía solar; en la Región del Ñuble y Bío Bío donde existen grandes hidroeléctricas y parques solares; y finalmente en la Región de Magallanes, característica por su potencial de producción eólica. Es importante mencionar que además, a lo largo de Chile, existen importantes termoeléctricas cercanas a las zonas de recepción del gas natural, por lo que también se vuelve interesante evaluar el uso de energía residual de gases de combustión, u otros fluidos a altas temperaturas.

No obstante, antes de evaluar el tipo de precalentamiento a utilizar es necesario estimar la potencia de precalentamiento requerida. Con esta potencia, se puede evaluar diferentes tipos de precalentamiento incluso implementando sistemas híbridos como los descritos por la literatura.

Para evaluar la potencia requerida en la etapa de precalentamiento se debe de considerar que si se está precalentando es porque existe el riesgo de formación de hidratos luego de la expansión del gas, por lo tanto, el primer paso es calcular la temperatura de salida del gas en el turboexpansor con la metodología ya explicada en el capítulo anterior.

Una vez calculada la temperatura a la salida del turboexpansor, se debe de verificar el riesgo de formación de hidratos, para lo cual se emplea el modelo empírico que permite calcular para la presión de salida del turboexpansor (que se mantendrá fija) la temperatura a la cual podría haber formación de hidratos. Es importante recordar que a la temperatura entregada por el modelo, se debe de aplicar el factor de seguridad de 3 °C, por lo tanto, si la temperatura de salida del gas luego de la expansión es menor a la temperatura entregada por el modelo empírico junto a su factor de seguridad de 3 °C, se concluye que existe una alta probabilidad de formación de hidratos y se concluye que se hace necesaria la instalación de un precalentamiento.

No obstante, surge un nuevo problema, calcular la temperatura a la cual se debería de precalentar el gas para que luego de su expansión, este salga a una temperatura que no favorezca la formación de hidratos. Este cálculo si bien a primera vista parece algo totalmente nuevo, es un cálculo similar al que se utiliza para poder calcular la temperatura de salida del gas sin el sistema de precalentamiento.

Antes de definir la ruta de cálculo conviene visualizar el nuevo sistema (con precalentamiento):

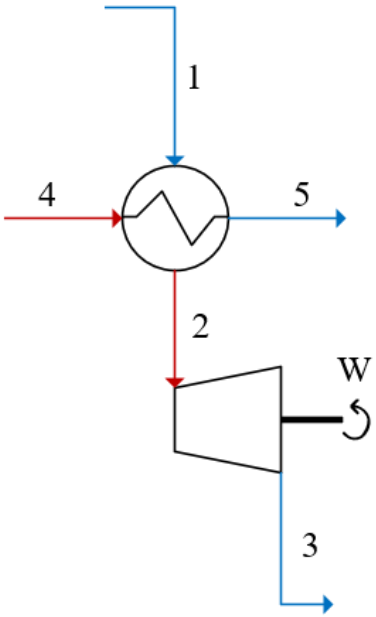


Figura 10: Sistema de turboexpansor con precalentador

Donde las corrientes de color rojo son corrientes con alta temperatura tales como la corriente 4 que corresponde a un servicio (puede ser vapor, electricidad, gases de chimenea, etc) y la corriente 2 que corresponde al gas ya precalentado, mientras que las corrientes de color azul corresponden a corrientes de baja temperatura.

A diferencia del escenario sin precalentamiento, en este caso la temperatura de salida del turboexpansor no es una incógnita, sino un valor conocido. Esta temperatura, denominada de ahora en adelante temperatura objetivo de salida, se obtiene a partir del modelo empírico de formación de hidratos descrito anteriormente, al cual se le adiciona un margen de seguridad de 3 °C recomendado por la literatura (Carroll, 2014). Por lo tanto, el problema consiste en determinar cuál debe ser la temperatura de entrada al turboexpansor para que, luego de la expansión, el gas alcance exactamente dicha temperatura objetivo.

Si bien el procedimiento emplea las mismas ecuaciones termodinámicas desarrolladas para el escenario sin precalentamiento, su resolución requiere una doble iteración. La iteración externa busca determinar la temperatura de entrada al turboexpansor, mientras que la iteración interna corresponde al algoritmo ya desarrollado para el escenario sin precalentamiento.

En la iteración externa se supone inicialmente una temperatura de entrada al turboexpansor. Este valor es utilizado como dato de entrada para la iteración interna, la cual resuelve completamente el proceso de expansión mediante la ecuación de estado de Peng-Robinson. Como resultado de este cálculo se obtiene una temperatura real de salida, es decir, la temperatura que efectivamente alcanzaría el gas después de la expansión considerando las propiedades termodinámicas de la mezcla y la eficiencia de la turbina.

En este punto es importante distinguir entre ambas temperaturas. La temperatura objetivo de salida corresponde al valor impuesto por el modelo empírico y permanece constante durante todo el proceso de cálculo. En cambio, la temperatura real de salida es el resultado del modelo termodinámico y depende directamente de la temperatura de entrada que se haya supuesto. En consecuencia, cada vez que la iteración externa modifica la temperatura de entrada, la iteración interna calcula una nueva temperatura real de salida.

El criterio de convergencia consiste precisamente en comparar ambas temperaturas. Si la temperatura real de salida es distinta de la temperatura objetivo, la iteración externa ajusta la temperatura de entrada y ejecuta nuevamente el algoritmo interno. Este procedimiento se repite hasta que la diferencia entre ambas temperaturas sea menor que la tolerancia establecida. En otras palabras, el algoritmo busca la temperatura de entrada al turboexpansor que permita que la temperatura real obtenida mediante el modelo termodinámico coincida con la temperatura objetivo definida por el modelo empírico.

Para garantizar una convergencia rápida y estable, es fundamental definir adecuadamente el intervalo inicial de búsqueda de la iteración externa. Se sabe que la temperatura objetivo constituye necesariamente el límite inferior, ya que la temperatura de entrada al turboexpansor siempre debe ser superior a la temperatura de salida. Asimismo, la literatura indica que el incremento de temperatura requerido mediante precalentamiento rara vez supera los 85 °C. Por esta razón, el algoritmo define como intervalo inicial la temperatura objetivo y esa misma temperatura incrementada en 85 °C. En lugar de aumentar gradualmente la temperatura de entrada, el algoritmo aplica el método de bisección (divide repetidamente un intervalo a la mitad y selecciona el subintervalo donde la función cambia de signo, garantizando la aproximación de la raíz. Es un método cerrado y requiere evaluar valores iniciales [a, b]), evaluando sucesivamente el punto medio del intervalo y descartando en cada iteración la mitad que no contiene la solución. De este modo, el intervalo de búsqueda se reduce progresivamente hasta encontrar la temperatura de entrada que produce una temperatura real de salida igual a la temperatura objetivo dentro de la tolerancia especificada.

Una vez definida la temperatura a la cual se debe de precalentar el gas, es importante encontrar la potencia requerida para realizar dicho precalentamiento. Para esto, se pueden aprovechar las propiedades termodinámicas ya calculadas en el algoritmo, específicamente la entalpía. Para esto, se debe de hacer un balance de energía en el equipo precalentador. Para el sistema de la Figura 10 sería:

$$W_{HE}[W] = F\left[\frac{mol}{h}\right] * \left(H(T_2, P_2) - H(T_1, P_1)\right)\left[\frac{J}{mol}\right] * \frac{1}{3600}\left[\frac{h}{s}\right] \qquad \text{Ec. 46}$$

No obstante, este cálculo considera una eficiencia del 100 % para el sistema de precalentamiento, es decir, supone que no existen pérdidas de calor. Por lo tanto, corresponde a un escenario ideal que no representa las condiciones reales de operación. En este contexto, resulta necesario definir el sistema de precalentamiento que será considerado en el análisis. Si

bien en el apartado de antecedentes se describieron distintos tipos de sistemas de precalentamiento, este estudio asumirá el uso de un calentador indirecto de agua, utilizando como combustible el mismo gas natural transportado por el gasoducto. La selección de este sistema se fundamenta principalmente en su menor costo de inversión inicial, una menor tasa de fallas mecánicas asociadas al sobrecalentamiento y una mayor estabilidad operacional en comparación con otras alternativas (A. Arabkoohsar, 2015).

Los sistemas de calentamiento indirecto mediante baños de agua pueden alcanzar eficiencias globales cercanas al 90 % en equipos modernos que cuentan con un alto nivel de aislamiento térmico y utilizan fluidos de trabajo, como soluciones de agua con un 50 % de etilenglicol (Gas Processors Suppliers Association, 2004). No obstante, con el objetivo de adoptar un supuesto más conservador este estudio considerará una eficiencia global del 80 % para el sistema de precalentamiento.

Además de sus características de eficiencia y estabilidad operacional, los calentadores indirectos de baño de agua presentan ventajas relevantes desde el punto de vista de la seguridad. En este tipo de sistema, el gas natural no se encuentra expuesto directamente a una fuente de combustión, sino que el calor se transfiere de manera indirecta mediante el fluido de calentamiento. Esto reduce el riesgo asociado a fugas de gas en comparación con sistemas de calentamiento directo, en los cuales el gas circula por tubos expuestos a una fuente de fuego. Esta consideración adquiere especial relevancia en el presente estudio, debido a que las estaciones de regulación de presión de gas natural pueden encontrarse próximas a zonas urbanas, donde una eventual fuga e ignición podría tener consecuencias de mayor magnitud. Por esta razón, el calentador indirecto de baño de agua se considera una alternativa adecuada no solo por sus características económicas y operacionales, sino también por su mayor seguridad para este tipo de aplicación.

2.4. Uso de filtros coalescentes y tambores “Knock-out”

Si bien el uso de un sistema de precalentamiento es descrito por la literatura como el método más utilizado para evitar la formación de hidratos, existe un segundo método para evitar la formación de estos compuestos, el cual no requiere de energía de precalentamiento por lo que toda la energía recuperada podría ser inyectada a la red; sin embargo, es un método mucho más sensible a cambios en la composición del gas y específicamente a su cantidad de agua, por lo que en casos donde esta componente presente alta variabilidad existe un alto riesgo de fallas debido a hidratos en el sistema.

Los filtros coalescentes, son filtros diseñados para atrapar ciertas partículas mediante un sistema de mallas de tamaño micrométrico que pueden llegar hasta los 0,75 [µm], que atrapan el 99,99999% de pequeñas partículas de hasta 0,01 [µm] de un determinado compuesto, las aglomeran por el principio de coalescencia (proceso por el cual las moléculas de un fluido se juntan para formar un todo mayor) y las eliminan por el efecto de la gravedad (J.D Seader, 2010). Estos filtros son utilizados en diversos tipos de industrias con el fin de separar gotas e

incluso sólidos microscópicos de corrientes de gas, presentan la ventaja que como funcionan por gravedad, el filtro se va regenerando de manera automática al caer el líquido por gravedad, no obstante, estos filtros son bastante sensibles a la cantidad y tamaño de partículas a filtrar, por lo que pequeñas variaciones que impliquen operar fuera de sus características de diseño, puede provocar tapones en los filtros y provocar fallas en el proceso (J.D Seader, 2010). En la actualidad existe una amplia gana de condiciones de operación para estos filtros, existiendo filtros que funcionan bajo presiones de hasta 1000 [bar] y temperaturas desde los -200°C presentando bajas caídas de presión del orden de milibares, hasta máximo 1 [bar] (HYDAC, 2024)

Adicionalmente a la instalación de filtros aguas arriba al turboexpansor, existe un último equipo que se coloca inmediatamente después del expansor, un tambor tipo "*knock-out*". Este equipo permite separar líquidos e incluso pequeños sólidos de una corriente de gas para proteger equipos o separar corrientes de interés. Están compuestos por una carcaza que cuenta con deflectores o placas de impacto, destinados a reducir considerablemente la velocidad del gas y así permitir que los líquidos más densos que el gas se depositen en la parte inferior del separador, entregando una corriente en estado gaseoso puro (Sungov Engineering, 2023).

La utilización de estos equipos responde a un supuesto sumamente clave e importante en todo el desarrollo de este trabajo: La deshidratación del gas. Si bien el gas antes de ser inyectado al sistema de transporte es deshidratado eliminando hasta el 99% de sus moléculas de agua, existe la posibilidad de que el gas luego de su deshidratación aún contenga trazas de humedad que pueden provocar la eventual formación de hidratos (Arthur Kidnay, 2006). La implementación de estos filtros antes del turboexpansor y además ubicar un tambor "*knock-out*" inmediatamente a la salida de la etapa de expansión, no buscan evitar la formación de hidratos, sino prevenir su formación en el caso de los filtros (extrayendo gotas de agua que participan en este proceso) y en el caso del tambor, retirarlos del gasoducto lo más rápido posible en caso de formación, para así evitar tapones y evitar problemas aguas abajo.

Es importante destacar que la formación de hidratos es un proceso extremadamente rápido a nivel molecular, del orden de los nanosegundo, no obstante, su aglomeración (en palabras más simples la formación de un tapón de tamaño considerable) es un proceso altamente desfavorecido por las bajas velocidades del transporte de masa, además, la formación de una película inicial de hidrato en la interfaz agua-gas actúa como una barrera física que dificulta el transporte de moléculas entre ambas fases, limitando así el crecimiento posterior del hidrato (Kvamme, 2021). Es por esto que el tambor permitiría disminuir considerablemente la velocidad de formación, y además considerando la extracción constante de la fase líquida condensada, permitiría evitar la formación de hidratos aguas abajo, protegiendo así el gasoducto. Sin embargo, la utilización de este sistema depende de la cantidad de agua que haya en el gas, ya que si existe agua sobre el punto de saturación o si la cantidad de agua varía considerablemente según época del año, las dimensiones, características y parámetros de operación tanto del filtro como del tambor podrían cambiar significativamente, haciendo el sistema extremadamente

sensible a la cantidad de agua disuelta en el gas (J.D Seader, 2010). Este estudio no dispone de un valor aproximado de la cantidad de agua disuelta en el gas distribuido por GasAndes, no obstante, de igual modo se evaluará la implementación de sistema a modo comparativo al sistema que utiliza un precalentamiento, ya que al no haber un consumo energético importante (como lo es el precalentamiento) se espera que la totalidad de la energía producida pueda ser inyectada a la red.

2.5. Valorización de corriente fría

La formación de hidratos, si bien constituye un riesgo operacional ampliamente documentado, representa además una de las principales limitaciones para el aprovechamiento energético de los procesos de expansión de gas natural. Para evitar su formación, es habitual recurrir al precalentamiento del gas antes de la expansión, lo que implica consumir parte de la energía que posteriormente podría recuperarse mediante el turboexpansor. En determinadas condiciones de operación, la energía requerida para el precalentamiento puede incluso superar la energía eléctrica generada por el sistema, reduciendo considerablemente su eficiencia e, incluso, anulando el beneficio energético esperado.

Este panorama sería sustancialmente distinto si el gas pudiera expandirse sin necesidad de ser precalentado, alcanzando temperaturas considerablemente menores y permitiendo convertir una mayor fracción de su energía disponible en trabajo útil. Desde esta perspectiva, la baja temperatura del gas a la salida del turboexpansor no debe interpretarse únicamente como una restricción operacional. Termodinámicamente, dicha disminución de temperatura representa una fuente de exergía térmica, es decir, un potencial de aprovechamiento energético que, en lugar de disiparse mediante un sistema de precalentamiento, podría emplearse como un servicio de refrigeración para otros procesos industriales. En consecuencia, la corriente fría generada por el turboexpansor puede considerarse un subproducto con potencial de valorización energética.

No obstante, el aprovechamiento de esta corriente se encuentra condicionado por dos restricciones fundamentales: la formación de hidratos y la temperatura mínima admisible para la infraestructura de transporte. En Chile, el Decreto Supremo N.º 280, que aprueba el Reglamento de Seguridad para el Transporte y Distribución de Gas de Red, establece que las instalaciones deben diseñarse y operar de acuerdo con la norma ASME B.31.8 (Ministerio de Economía, Fomento y Turismo, 2010). Esta norma exige que la temperatura mínima de operación sea compatible con la temperatura mínima de diseño de los materiales utilizados en la tubería y sus accesorios. En los gasoductos construidos con aceros al carbono convencionales, este límite suele situarse en torno a los −29 °C, debido a que por debajo de dicha temperatura aumenta significativamente la susceptibilidad a la fractura frágil (American Society of Mechanical Engineers, 2022). En consecuencia, cualquier estrategia destinada a aprovechar la energía fría del gas debe respetar este límite metalúrgico.

Por otra parte, es importante repetir que los hidratos únicamente pueden formarse cuando existe agua disponible en el sistema. Por esta razón, una de las primeras medidas implementadas en la industria consiste en deshidratar el gas antes de su transporte mediante unidades de glicol o tamices moleculares. Sin embargo, aun después de la deshidratación pueden permanecer pequeñas cantidades de agua residual suficientes para favorecer la formación de hidratos bajo condiciones de alta presión y baja temperatura. En consecuencia, el riesgo no desaparece completamente y deben adoptarse medidas adicionales para prevenir su formación tales como la implementación de los ya mencionados filtros coalescentes o tambores tipo "*knock-out*".

2.6. Análisis de sistemas en serie y paralelo

Tanto las configuraciones en serie como en paralelo tienen sus ventajas y desventajas. Por una parte, los sistemas en serie permiten dividir la caída de presión total lo cual significa que también pueden dividir el salto térmico total, permitiendo así que el gas sea precalentado a temperaturas mucho más bajas en comparación al salto térmico de un solo turboexpansor (Davide Borelli, 2018). Esto facilita el uso de energías renovables, que usualmente con rangos de temperatura menores a equipos de combustión directa, por ejemplo, reduciendo así la dependencia energética externa para precalentar el gas (Davide Borelli, 2018). No obstante, estos sistemas requieren un gran salto de presión para aprovechar las diferentes etapas, más cantidad de equipos (múltiples turboexpansores, intercambiadores de calor y tuberías) y son muy sensibles a cambios en la temperatura, presión y caudal a la entrada del sistema (Davide Borelli, 2018), además en caso de fallas obligan a detener el proceso completo, deteniendo por completo la recuperación energética.

Por otra parte, los sistemas en paralelo son mucho más implementados en la industria, existiendo la opción de implementar múltiples turboexpansores en paralelo entre sí e incluso en paralelo con válvulas de expansión (Clifford Howard, 2011). Este tipo de sistemas en caso de fallas aseguran la continuidad del flujo de gas ya que en caso de fallar uno o más turboexpansores, el gas se expande mediante la válvula de expansión que está parcial o completamente cerrada cuando los turboexpansores operan a máxima capacidad (Clifford Howard, 2011). Además, la implementación de turbinas de diferentes tamaños en paralelo permite ser más flexible ante cambios de caudales, por ejemplo, al instalar un turboexpansor grande y uno pequeño, permite operar ambos en invierno donde el flujo de gas es mayor, mientras que cuando se reduce en verano se puede operar uno solo dependiendo del caudal de gas (Hadidi, 2024).

2.7. Resultados técnicos

A continuación, se presentan los principales resultados respectivos a las condiciones de operación obtenidos para la estación reguladora en San Bernardo como la Empresa A:

Tabla 2: Condiciones iniciales de cada sistema

Caso base						
Lugar	Año	Flujo	Presión			Temperatura inicial
		[Sm^3/h]	Inicial [bar]	Final [bar]	P_i/P_f	[°C]
Empresa A	2023	78.933	73	29	2,5	35,2
Empresa A	2024	62.456	74	30	2,5	34,0
Empresa A	2025	61.255	73	30	2,4	36,3
GasAndes (Primaria)	2025	237.184	66	35	1,9	36,3
GasAndes (Secundaria)	2025	237.184	35	4	8,6	36,3[(1)]

[(1)]Esta temperatura considera que la temperatura de la reducción secundaria es igual a la temperatura a la cual fluye el gas por el gasoducto de GasAndes

Tabla 3: Resultados sistemas sin precalentamiento

Caso base		Sin precalentamiento		
Lugar	Año	Potencia entregada por turboexpansor		Temperatura final
		MW	kWh	[°C]
Empresa A	2023	5.766	1.244	-13
Empresa A	2024	3.903	997	-12
Empresa A	2025	4.936	951	-10
GasAndes (Primaria)	2025	24.278	2.771	-2
GasAndes (Secundaria)	2025	73.479	8.388	-66[(2)]

Tabla 4: Resultados sistemas con precalentamiento

Caso base		Con precalentamiento								
Lugar	Año	Energía requerida para precalentar		Gas a quemar (precalentamiento)			Potencia entregada por turboexpansor		Temperatura [°C]	
									Intermedia	Final
		[MW/año]	[kWh]	[Sm^3/año]	[Sm^3/h]	%	[MW/año]	[kWh]		
Empresa A	2023	5.339	1.152	616.266	133	0,2	7.080	1.527	66	8
Empresa A	2024	3.276	837	378.060	97	0,2	4.740	1.211	67	8
Empresa A	2025	4.159	801	480.030	92	0,2	6.015	1.158	65	8
GasAndes (Primaria)	2025	15.428	1.761	1.780.726	203	0,1	25.935	2.961	50	12
GasAndes (Secundaria)	2025	62.123	7.092	5.736.196	655	0,3	88.545	10.108	85	-22

(2)Esta temperatura supera al límite operacional impuesto por la norma ASME B.31.8 definida por el Decreto N°280 "Aprueba reglamento de seguridad para el transporte y distribución de gas de red" del Ministerio De Economía, Fomento Y Turismo; Subsecretaría De Economía Y Empresas De Menor Tamaño que regula la construcción, diseño y operación de gasoductos en Chile (Ministerio de Economía, Fomento y Turismo, 2010)*, estableciendo -29 °C como límite máximo de operación* (American Society of Mechanical Engineers., 2022).

Los resultados técnicos muestran que, para todas las ubicaciones evaluadas y bajo ambos esquemas propuestos (con y sin precalentamiento), existe una producción energética considerable susceptible de ser inyectada a la red para generar beneficios económicos. En particular, para la reducción secundaria de GasAndes se observa que la energía requerida para precalentar el gas (62.123 [MW/año]) representa una fracción considerable (cercana al 70%) de la energía bruta producida por el turboexpansor (88.545 [MW/año]). Por el contrario, el sistema sin precalentamiento entrega una mayor cantidad de energía neta disponible para inyección, dado que virtualmente toda la energía generada por el turboexpansor queda disponible sin necesidad de destinar parte del gas a autoconsumo térmico.

Sin embargo, esta comparación energética entre la energía térmica requerida y la energía eléctrica producida no debe interpretarse como un balance directo, ya que corresponden a dos flujos económicos de naturaleza distinta. El precalentamiento no se realiza mediante un calentador eléctrico, sino a través de un sistema que calienta agua mediante la combustión de gas natural, agua que a su vez calienta el gas antes de su expansión; por lo tanto, el gas destinado a esta etapa constituye un costo (o un costo de oportunidad, en caso de que dicho gas pudiese comercializarse o inyectarse directamente a la red) y no una merma dentro del mismo balance energético del turboexpansor. En consecuencia, el hecho de que la energía térmica requerida supere a la energía eléctrica producida para la reducción secundaria de GasAndes no implica necesariamente la inviabilidad del sistema con precalentamiento, sino que plantea la necesidad de evaluar si resulta económicamente más conveniente quemar el gas requerido para el precalentamiento o, alternativamente, prescindir de esta etapa y comercializar únicamente la electricidad generada por el turboexpansor sin precalentamiento. Esta comparación, al depender del valor de mercado del gas natural quemado frente al precio de venta de la energía eléctrica producida, se aborda en detalle en el capítulo de análisis económico.

Resulta pertinente contrastar el consumo de gas destinado al precalentamiento con lo reportado en la literatura especializada. Los porcentajes obtenidos en este estudio de 0,2% para Empresa A en sus tres años evaluados, 0,1% para la reducción primaria de GasAndes y 0,3% para su reducción secundaria, se mantienen consistentemente por debajo del 1,5% del caudal total de la estación, valor que la literatura identifica como el límite superior habitual para este tipo de sistemas de precalentamiento en estaciones reguladoras de gas natural. Esta coincidencia respalda la validez de los supuestos termodinámicos empleados en el modelo y sugiere que,

incluso en el escenario más exigente evaluado (la reducción secundaria de GasAndes, con la mayor razón de expansión del estudio), el autoconsumo de gas se mantiene dentro de rangos operacionalmente razonables, aun cuando (como se discutió anteriormente) la energía térmica aportada compita en magnitud con una parte relevante de la energía eléctrica recuperada.

No obstante lo anterior, resulta interesante analizar la potencia producida por el turboexpansor en cada sistema. Dado que este estudio considera que el caudal en la reducción primaria de GasAndes es igual al de su reducción secundaria, es posible comparar ambos turboexpansores para un mismo caudal volumétrico, pero bajo condiciones distintas de presión y temperatura. De acuerdo con los resultados obtenidos, para un caudal fijo la variable que más influye en la potencia entregada por el turboexpansor no es la diferencia absoluta de presión, sino la razón entre la presión de entrada y la de salida. Si bien podría suponerse inicialmente que una mayor diferencia de presión implica necesariamente una mayor potencia producida, la expansión del gas depende fundamentalmente de esta razón, ya que representa cuánto se expande el gas respecto de su estado inicial.

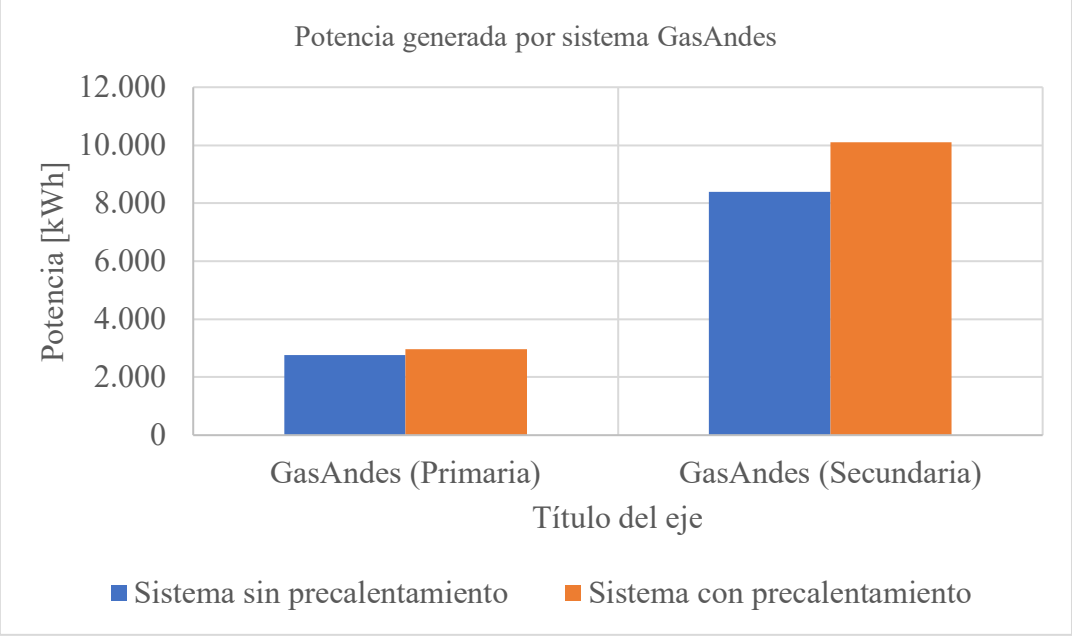


Figura 11: Potencia generada en sistema de GasAndes según razón de expansión

Esto se observa claramente en el caso de GasAndes. Ambas reducciones de presión presentan una caída de presión prácticamente idéntica, de aproximadamente 31 bar: la primera reducción ocurre desde 66 hasta 35 bar, mientras que la segunda ocurre desde 35 hasta 4 bar. A pesar de esta similitud en términos absolutos, las razones de presión son considerablemente distintas, tal como se aprecia en la Figura 7: en la primera reducción, la presión de entrada equivale a aproximadamente 1,9 veces la presión de salida, mientras que en la segunda esta razón alcanza aproximadamente 8,6. Este contraste es justamente lo que permite aislar el efecto de la razón de

expansión por sobre el de la caída de presión absoluta, ya que ambos casos comparten un ΔP casi idéntico pero producen resultados energéticos muy distintos.

Considerando el comportamiento termodinámico de los gases durante una expansión, es esperable que la potencia producida por el turboexpansor sea significativamente mayor en la reducción secundaria que en la primaria, ya que una mayor razón de expansión permite obtener una mayor variación de entalpía entre la entrada y la salida del equipo y, en consecuencia, una mayor cantidad de trabajo específico disponible para su conversión en energía mecánica y luego eléctrica. Esto explica por qué la reducción secundaria de GasAndes presenta sistemáticamente la mayor potencia entre todos los escenarios evaluados (Figura 12), lo que indica que este tipo de configuración (reducciones de presión con alta razón de expansión, incluso a caudales moderados) presenta el mayor potencial de recuperación energética del conjunto de casos estudiados.

Cabe señalar, sin embargo, que esta misma razón de expansión que favorece una mayor recuperación energética es también la que exige una mayor inyección de energía en la etapa de precalentamiento, ya que a mayor expansión, menor es la temperatura de salida del gas y, por lo tanto, mayor es el requerimiento térmico para mantenerlo dentro de los límites operacionales seguros. Este comportamiento genera, como se detalla más adelante, un choque entre ambos objetivos, maximizar la recuperación energética y minimizar el consumo de gas para precalentamiento, que resulta especialmente relevante en configuraciones de alta razón de expansión como la reducción secundaria de GasAndes.

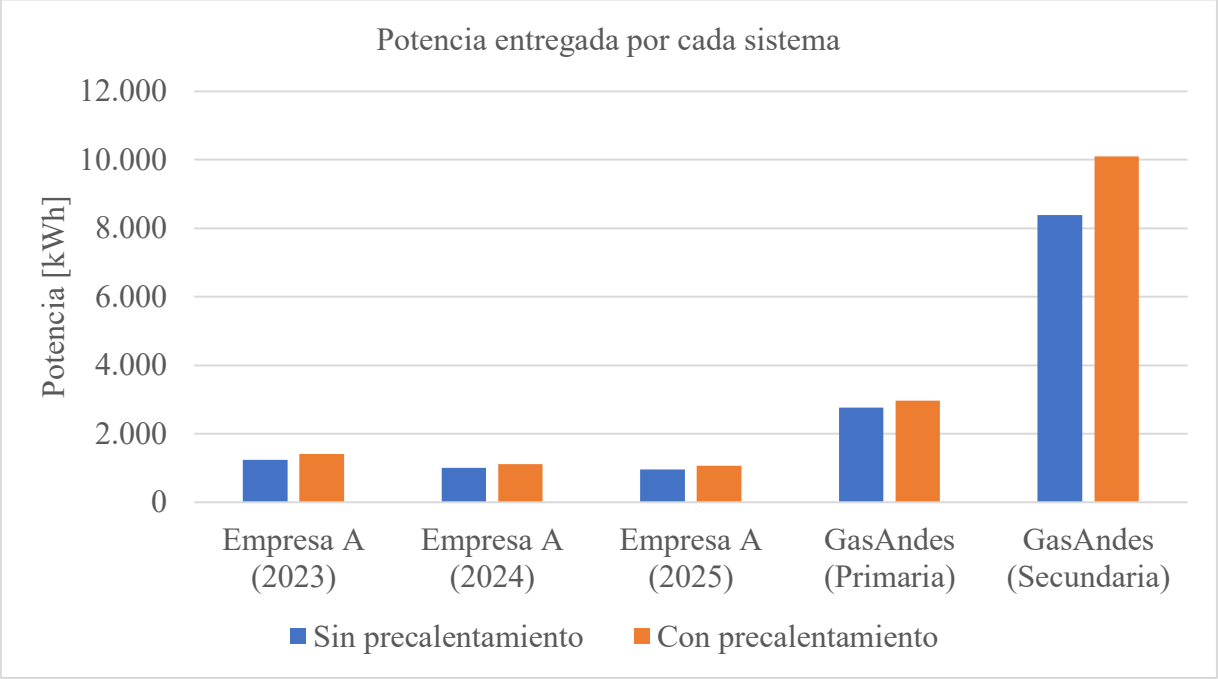


Figura 12: Potencia entregada por cada sistema

De la Figura 12 se desprende un segundo resultado relevante. Podría suponerse que el sistema con precalentamiento produciría una cantidad de energía considerablemente mayor que el sistema sin precalentamiento, dado que elevar la temperatura del gas incrementa su entalpía y, por lo tanto, su potencial de recuperación energética. Si bien el sistema con precalentamiento efectivamente produce más energía, la diferencia entre ambos esquemas resulta comparativamente moderada frente a la magnitud total de energía involucrada. Esto sugiere que la variable dominante en este tipo de procesos sigue siendo la razón de presión, y que el control de temperatura opera principalmente como una herramienta para asegurar condiciones seguras de operación, evitando temperaturas de salida excesivamente bajas o la formación de hidratos, más que como un mecanismo para maximizar el potencial de recuperación energética del sistema.

Un segundo aspecto crítico, tan relevante como la potencia generada, es la temperatura de salida del gas tras la expansión: al igual que ocurre con la potencia, mientras mayor es la razón entre las presiones de entrada y salida, mayor es el enfriamiento del gas, puesto que el turboexpansor dispone de una mayor cantidad de energía para recuperar. Esto impone un límite operacional que no proviene de los filtros, tambores knock-out o del turboexpansor propiamente tal (hay equipos que hoy operan en rangos amplios de temperatura), sino del gasoducto como tal. La norma ASME B.31.8 fija en -29°C el límite inferior de temperatura para el gas que circula por gasoductos; por debajo de este valor comienza a incrementarse el riesgo de fatiga del material, favoreciendo la aparición de fugas, grietas e incluso fallas catastróficas. En el caso de GasAndes, la expansión secundaria entrega una temperatura de salida de -66°C, muy por debajo del límite normativo, lo que evidencia que, aunque el sistema sin precalentamiento produce la mayor cantidad de energía neta del estudio, dicho beneficio no puede materializarse sin incorporar necesariamente un sistema de precalentamiento o un mecanismo equivalente de recuperación térmica aguas abajo, junto con un factor de seguridad operacional adecuado.

Este resultado, sin embargo, abre una segunda línea de análisis igualmente relevante: la relación entre presión de operación y riesgo de formación de hidratos. Como se ha discutido en este trabajo, la formación de hidratos se ve favorecida por condiciones de alta presión; por lo tanto, implementar turboexpansores en sistemas de baja presión (bajo 5 bar) no solo permite una mayor recuperación energética en función de la presión de origen del gas, sino que además reduce el riesgo de formación de hidratos, lo que a su vez podría traducirse en una disminución del CAPEX asociado a equipos de protección anti-hidratos y en un mayor beneficio económico neto del proyecto.

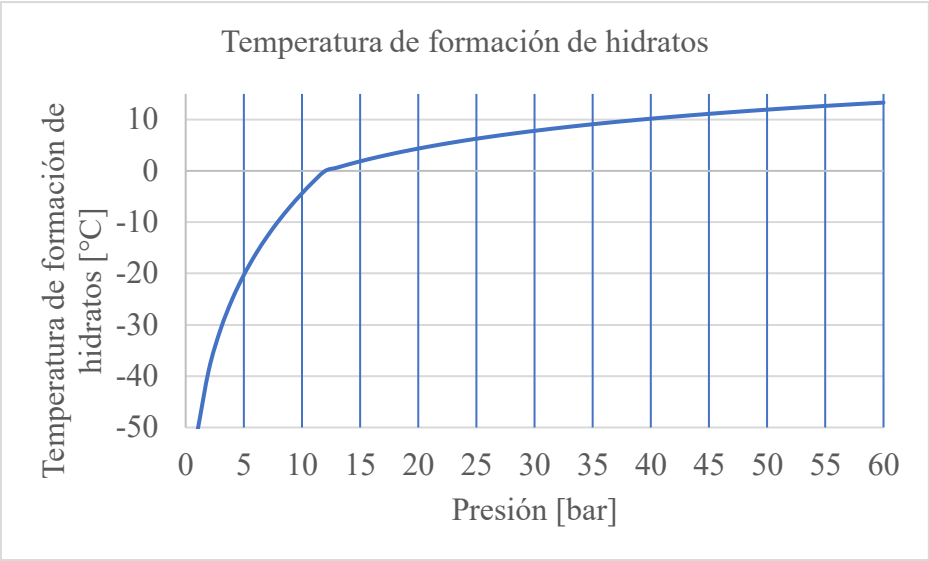


Figura 13: Temperatura de formación de hidratos para sistema de GasAndes

Este gráfico muestra cómo varía la temperatura de formación de hidratos para la composición específica de GasAndes en función de la presión de salida. Se observa que, desde aproximadamente 12 bar, la temperatura de formación de hidratos se ubica en torno a los 0°C y aumenta lentamente al incrementarse la presión. El comportamiento más interesante ocurre bajo los 12 bar, donde la temperatura de formación comienza a descender rápidamente a medida que disminuye la presión. Esto constituye una ventaja considerable para los sistemas de reducción secundaria como el de GasAndes: al expandir el gas hacia presiones moderadas-bajas, se reduce sustancialmente el desplazamiento termodinámico hacia la zona de formación de hidratos, y la restricción operacional deja de estar determinada por el riesgo de hidratos para pasar a depender únicamente del límite de temperatura impuesto por el material del gasoducto.

Cabe destacar que la corriente extremadamente fría obtenida tras la expansión, lejos de constituir únicamente un problema operacional, puede representar en sí misma una fuente adicional de valor económico si se aprovecha como corriente de servicio de enfriamiento. En procesos criogénicos, de separación de aire o en cualquier aplicación industrial que requiera una corriente refrigerante de alta capacidad, este flujo podría emplearse para enfriar un fluido externo, recibiendo a cambio energía térmica que elevaría su temperatura (potencialmente hasta superar el límite operacional del gasoducto) y permitiendo su reingreso seguro a la red. Esta alternativa resulta particularmente atractiva para el caso de reducciones secundarias de alta razón de expansión, precisamente porque son las que generan las corrientes más frías y, por tanto, las de mayor potencial de intercambio térmico.

Finalmente, un factor de diseño con incidencia directa sobre el balance energético del sistema es la eficiencia isentrópica del turboexpansor, considerada constante e igual a 75% en este estudio. Como es esperable, variaciones en este parámetro generan cambios considerables en el comportamiento del sistema: un aumento de la eficiencia isentrópica incrementa la energía

producida por el equipo, ya que este recupera una mayor fracción de la energía disponible en la expansión. Sin embargo, este mismo efecto conlleva una desventaja que resulta contraintuitiva a primera vista: al extraer una mayor cantidad de energía del gas, el turboexpansor entrega una corriente de salida a menor temperatura, lo que a su vez incrementa la energía requerida en la etapa de precalentamiento para evitar la zona de formación de hidratos. La Figura 14 ilustra este comportamiento para el caso de Empresa A: a medida que aumenta la eficiencia isentrópica, crece tanto la potencia producida como la energía requerida para precalentamiento. Este patrón se repite de forma consistente en todos los sistemas evaluados, dado que responde a un principio termodinámico general: toda mejora en la capacidad de recuperación energética del turboexpansor reduce necesariamente la temperatura de salida del gas, generando una mayor exigencia térmica aguas arriba. En términos de diseño, esto implica que la selección de un turboexpansor de alta eficiencia no debe evaluarse únicamente en función de la potencia máxima alcanzable, sino considerando el costo energético adicional que dicha eficiencia impone sobre el sistema de precalentamiento, especialmente en configuraciones de alta razón de expansión como la reducción secundaria de GasAndes.

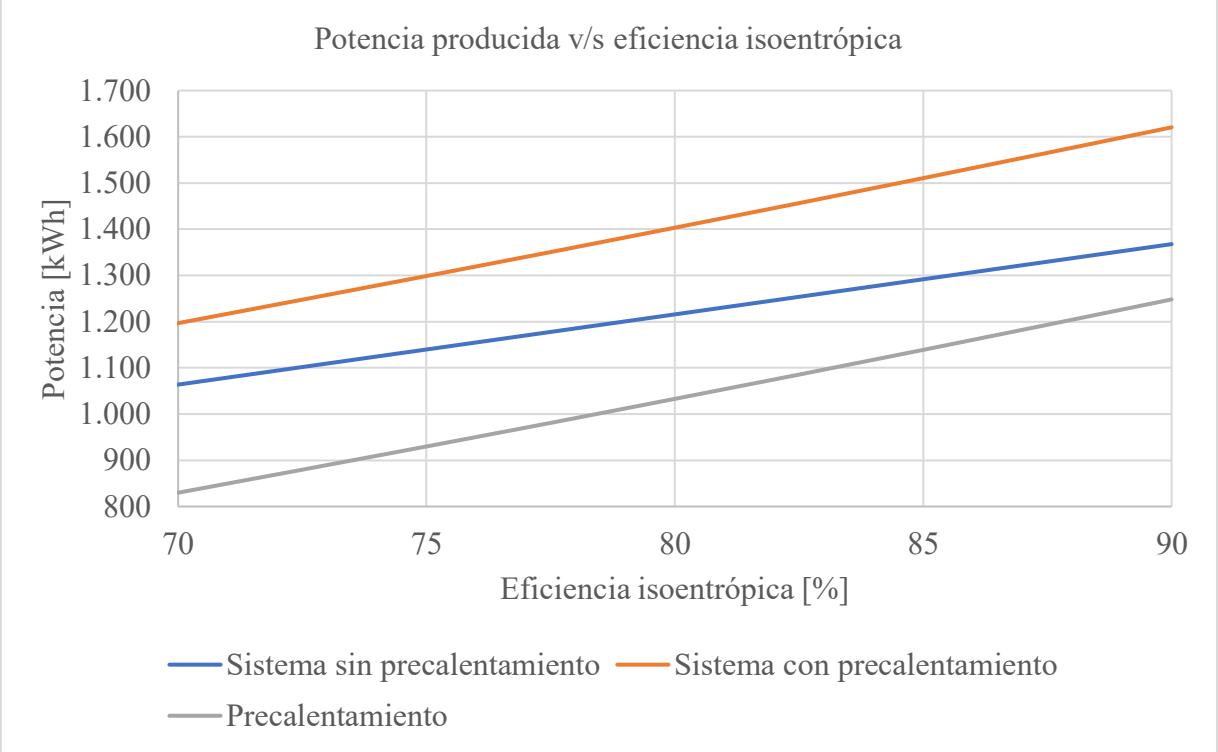


Figura 14: Efecto de la eficiencia isoentrópica del turboexpansor para la Empresa A

3. Análisis económico

3.1. Mercado actual de los turboexpansores

El mercado global de los turboexpansores experimenta actualmente un crecimiento sostenido impulsado por la creciente demanda de tecnologías orientadas a la transición energética, la mejora de la eficiencia energética y la descarbonización de los procesos industriales. Entre los principales factores que impulsan este crecimiento destacan la expansión de la infraestructura de gas natural licuado (GNL), el desarrollo de plantas criogénicas para separación de aire y producción de hidrógeno, así como la implementación de sistemas de recuperación de energía en procesos de reducción de presión de gases, particularmente en la industria del gas natural.

De acuerdo con las proyecciones de distintas consultoras especializadas el tamaño del mercado presenta variaciones en función de la definición utilizada. Algunas consultoras estiman un volumen cercano a los USD 400 millones para el mercado específico de turboexpansores (IMARC Group, 2026), otras sitúan el mercado en torno a los USD 940 millones al considerar una definición más amplia que incorpora el conjunto del turboexpansor y su equipo directamente acoplado como compresores o generadores (Mordor Intelligence, 2026), mientras que otras consultoras analizan una definición ya mucho más global que implica aplicaciones industriales asociadas a procesos criogénicos, separación de aire, producción de hidrógeno y otras tecnologías de expansión de gases (Fact.MR, 2026).

A pesar de estas diferencias metodológicas, existe consenso en que el mercado mantendrá una tasa de crecimiento anual compuesta (CAGR) de entre 5,4 % (Fact.MR, 2026) y 6,9 % (Mordor Intelligence, 2026) durante el período 2031-2036, impulsada por políticas de descarbonización, la expansión de la infraestructura de LNG, el desarrollo de procesos criogénicos y la creciente implementación de tecnologías de recuperación de energía en sistemas de reducción de presión.

El conjunto turboexpansor-compresor representa la configuración predominante con una participación entre el 53% y 60% del mercado (Fact.MR, 2026), dado que el trabajo mecánico extraído en la expansión se utiliza directamente para la re-compresión dentro del mismo proceso. No obstante, los turboexpansores acoplados a un generador eléctrico constituyen la categoría de mayor expansión proyectada, con un CAGR del 7,6% (Mordor Intelligence, 2026), siendo el pilar tecnológico para proyectos dedicados a la transformación de caída de presión en energía eléctrica.

En relación con los sectores de aplicación, el procesamiento tradicional de gas natural continúa liderando los ingresos globales del mercado con una participación de entre el 41,4% (Mordor Intelligence, 2026) y 55% (Future Market Insights, 2026). La licuación del gas natural por su parte retiene cerca del 30% de los equipos de mayor potencia, impulsada por cada vez más instalaciones de este tipo a nivel internacional añadirán casi 300 mil millones de m^3 anuales para el año 2030 (Mordor Intelligence, 2026). El segmento de unidades de separación de aire (ASU) e industrias químicas captura aproximadamente un 20% de las entregas globales de

equipos para la producción criogénica de gases industriales (Mordor Intelligence, 2026) mientras que la aplicación específica de recuperación de energía por despresurización (el foco de este trabajo) y eficiencia térmica, aunque con un menor en volumen histórico se ha consolidado como un vector de alto crecimiento principalmente debido a los diferentes planes de descarbonización de la matriz energética.

La distribución geográfica de este mercado se encuentra distribuida principalmente en 3 grandes regiones. La región de Asia-Pacífico lidera la cuota de mercado global con una participación de entre 32,8% (Fortunate Business Insights, 2026) y 36,6% (Mordor Intelligence, 2026) apoyada por el gran crecimiento industrial de China, India y Corea del Sur en plantas ASU, redes de gas e infraestructura de importación de GNL (Future Market Insights, 2026). Estados Unidos por su parte ostenta aproximadamente el 23,8% (Fortunate Business Insights, 2026) al 30% (Mordor Intelligence, 2026) del volumen del mercado siendo el mercado más maduro y avanzado en la implementación de sistemas de recuperación de energía en estaciones de regulación de presión de gasoductos (Mordor Intelligence, 2026). Por su parte Europa representa alrededor del 22,1% (Fortunate Business Insights, 2026) al 27,1% (Grand View Research, 2022) del mercado, donde las fuertes y crecientes políticas de eficiencia energética presionan a las empresas distribuidoras en países como Alemania, Países Bajos y el Reino Unido a reacondicionar sus plantas reguladoras de presión mediante turboexpansores generadores (Fact.MR, 2026).

En el mercado actual existen muchos proveedores de tanto solo turboexpansores como los ya mencionados sistemas de turboexpansor-compresor o turboexpansor-generador, siendo los principales proveedores actuales:

- Atlas Copco (Suecia)
- Baker Huges (EEUU)
- Chart Industries (EEUU)
- Siemens (Alemania)
- MAN (Alemania)

Todos comparten la misma característica que es su funcionamiento en base a cotizaciones y requerimientos específicos del cliente, por lo que definir un precio por equipo resulta bastante complejo. En este sentido el gasto de capital inicial (CAPEX) constituye el parámetro restrictivo clave para la sustitución de válvulas de regulación por turboexpansores. Mientras que una válvula de estrangulamiento convencional requiere una inversión inferior a los USD $100.000, un paquete completo de turboexpansor y generador eléctrico presenta un costo paramétrico que oscila habitualmente entre los USD $1,5 millones y USD $4,0 millones por [MW] instalado (Mordor Intelligence, 2026). No obstante, en la literatura se encuentran valores bastante más bajos obtenidos de aplicaciones reales de estos sistemas, como los mostrados en la siguiente tabla:

*SC: Sistema sin precalentamiento

*CC: Sistema con precalentamiento

Tabla 5: CAPEX obtenidos en literatura según sistema con o sin precalentamiento

Fuente	Sistema	M USD/MWh	M USD/MWh (al 2026)
(M. Shamsi, 2024)	SC	0,5	0,5
(Szymon Kuczynski, 2019)	CC	1,2 - 2	1,6 - 2,6
(Matthew Post, 2023)	SC	0,3	0,4
(E. Ghasemi Kafrudi, 2017)	SC	1,7	2,3
(Mohammed A. Khatita, 2014)	SC	1,1 – 1,6	1,5 – 2,1
(A. Arabkoohsar, 2015)	CC	1,6	2,3
(Hadidi, 2024)	SC	1,5	1,6
(Seyed Mohammad Ebrahimi Saryazdi, 2021)	SC	0,8 – 0,9	1 – 1,1

Donde el ajuste de precios al año 2026 se calcula con el IPC e inflación, datos disponibles en línea (U.S. Bureau of Labor Statistics, 2026). Como primer acercamiento este trabajo considera el promedio de los precios ajustados al año 2026 para cada sistema y su respectiva evaluación económica:

Tabla 6: CAPEX mínimo, promedio y máximo según sistema

Sistema	M USD/MWh		
	Mínimo	**Promedio**	Máximo
SC	0,3	**1,3**	2,3
CC	1,5	**2,1**	2,6

3.2. Perspectiva del gas natural

Es de suma importancia analizar el comportamiento de las importaciones, exportaciones y producción de gas en Chile para asegurar su flujo a través de la infraestructura existente y así poder asegurar la producción energética con los turboexpansores.

En la actualidad, Chile importa prácticamente todo el gas del país, pues este abastece casi el 20% de su generación eléctrica a nivel nacional por lo que es de suma importancia (Comisión Nacional de Energía, 2026). Las importaciones de gas natural ya sea GNL o por conexión con gasoductos al lado argentino fueron de 5,4 millones de toneladas de gas en el año 2025, 5,3 millones de toneladas para el año 2024 y 4,6 millones de toneladas para el año 2023 (Comisión Nacional de Energía, 2026).

Se puede ver una clara tendencia en alza de las importaciones del gas natural, esto ya que es el combustible fósil menos contaminante en comparación al carbón o diésel, lo cual ayuda no solo a disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero, sino que también a alargar la vida útil

de los equipos, siendo un combustible de transición clave en el plan actual de descarbonización nacional (Ministerio de energía, 2019).

Tanto la información estadística como la política y planes de descarbonización muestran que el gas natural cobra cada vez más relevancia frente a otras fuentes energéticas convencionales por lo que se espera que sus importaciones continúen creciendo para los años siguientes. En el mismo sentido, el país cuenta con una sólida infraestructura tanto de regasificación como de transmisión, pues como se revisó en la parte de antecedentes, la red de gasoductos opera muy por debajo de su capacidad máxima, lo cual asegura que el sistema puede soportar alzas en las importaciones. Para el caso de este estudio esto genera aún más potencial de recuperación energética, de hecho, para las capacidades de transporte máximas definidas por gasoducto en la parte de antecedentes, para el año 2025 se registraron los siguientes volúmenes importados desde Argentina (Alpes Energy, 2025):

- GasAndes: 5,7 MMm³/día
- Methanex: 2,59 MMm³/día
- Pacífico: 0,70 MMm³/día
- Atacama y NorAndino: 0,09 MMm³/día

3.3. Mercado eléctrico

El sistema eléctrico chileno ha experimentado una transformación significativa durante las últimas décadas, impulsada por la incorporación masiva de energías renovables, la descarbonización progresiva de la matriz energética y el crecimiento sostenido de la demanda de electricidad. Actualmente, el Sistema Eléctrico Nacional (SEN) abastece a más del 98 % de la población del país, integrando la mayor parte de la generación, transmisión y consumo eléctrico en una única red interconectada (Comisión Nacional de Energía, 2026).

En los últimos años, la demanda eléctrica nacional ha mantenido una tendencia creciente, impulsada por el desarrollo industrial, la expansión de la actividad minera, la electrificación de distintos sectores productivos y el aumento esperado del consumo asociado a la producción de hidrógeno verde y otros procesos de descarbonización. En este contexto, las proyecciones indican que el consumo de electricidad continuará aumentando durante las próximas décadas, requiriendo tanto la incorporación de nueva capacidad de generación como el desarrollo de tecnologías que permitan mejorar la eficiencia del sistema eléctrico (Ministerio de energía, 2019).

3.4. Valorización de la energía

La recuperación de energética genera un beneficio económico a través de distintos mecanismos, dependiendo del régimen regulatorio aplicable y del destino final de la energía producida. En términos generales, la electricidad generada puede ser inyectada al Sistema Eléctrico Nacional (SEN), abastecer directamente consumos propios de una instalación industrial o destinarse al suministro de instalaciones cercanas.

En el mercado eléctrico chileno, una de las principales referencias económicas respecto al precio de la electricidad es el costo marginal, calculado y publicado por el Coordinador Eléctrico Nacional. Este corresponde al costo de abastecer una unidad adicional de energía en un determinado punto del sistema y para una hora específica, siendo además la base para las transacciones realizadas en el mercado spot entre los distintos agentes participantes (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026). Debido a que el costo marginal depende del despacho económico del sistema, presenta grandes variaciones tanto temporales como geográficas, por lo tanto, este trabajo como primera evaluación de factibilidad, considera que el precio marginal promedio establecido en 2025 para cada barra (Atacama/San Bernardo) se mantendrá constante a lo largo de toda la vida útil del proyecto.

Este trabajo utiliza la proyección de costos marginales entregada por el Coordinador Eléctrico Nacional para poder estimar los ingresos que existirían si la energía producida por el turboexpansor fuera directamente inyectada a la red.

Es importante recordar que estos costos son diferentes según la ubicación del punto de reinyección y la tensión a la cual se realice. Para la evaluación de la Empresa A del norte del país, se establece el punto de conexión a la barra "Atacama" de 220 kV, ya que es a la barra a la cual se encuentra conectada dicha empresa. Por otra parte, la estación reductora en San Bernardo, puede conectarse a 2 barras debido a su ubicación: La barra más cercana que es la barra Chena de 110 kV o la barra Alto Jahuel de 220 kV. Debido a que la distancia entre la estación reductora y la barra Chena es menor que la distancia desde la estación a la barra Alto Jahuel, y además por el voltaje de la barra Chena (al tener un menor voltaje no se necesitan de equipos de mayor dimensión como transformadores o protecciones para 220 kV que son significativamente más caros), este proyecto considera la inyección de energía a la barra ya mencionada.

Es importante señalar que el costo marginal disminuye dependiendo de cuanta energía está entrando al sistema eléctrico, por ejemplo, entre las 12:00 y 16:00 horas en la zona norte donde hay mayor radiación solar, naturalmente las plantas fotovoltaicas producen su máximo de energía en este horario, por lo que el costo marginal disminuye en esta zona ya que hay mucha energía circulando en el sistema.

El Coordinador Eléctrico Nacional entrega una proyección mensual de los costos marginales, integrando máximos y mínimos, siendo los precios marginales utilizados para este estudio económico los mostrados en la Tabla 7:

Tabla 7: Proyección de precios marginales anuales entregados por CEN hasta el año 2047 (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026)

Año	Barra	
	Chena	Atacama
	USD/MWh	

2027	$ 42,1	$ 41,1
2028	$ 43,3	$ 43,8
2029	$ 45,6	$ 35,8
2030	$ 51,4	$ 34,7
2031	$ 54,9	$ 38,4
2032	$ 55,6	$ 41,1
2033	$ 55,5	$ 40,4
2034	$ 57,7	$ 45,4
2035	$ 62,8	$ 49,6
2036	$ 60,2	$ 47,5
2037	$ 68,2	$ 53,7
2038	$ 76,5	$ 59,7
2039	$ 80,5	$ 63,4
2040	$ 86,0	$ 67,8
2041	$103,4	$ 74,2
2042	$103,1	$ 79,3
2043	$114,9	$ 82,5
2044	$129,0	$ 89,4
2045	$132,2	$ 83,3
2046	$132,4	$ 83,3
2047	$130,2	$ 83,6
2048	**$133,6**	**$ 89,5**
2049	**$138,4**	**$ 92,2**
2050	**$143,2**	**$ 94,9**
2051	**$148,0**	**$ 97,7**
2052	**$152,8**	**$100,4**
2053	**$157,6**	**$103,1**
2054	**$162,4**	**$105,8**
2055	**$167,2**	**$108,5**
2056	**$171,9**	**$111,2**
2057	**$176,7**	**$114,0**

Es importante precisar que los valores de costo marginal presentados en la tabla anterior no corresponden a una serie histórica reajustada por inflación, sino a la salida directa de un modelo construido en base a supuestos de oferta y demanda que el Coordinador Eléctrico Nacional utiliza para su Plan de Expansión de la Transmisión (PET), en el cual el costo marginal se define normativamente en USD/MWh sin que exista, en la metodología publicada, un mecanismo de ajuste por IPC aplicado sobre dicha proyección de largo plazo.

El pronunciado incremento observado hacia el final del horizonte, particularmente en la barra Chena, resulta consistente con dos fenómenos estructurales contemplados explícitamente en los

supuestos del PET 2026: por un lado, el retiro completo de las unidades a carbón hacia el año 2035, que elimina del parque generador la tecnología de menor costo variable y obliga a desplazar el despacho marginal hacia alternativas de respaldo más costosas en las horas de mayor demanda; por otro, el crecimiento sostenido de la demanda del Sistema Eléctrico Nacional, impulsado en gran medida por la incorporación de cargas industriales intensivas como la producción de hidrógeno y amoníaco verde. La combinación de ambos efectos (salida de generación barata y entrada de demanda de alto consumo) permite explicar el alza observada en la proyección sin necesidad de suponer un componente inflacionario en la serie.

También es importante precisar que el CEN entrega valores proyectados hasta el año 2047, por lo tanto, como la vida útil del proyecto se estima en 30 años, para extender la proyección hasta el 2057 (valores en negrita de la Tabla 7 y Figuras 28 y 29 en anexos) se utilizó una regresión lineal. No obstante, es importante destacar que en vez de ajustar una sola recta con todos los datos mezclados, se hizo una recta distinta para cada mes del año. Es decir, se tomaron los 22 valores históricos correspondientes a enero (uno por cada año entre 2026 y 2047) y con ellos se calculó una recta propia para enero; luego se hizo lo mismo con los 22 valores de febrero, y así sucesivamente hasta completar los doce meses. Esto se hizo porque el precio de la energía no se comporta igual todos los meses del año, hay meses más caros y otros más baratos, dependiendo de factores como la disponibilidad de agua o de otras fuentes de generación, entonces al separar la proyección por mes se logra que esa diferencia estacional se mantenga en el futuro, en lugar de perderse si se promediara todo junto.

Es importante dejar claro en el trabajo que esto es una extrapolación: se está asumiendo que la tendencia observada entre 2026 y 2047 se mantiene igual durante varios años más, lo cual es una simplificación razonable en el corto plazo, pero que se vuelve más incierta mientras más lejos se proyecta.

3.5. Estimación CAPEX

Para obtener resultados precisos, la estimación del costo de inversión inicial (CAPEX) se debe de hacer con rigurosidad evaluando precios de equipos perfectamente adaptados y diseñados para el proceso, mientras mayor sea el detalle, más certeza habrá respecto a la inversión inicial. No obstante, esto en estudios de prefactibilidad rara vez es posible de realizar al pie de la letra ya que muchas empresas fabricantes de todo tipo de equipos y suministros trabajan con cotizaciones privadas según los requerimientos del cliente, por lo que establecer un monto de inversión inicial con alta certeza es poco probable

Sin embargo, existen diferentes aproximaciones que permiten tener una idea de un monto inicial del CAPEX, lo cual permite evaluar de manera temprana la rentabilidad de un proyecto. Para este trabajo se utiliza el método propuesto por Peters-Timmerhaus, debido a su facilidad de implementación y su gran reconocimiento en la industria química.

El método de Peters y Timmerhaus es una metodología ampliamente utilizada para la estimación preliminar de inversiones en proyectos industriales. Consiste en calcular el costo total de una planta a partir del costo de adquisición de los equipos principales, aplicando factores que representan los costos de instalación, tuberías, instrumentación, obras civiles, sistemas eléctricos, ingeniería, contingencias y otros costos indirectos. Este enfoque permite obtener una estimación del CAPEX durante las etapas iniciales de diseño, cuando aún no se dispone de información suficiente para realizar un presupuesto detallado (M. Peters, 2003).

Tabla 8: Estimación del CAPEX (M. Peters, 2003)

Componente	**Rango del CAPEX**	
Costos directos	Mínimo (%)	Máximo(%)
Equipos principales	15	40
Instalación de equipos	6	14
Instrumentación y sistemas de control (instalados)	2	12
Tuberías (instaladas)	4	17
Sistemas eléctricos (instalados)	2	10
Edificaciónes (incluyendo servicios)	2	18
Obras exteriores (urbanización del terreno)	2	5
Servicios auxiliares (instalados)	8	30
Terreno	1	2
Costos indirectos		
Ingeniería y supervición	4	20
Gastos de contrucción	4	17
Gastos legales	1	3
Honararios del contratista	2	6
Contigencias	5	15

Con la tabla anterior y considerando además que el sistema propuesto no es un sistema con alto nivel de automatización donde los equipos principales corresponden a gran parte de la inversión inicial, además, al instalarse en dependencias ya sea de las estaciones de regulación o como de la empresa generadora el gasto de edificación es prácticamente nulo y el largo equivalente de tuberías es muy pequeño (ya que solo hace un pequeño bypass a la válvula de la estación, uniéndose a la línea principal en las mismas instalaciones existentes), se estima el CAPEX con los siguientes porcentajes.

Tabla 9: CAPEX para proyecto de turboexpansor

Componente	**% CAPEX**
Costos directos	

Equipos principales	50
Instalación de equipos	14
Instrumentación y sistemas de control (instalados)	10
Tuberías (instaladas)	5
Sistemas eléctricos (instalados)	5
Edificaciónes (incluyendo servicios)	-
Obras exteriores (urbanización del terreno)	-
Servicios auxiliares (instalados)	-
Terreno	-
Total costos directos	
Costos indirectos	
Ingeniería y supervición	4
Gastos de contrucción	4
Gastos legales	1
Honararios del contratista	2
Contigencias	5
Total costos indirectos	
Total CAPEX	

3.6. Estimación OPEX

Al igual que para estimar el CAPEX, para los costos de operación (OPEX) existen diferentes métodos que permiten calcular de manera preliminar los gastos asociados a la operación de un determinado sistema o planta. Análogo al CAPEX, Peters-Timmerhaus proponen usar un % ya sea únicamente del costo de los equipos o incluso del CAPEX para poder estimar el costo de operación. Es importante mencionar que las variaciones del OPEX dependen significativamente del tipo de instalación que se desee operar, ya que la mano de obra supone un gran gasto operativo (M. Peters, 2003). Sin embargo, para casos donde la mano de obra es muy poca, por ejemplo para procesos altamente automatizados, el costo de operación se reduce bastante.

Debido a que el sistema de precalentamiento no requiere una dotación significativa de operadores para su funcionamiento, este estudio considerará un OPEX equivalente al 1 % de la inversión inicial. Este valor contempla principalmente los costos asociados a la operación y mantenimiento del sistema, sin considerar el consumo de combustible, el cual será tratado de manera independiente debido a su relevancia económica.

En este sentido, es importante realizar una consideración adicional respecto del funcionamiento del sistema de precalentamiento. Como se señaló en el apartado técnico, este estudio contempla el uso de un calentador indirecto de agua con una eficiencia global del 80% que utiliza como combustible una fracción del mismo gas natural que circula por la estación reguladora. Por lo tanto, una parte del gas que ingresa a la estación debe ser destinada al proceso de

precalentamiento en lugar de ser entregada a los clientes. En consecuencia, si bien este consumo permite proporcionar la energía térmica necesaria para mantener las condiciones de operación requeridas, representa un costo de oportunidad para la empresa, dado que el gas utilizado como combustible deja de estar disponible para su comercialización o entrega a los consumidores. Este costo deberá, por tanto, incorporarse de manera independiente en la evaluación económica del sistema, considerando el volumen de gas consumido y su correspondiente valor económico.

En el análisis técnico se detalla el método para poder estimar el caudal de gas que deberá ser utilizado como combustible para el precalentamiento, ahora se debe de cuantificar monetariamente ese caudal de gas. Para aquello este trabajo se apoya en un estudio de proyección de costos de combustibles realizado en octubre de 2019 por el Coordinador Eléctrico Nacional en el cual se propone una metodología estimativa para poder calcular en un rango de 5 años de la fecha de su publicación. Es importante mencionar esto ya se trata de un modelo "antiguo" y que está sujeto a las condiciones de la época, no obstante, este trabajo lo considera como un punto de partida para poder estimar el precio del gas en los años futuros, pero siempre teniendo cuenta las limitaciones del modelo.

El modelo propuesto por el Coordinador Eléctrico Nacional utiliza como base referencial los costos históricos y contratos de exportación de gas natural con el lado argentino, tomando en consideración los siguientes términos:

1) Costo FOB (*"Free On Board"*), que corresponde al costo del gas en el lugar de origen.
2) Pérdida en el transporte.
3) Transporte hasta la frontera.
4) Seguro.
5) Precio CIF (*"Cost, Insurance and Freight"*), correspondiente a la suma de los términos 1, 2, 3 y 4.
6) Derechos de Internación.
7) Agente de Aduana.
8) Impuestos a las importaciones, según aranceles vigentes
9) Otras pérdidas.
10) Transporte en Chile.
11) Impuesto Sustitutivo y Comisión Bancaria.
12) Costo de Compresión de gas.
13) Costo Total, correspondiente a la suma de los términos 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 12.

El mismo informe entrega valores y factores representativas asociadas a 3 empresas: Generadora Metropolitana, ENEL y COLBÚN mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 10: Costos asociados a la importación de gas desde Argentina (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026)

Costos	GM	ENEL	COLBÚN
Gas combustible y Pérdidas	0,00%	0,46%	0,00%

Derechos de Internación	0,00%	0,00%	1,56%
Agente de Aduana	0,00%	0,02%	0,03%
Impuesto Sustitutivo	0,00%	0,00%	0,00%
Comisión Bancaria	0,00%	0,01%	0,00%
Cargo por transporte interrumpible en Chile	0,42%	2,65%	2,67%
Costo de Compresión	0,00%	0,00%	0,00%
Total	0,42%	3,14%	4,26%
Promedio	**2,61%**		

Mientras que el informe también describe “otros cargos” aplicados a los costos en boca de pozo, y que representan los costos asociados a gas retenido, derechos de exportación, incidencias, entre otros:

Tabla 11: Factor "otros cargos" aplicados a cada empresa (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026)

Empresa	Cargos
GM	30%
ENEL	25%
COLBÚN	32%
Promedio	**29%**

Es importante mencionar que para temas estimativos se utilizará el promedio de los factores, no obstante, estos factores probablemente presenten variaciones en su futuro debido a nuevas políticas y contratos entre empresas de gas, por lo tanto corresponden a un estimativo inicial para el cálculo del precio del gas.

Para cerrar la valorización del gas, quedaría conocer el precio del gas en boca de pozo y su proyección. En la actualidad, el precio en lugar de origen del gas argentino oscila entre los 2,8 y 3,4 USD/MMBtu (Patagonia Energía Nueva, 2026), por lo tanto, para efectos prácticos se considerará un promedio actual de 3,1 USD/MMBtu. Ahora bien, las proyecciones argentinas para el periodo de 2027-2030 dependen de decisiones regulatorias del propio país pero el propio gobierno argentino espera llegar a un precio de entre 3,4 y 4,0 USD/MMBtu para año 2030 (Patagonia Energía Nueva, 2026). No obstante, Argentina busca evitar una subida explosiva en el precio del gas para ser competente ante los 10 a 14 USD/MMBtu del GNL que proviene de Asia o Europa, además, esto sumado a la desregulación del mercado del gas argentino que busca impulsar la producción de gas debido a las grandes reservas, propone un escenario de muy poca variabilidad en los precios del gas para los años siguientes. Considerando lo anterior, este estudio utilizará el alza entre el precio de 2026 y el precio máximo esperado en 2030 para poder hacer una proyección de precios futura (Tabla 25 en Anexos). No obstante, es importante recordar que estos precios dependen del escenario geopolítico y de muchos otros factores

externos que no se consideran en este estudio, por lo tanto, los datos corresponden únicamente a datos especulativos.

Teniendo en consideración todo lo anterior, el precio del gas se calcula de la siguiente manera:

$$Costo\ CIF = Precio\ en\ boca\ del\ pozo * (1 + \%\ "Otros\ cargos") \quad \text{Ec. 47}$$

$$Costo\ final = Costo\ CIF * (1 + \%\ Costos\ internación) \quad \text{Ec. 48}$$

Finalmente y volviendo al OPEX como tal, por otra parte, el sistema que utiliza filtros coalescentes y el tambor "*knock-out*", requiere de un constante monitoreo y mantención de todos los equipos del sistema ya que aunque si bien para este caso se considera que el porcentaje de agua es ínfimo y muy poco variable, la operación se realiza de igual forma dentro de la zona de formación de hidratos, por lo que hay que revisar, limpiar y mantener correcta y periódicamente los equipos del sistema para asegurar la continuidad operacional y la integridad tanto de los equipos como de los trabajadores. Por este motivo se considera para este último caso un OPEX del 5% que considera una revisión y mantenimiento de mayor frecuencia que en el sistema anterior.

3.7. Indicadores económico-financieros: Flujo de caja-VAN-TIR-Payback

Indicadores como el Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) o el periodo de recuperación de la inversión (*Payback*) permiten evaluar si un proyecto es económicamente rentable, siendo las métricas por excelencia en etapas de prefactibilidad.

No obstante, todos estos indicadores se construyen a partir del flujo de caja, el cual sintetiza el balance entre los ingresos y egresos proyectados, permitiendo estimar los movimientos financieros futuros de la iniciativa.

Para construir dicho flujo, el primer paso es definir la vida útil del proyecto. Diversas fuentes bibliográficas señalan que los proyectos de recuperación energética mediante turboexpansores pueden alcanzar vidas útiles de 20 años sin inconvenientes, e incluso superar los 30 o 40 años si cuentan con un mantenimiento adecuado (T. Avetian, 2020). Considerando estos antecedentes, para esta estimación financiera se asumirá, en primera instancia, una vida útil de 30 años.

Adicionalmente, para la elaboración del flujo de caja privado resulta necesario incorporar el efecto de la carga tributaria sobre los resultados económicos del proyecto. En Chile, las rentas provenientes de actividades comerciales, industriales y de prestación de servicios se encuentran afectas al Impuesto de Primera Categoría (IDPC), cuya determinación se realiza sobre la base de la renta líquida imponible, considerando los ingresos, costos y gastos aceptados tributariamente, además de los ajustes establecidos en la Ley sobre Impuesto a la Renta.

Para efectos de la presente evaluación, se considera que la iniciativa será desarrollada y explotada por una empresa de gran tamaño, como podría corresponder a una sociedad

perteneciente a grupos empresariales como GasAndes, MetroGas o la Empresa A. Bajo este supuesto, y considerando las características de una inversión en infraestructura energética de escala industrial, se adopta como referencia el Régimen General Semi Integrado establecido en el artículo 14, letra A), de la Ley sobre Impuesto a la Renta. Este régimen constituye el régimen aplicable a los contribuyentes que no califican como empresas Pro Pyme y contempla contabilidad completa y determinación de la renta líquida imponible conforme a las normas generales de la Ley sobre Impuesto a la Renta. El Servicio de Impuestos Internos establece para este régimen una tasa de IDPC de 27% para el año tributario 2026 (Ministerio de Hacienda, 2026).

No obstante, la tasa de 27% corresponde a una situación transitoria. Durante 2026 se aprobó la reducción gradual del Impuesto de Primera Categoría para las empresas sujetas al régimen general, en el marco de la Ley de Reconstrucción Nacional y Desarrollo Económico y Social. De acuerdo con el cronograma establecido, la tasa del IDPC será de 27% para el año comercial 2026, disminuirá a 25,5% durante 2027 y a 24% durante 2028, para alcanzar una tasa permanente de 23% desde el año comercial 2029 en adelante (Ministerio de Hacienda, 2026)

En consecuencia, para la evaluación económica de la presente iniciativa se considera una tasa de IDPC de 27% para los resultados correspondientes al año comercial 2026 y se incorpora la reducción gradual establecida por la nueva legislación para los períodos posteriores. De esta forma, la tasa utilizada en el flujo de caja evoluciona desde 27% en 2026 hasta 23% a partir de 2029, evitando asumir como vigente desde 2026 una tasa que corresponde a la etapa permanente del nuevo régimen tributario.

Para poder cerrar el flujo de caja considerando los indicadores económicos, la vida útil del proyecto, su inversión inicial, sus costos de operación y el precio al cual se vendería la energía producida se debe de estimar cual sería la cantidad de energía que se inyectaría a la red. El poder calcular la proyección de la energía que producirá el sistema corresponde al corazón del flujo de caja, ya que es la energía la que justamente se inyectará a la red y generará los ingresos, por lo que sin una proyección no se puede hacer un análisis económico.

La generación eléctrica depende de factores como la presión, la temperatura y la composición del gas, pero por sobre todo del caudal que reciba cada turboexpansor. Estimar el caudal que fluirá por los gasoductos y que recibirá cada equipo en el futuro no es algo fácil, ya que depende de factores políticos, estratégicos y de la producción misma.

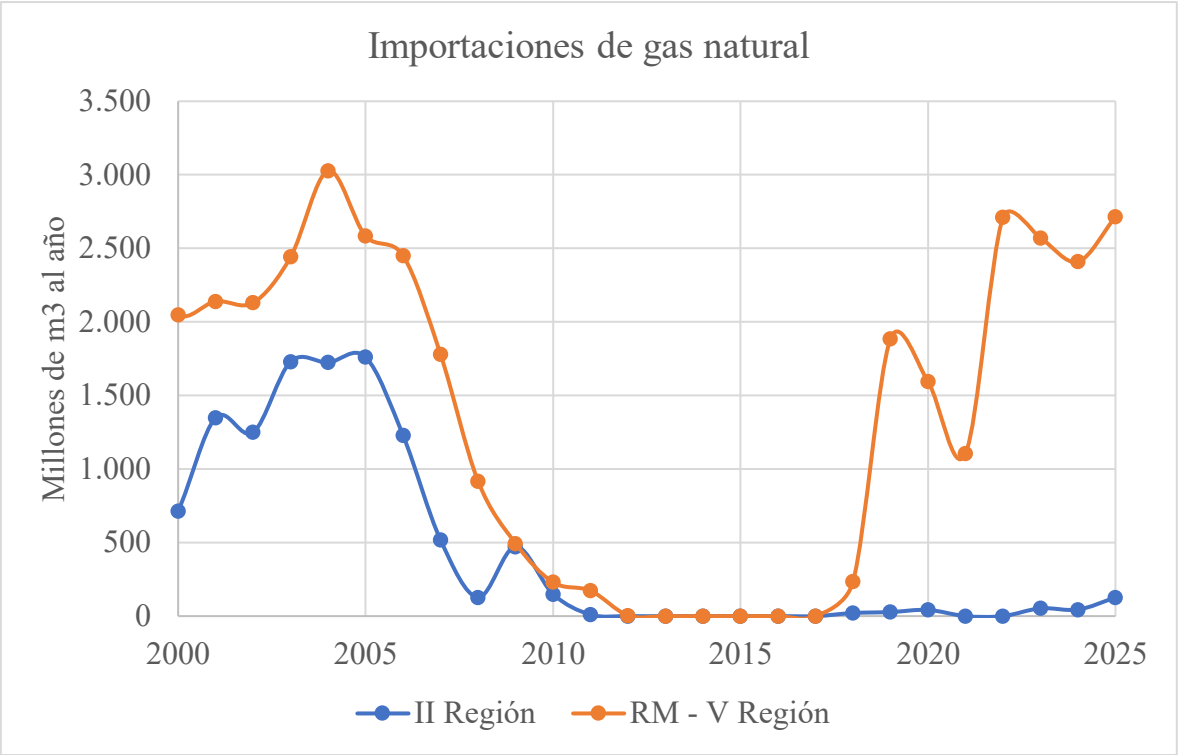


Figura 15: Importaciones históricas de gas natural (Comisión Nacional de Energía, 2026)

La imagen anterior corresponde al registro de importaciones de gas natural proporcionado por la Comisión Nacional de Energía, en el cual se observa una alta variabilidad en los volúmenes importados a lo largo del período analizado. A partir de 2004 se evidencia una marcada disminución de las importaciones provenientes de Argentina, llegando a interrumpirse prácticamente por completo entre los años 2012 y 2017. Esta disminución se produjo principalmente como consecuencia de una crisis de abastecimiento de gas natural en Argentina, que llevó al país a priorizar su demanda interna y a restringir progresivamente los volúmenes destinados a Chile. Esta situación puso de manifiesto la dependencia que Chile había desarrollado respecto del suministro argentino y motivó la diversificación de las fuentes de abastecimiento mediante la incorporación de gas natural licuado (GNL), destacando la entrada en operación de los terminales de regasificación de Quintero y Mejillones. A partir de 2017 se comenzaron a retomar las exportaciones de gas natural desde Argentina hacia Chile, inicialmente bajo condiciones y volúmenes restringidos. Posteriormente, desde 2018, el incremento de la producción de gas natural asociado al desarrollo de Vaca Muerta permitió una recuperación progresiva de las exportaciones hacia Chile, con volúmenes crecientes y una mayor estabilidad en el suministro.

No obstante, establecer un modelo que se ajuste a los datos históricos sería bastante desacertado debido a que la matemática no puede contemplar los problemas geopolíticos de la zona, por lo que proponer un modelo de proyección que asegure una tendencia de datos sería algo completamente inválido y poco razonable. Además, los datos históricos no permiten establecer

una línea de tendencia segura para los siguientes 30 años, lo que debilita aún más la implementación de un modelo matemático.

El Proceso de Planificación Energética de Largo Plazo (PELP) impulsado por el Ministerio de Energía de Chile, es una herramienta de planificación del Gobierno de Chile que permite anticipar las necesidades energéticas futuras de Chile y evaluar cómo podría desarrollarse su sistema energético. El Ministerio de Energía presenta informes periódicos del PELP con actualizaciones de políticas y números estimados, permitiendo tener un panorama más o menos claro de la matriz energética del país. En el último informe del PELP, publicado en julio de este año, el Ministerio de Energía enfatizó en la liberalización del mercado de gas Argentino desde el año 2024 con el plan Gas.Ar (plan Argentino que busca aumentar las exportaciones de gas del país) la cual ha permitido desregular las importaciones de gas, firmar nuevos contratos a largo plazo y proporcionar mayor certidumbre de importación a los compradores chilenos. Además, menciona que si bien el uso de combustibles fósiles irá disminuyendo con el paso del tiempo, el uso del gas natural seguirá siendo de suma importancia en el sector de generación eléctrica, siendo un combustible de transición entre los hidrocarburos tradicionales y el hidrógeno verde.

Lo anterior permite entender que el panorama de importaciones del gas natural, si bien está sujeto y es muy sensible a las políticas de cada país, se proyecta de manera favorable en un futuro, manteniendo importaciones desde el lado argentino constantes y muy probablemente crecientes.

Considerando la dificultad de implementar un modelo matemático de proyección y las políticas de desregulación del mercado de gas por parte de Argentina junto a las proyecciones descritas en el PELP, este estudio trabaja teniendo en cuenta que las importaciones de gas natural junto a sus propiedades como la presión, temperatura y composición, mantendrán el mismo comportamiento que presentan hoy en día, es decir, la cantidad de gas importado desde el país vecino (y su ciclo según estación del año) se mantendrá constante, mismo caso para las temperaturas, presiones y composiciones del gas. Lo anterior permite hacer un número importante de simplificaciones prácticas a la hora de evaluar el flujo de caja futuro del proyecto, pues tener un modelo matemático que prediga la capacidad de gas importado (a parte de no considerar factores políticos) implica que probablemente aumentará la cantidad de gas que pase por los gasoductos considerando todas las políticas implementadas hasta ahora y esto presenta un problema importante que es el costo de inversión y los parámetros de operación y diseño.

Como ya se mencionó en la parte de antecedentes, los turboexpansores son equipos muy poco tolerables a las variaciones de caudal, por lo tanto, pequeños aumentos o disminuciones en el flujo de gas puede provocar diferentes efectos como caída en la eficiencia isoentrópica u otros problemas mecánicos. La inversión inicial se debe de hacer respecto a un equipo para condiciones de operación fijas, justamente para evitar este tipo de problemas. No obstante, aquí es donde los sistemas en paralelo tienen una enorme ventaja, ya que en caso de haber un aumento

significativo en el caudal y teniendo la certeza de que este se mantendrá en el tiempo, se pueden instalar la cantidad necesaria de turboexpansores sin la necesidad de reconstruir todo el sistema, permitiendo una instalación rápida que daría la oportunidad de recuperar aún más energía en caso de un aumento de caudal.

Con la demanda y energía proyectada, los costos marginales proyectados, el CAPEX y OPEX definido, se puede armar el flujo de caja que tendrá la siguiente forma:

Tabla 12: Componentes del flujo de caja

Año	*2026*	*2027*
Item	Año 0	Año 1
Inversión	-	
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		
Ingresos por venta		+
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-
EBITDA		
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-
EBIT		
Impuesto *Primera Categoría (27%)*		-
Utilidad después de impuesto		+
+Depreciación		-
Flujo de caja neto		
Flujo de caja acumulado		

Finalmente, con el flujo de caja armado se evalúan los indicadores mencionados al principio de este capítulo. Comenzando por el VAN que se calcula actualizando los flujos de ingresos y gastos futuros del proyecto al presente y restando la inversión inicial. Un VAN positivo indica que el proyecto es viable y rentable, al reflejar ganancias potenciales, mientras que para un VAN negativo se recomienda descartar el proyecto (Upbizor, 2026). El cálculo del VAN exige declarar una tasa de descuento, que representa el valor del interés utilizado para convertir montos de dinero futuros a su valor equivalente en el presente (M. Peters, 2003). Peters y Timmerhaus proponen al igual que para el CAPEX y OPEX una serie de rangos para diferentes tipos de proyecto según su riesgo. Este estudio considera que el proyecto analizado es de riesgo bajo debido a principalmente 4 factores:

- Existe una baja probabilidad de interrupción abrupta del suministro de gas en el corto-mediano plazo, dado el contexto de liberalización del mercado exportador argentino (Plan Gas.Ar) y las señales de política energética reportadas por el PELP 2028-2032. Esto respalda la continuidad del caudal asumido como constante en este estudio, sin que ello implique asegurar una trayectoria de crecimiento, dada la naturaleza volátil e

históricamente dependiente de factores político-contractuales que ha mostrado el suministro de gas a Chile.

- El mercado de los turboexpansores si bien no es tan grande como el de otros equipos de la industria, esta muy bien consolidado y cuenta con una alta madurez tecnológica
- La demanda eléctrica seguirá aumentando con el tiempo según las proyecciones del PELP (entre 2,9% y 4,6% anual según escenario), lo que sostiene la relevancia del gas natural como fuente de respaldo en la matriz de generación.

En consideración de lo anterior, asumiendo un riesgo de proyecto bajo-medio, que establece rangos de tasas de descuento entre 4% y 16% (M. Peters, 2003), se establece para este estudio una tasa de descuento del 8%. Finalmente, el VAN se calcula como:

$$VAN = \sum_{t=1}^{n} \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0 \qquad \text{Ec. 49}$$

Donde

$$n = Años\ de\ vida\ del\ proyecto$$

$$V_t = Flujo\ de\ caja\ de\ un\ año$$

$$k = Tasa\ de\ descuento$$

$$t = Año\ a\ evaluar$$

En tanto al TIR, se utiliza para analizar la viabilidad de un proyecto y determinar la tasa de beneficio o rentabilidad esperada. La TIR, estrechamente ligada al VAN, representa la tasa de descuento que iguala el VAN a cero para un proyecto específico. Su resultado se expresa en forma de porcentaje, donde si el TIR es igual a la tasa de descuento el proyecto es atractivo rentablemente pero esa misma rentabilidad es extremadamente sensible a cambios en los pronósticos de ventas o precios, ofreciendo una visión clara de la rentabilidad de la inversión.

Finalmente, el *Payback* es un indicador que indica en cuanto tiempo se recupera el CAPEX, en otras palabras, indica cuando se comienza a generar utilidad. Este indicador surge netamente del observar el flujo de caja acumulado, que no es más que la suma de la inversión inicial con los resultados acumulados obtenidos en cada año, por lo tanto, el flujo de caja acumulado pasa a ser positivo (los primeros años se espera un flujo negativo debido a la inversión inicial) se da con el año que se recupera la inversión.

Para cerrar el análisis de indicadores financieros es importante mencionar que las proyecciones de precios del gas y el costo marginal utilizadas en este estudio, obtenidas del Coordinador Eléctrico Nacional a través de su Plan de Expansión de la Transmisión, se asumen expresadas en dólares reales (moneda constante), consistente con la práctica estándar de los estudios de planificación energética de largo plazo en Chile.

Es importante precisar que trabajar en moneda constante no implica que las variables del flujo de caja deban permanecer fijas en el tiempo, sino que sus variaciones no incorporan el efecto de la inflación general de la economía. Bajo este criterio, una variable puede aumentar o disminuir en términos reales si existe una razón económica o técnica propia que lo justifique, independiente del nivel general de precios. En el caso del costo marginal de energía, su evolución proyectada por el Coordinador responde a fenómenos estructurales del sistema eléctrico tales como el retiro programado de centrales a carbón, la entrada en operación de nueva infraestructura de transmisión y la creciente penetración de generación renovable variable, todos factores reales de oferta y demanda que modifican el valor relativo de la energía, y no un efecto monetario o inflacionario.

En contraste, el OPEX del turboexpansor no cuenta con un indicador estructural equivalente que justifique una variación real en el tiempo, por lo que se asume constante en términos reales durante toda la vida útil del proyecto. De manera análoga, la tasa de descuento utilizada para la evaluación económica (VAN) corresponde a una tasa real, consistente con flujos de caja expresados en moneda constante. Esta combinación de supuestos de costo marginal con trayectoria propia informada por el Coordinador, OPEX constante en ausencia de un driver real identificado y tasa de descuento real, mantiene la consistencia interna del flujo de caja, evitando la inconsistencia metodológica que resultaría de mezclar flujos nominales y reales dentro de un mismo análisis.

Se reconoce como limitación que este supuesto de moneda constante no fue verificado de manera explícita contra la metodología del informe fuente del Coordinador, por lo que constituye una interpretación basada en la práctica estándar del sector más que en una declaración textual del documento.

3.8. Resultados

Los resúmenes del análisis financiero se presentan en las siguientes tablas para cada sistema. Los flujos de caja con las proyecciones de producción eléctrica y costos marginales de venta se pueden ver en la sección de anexos.

Tabla 13: Resumen de indicadores financieros

Sistema con precalentamiento					
Lugar	CAPEX [USD]	OPEX [USD]	VAN [USD]	TIR	Payback
Empresa A	$ 5.618.375	$ -56.184	$-1.522.434	5%	18
GasAndes (Primaria)	$ 12.434.645	$ -124.346	$1.383.384	9%	14
GasAndes (Secundaria)	$ 42.452.900	$ -424.529	$2.879.991	9%	14
Sistema sin precalentamiento					
Lugar	CAPEX [USD]	OPEX [USD]	VAN [USD]	TIR	Payback
Empresa A	$ 2.848.868	$ -142.443	$803.464	10%	12
GasAndes (Primaria)	$ 7.205.836	$ -360.292	$5.908.494	14%	10

GasAndes (Secundaria)	$ 22.689.923	$ -1.134.496	$18.604.818	14%	10

Los resultados de la evaluación económica muestran que la incorporación de turboexpansores puede presentar una viabilidad económica considerablemente diferente dependiendo de las condiciones de operación de cada sistema y de la necesidad de incorporar un sistema de precalentamiento. Los sistemas con precalentamiento presentan resultados diversos: mientras la Empresa A registra un VAN negativo de -1.522.434 [USD], con una TIR de apenas 5%, inferior a la tasa de descuento del proyecto (8%), lo que confirma su inviabilidad bajo este esquema, tanto el sistema primario como el secundario de GasAndes muestran un VAN positivo, alcanzando 1.383.384 [USD] y 2.879.991 [USD] respectivamente. No obstante, ambos casos presentan una TIR de solo 9%, apenas un punto porcentual por encima de la tasa de descuento del 8%. Esto significa que, si bien formalmente ambos proyectos resultan rentables, su margen de holgura es mínimo: cualquier variación menor en el CAPEX, el precio de venta de la energía o el costo del gas destinado a precalentamiento podría hacer caer el VAN nuevamente a terreno negativo, por lo que estos dos escenarios deben considerarse de extrema sensibilidad y, en la práctica, de viabilidad económica marginal más que consolidada.

Al comparar los escenarios con y sin precalentamiento, se observa que la eliminación de este sistema mejora considerablemente los indicadores económicos en los tres emplazamientos. En el caso de GasAndes, el sistema primario aumenta su VAN desde 1.383.384 [USD] hasta 5.908.494 [USD], mientras que el sistema secundario pasa de un VAN de 2.879.991 [USD] a 18.604.818 USD. La Empresa A, por su parte, experimenta el cambio más relevante de todo el análisis: su VAN pasa de -1.522.434 [USD] (inviable) a 803.464 [USD] (viable), con una TIR de 10%, dos puntos por sobre la tasa de descuento. Esto demuestra que, si bien los sistemas sin precalentamiento requieren en general una mayor inversión inicial por equipamiento dimensionado para operar sin el aporte térmico adicional, la reducción de los costos operacionales permite obtener flujos de caja significativamente superiores durante el período de evaluación, siendo esta mejora suficiente en los tres casos para alcanzar una rentabilidad por sobre la tasa de descuento exigida, aunque con distinto margen de seguridad según el emplazamiento.

La diferencia entre las dos reducciones de presión de GasAndes también resulta relevante. El sistema secundario presenta un VAN considerablemente superior al sistema primario (18.604.818 [USD] frente a 5.908.494 [USD], en el escenario sin precalentamiento), y ambos comparten la misma TIR de 14%, la más alta y la más holgada respecto de la tasa de descuento entre todos los escenarios evaluados. Este resultado es consistente con el análisis termodinámico realizado anteriormente, donde se determinó que la segunda reducción de presión presenta una relación de expansión considerablemente mayor. Como consecuencia, es posible recuperar una mayor cantidad de energía mediante el turboexpansor y generar una mayor producción eléctrica. Sin embargo, esta mayor recuperación energética requiere una inversión significativamente superior, reflejada en un CAPEX de 22.689.923 [USD] frente a los 7.205.836 [USD] del sistema primario.

Resulta interesante notar que, a pesar de que el sistema secundario presenta un VAN casi tres veces superior al primario, ambos comparten prácticamente la misma TIR (14% sin precalentamiento y 9% con precalentamiento). Esto se explica porque el método utilizado para estimar el CAPEX asigna un costo por unidad de potencia instalada (USD/MWh) constante, independiente de la escala del proyecto, por lo que la relación entre la inversión y el beneficio generado tiende a mantenerse estable entre proyectos del mismo tipo de sistema, aun cuando su tamaño absoluto sea muy distinto. En otras palabras, el modelo no incorpora economías de escala en la estimación de CAPEX, lo que constituye más una simplificación propia de una evaluación de prefactibilidad que un resultado inesperado: en la práctica, proyectos de mayor envergadura suelen beneficiarse de costos unitarios menores, por lo que la TIR real del sistema secundario podría ser incluso superior a la aquí estimada

Por otra parte, el sistema correspondiente a la Empresa A presenta la menor rentabilidad de los escenarios analizados. Sin precalentamiento, el VAN alcanza 803.464 [USD], con una TIR de 10% y un payback de 12 años. Si bien esta TIR se encuentra dos puntos por sobre la tasa de descuento, una holgura mayor que la de los casos con precalentamiento de GasAndes, pero considerablemente menor que la del sistema secundario, el proyecto logra recuperar la inversión considerando el valor temporal del dinero. Esto se puede explicar por el flujo de gas que recibe la Empresa A, considerablemente menor al recibido por GasAndes, lo que limita su potencial de generación y, en consecuencia, su margen de rentabilidad frente a los otros emplazamientos.

En consecuencia, los resultados indican que la viabilidad económica de un sistema de recuperación energética mediante turboexpansores depende no solo de la magnitud de la inversión requerida, sino también de la cantidad de energía que puede recuperarse durante la expansión y de los costos asociados a las condiciones de operación necesarias para garantizar un funcionamiento adecuado del sistema. Bajo las condiciones evaluadas, el sistema secundario de GasAndes sin precalentamiento constituye el escenario económicamente más favorable, presentando un VAN de 18,6 [M USD] y una TIR de 14%, con una inversión recuperada en 10 años. Cabe señalar, sin embargo, que este escenario solo resulta físicamente realizable si se logra elevar la temperatura de salida del gas, dado que tras la expansión esta queda por debajo del límite permitido por la norma ASME B31.8 para gasoductos; de no resolverse esta restricción térmica, el resultado económicamente más atractivo carecería de viabilidad operacional. Por el contrario, los sistemas con precalentamiento presentan en general una rentabilidad más ajustada, siendo especialmente notorios los casos de GasAndes con precalentamiento, cuya TIR de 9%, apenas un punto por sobre la tasa de descuento del 8%, los sitúa en una zona de extrema sensibilidad frente a variaciones en los supuestos del modelo, mientras que el sistema ubicado en el norte de Chile continúa siendo el más restrictivo, siendo el único escenario que no logra viabilidad económica bajo el esquema con precalentamiento.

3.9. Análisis de sensibilidad

Es importante analizar cuáles son las variables que producen el cambio más significativo en términos económicos del proyecto, para lo cual este estudio analiza principalmente los precios

de los equipos y costos marginales supuestos, creando 3 escenarios para realizar un análisis de sensibilidad:

Tabla 14: Casos considerados para análisis de sensibilidad

Caso optimista	CAPEX bajo + precio venta alto
Caso medio	CAPEX medio + precio venta medio
Caso pesimista	CAPEX alto + precio de venta bajo

Los valores del CAPEX se describen con anterioridad en la Tabla 6. Por otra parte, los valores correspondientes a los precios de venta en los 3 escenarios (alto, medio, bajo) son directamente obtenidos desde la página del Coordinador Eléctrico Nacional y se presentan en las Figuras 16 y 17. Para el caso más optimista, se consideran los precios más altos anuales entregados por el CEN; análogamente para el caso pesimista se consideran los precios más bajos, mientras que el escenario base se mantiene tal como se ha mencionado hasta el momento (tomando el promedio general de datos).

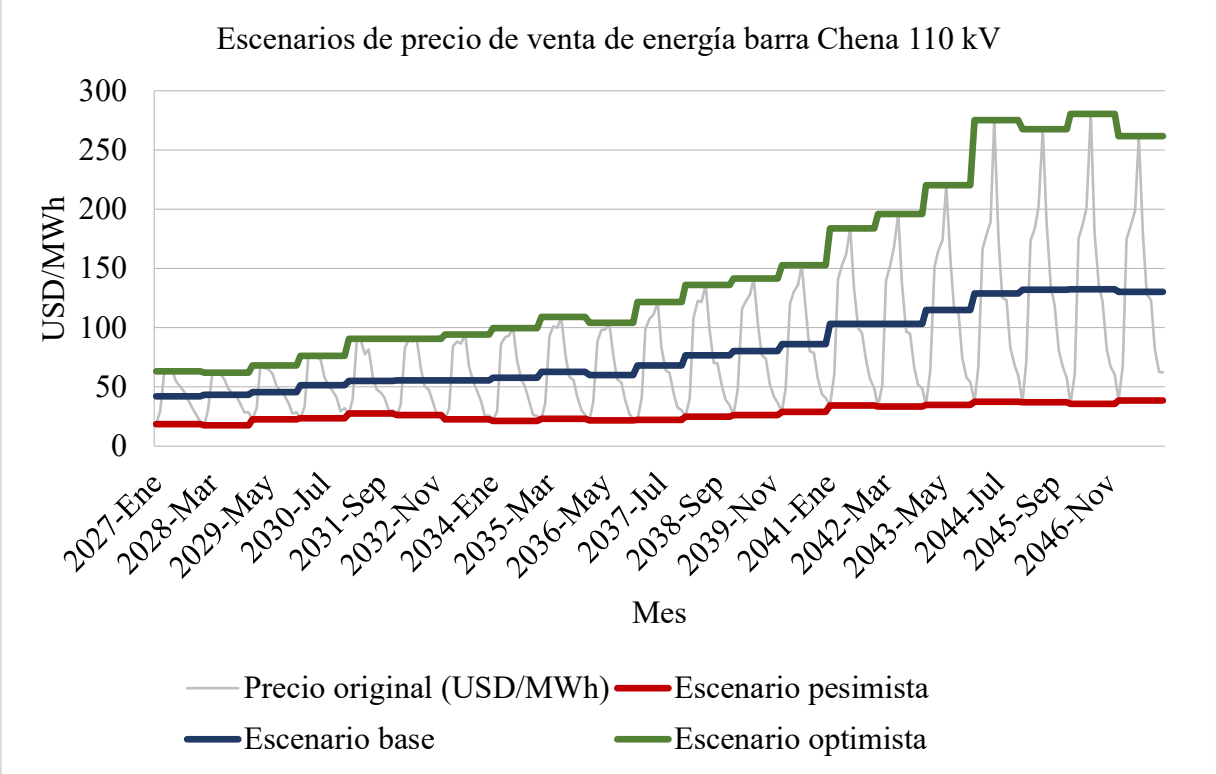


Figura 16: Proyección de precios para barra Chena (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026)

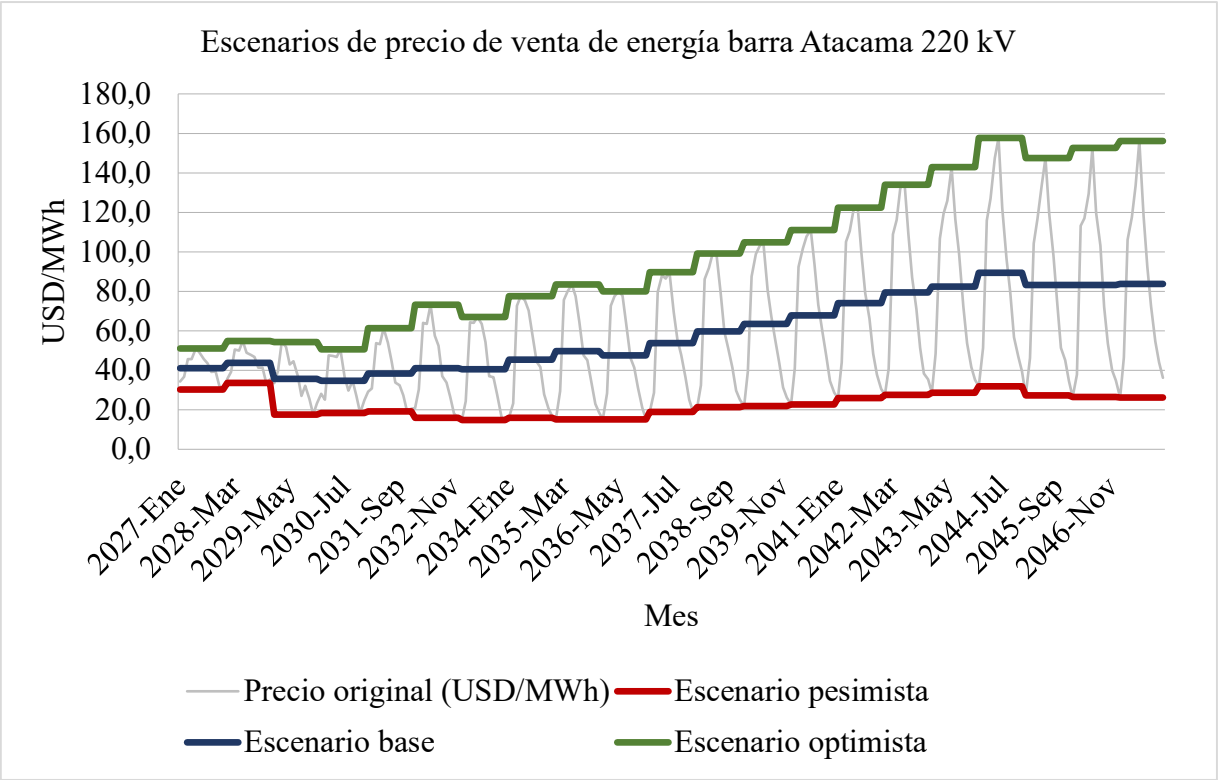


Figura 17: Proyección de precios para barra Atacama (Coordinador Eléctrico Nacional, 2026)

La combinación de la variación del CAPEX y el precio de venta, permiten tener 3 escenarios de alta variabilidad, en los cuales existen grandes cambios respecto a la factibilidad económica del proyecto.

Con esto se puede observar un claro y también esperado comportamiento a la mejora de los indicadores económicos a medida que el escenario tiendo al optimismo. Todos los sistemas, tanto son o sin precalentamiento e independiente del lugar, siguen el mismo comportamiento, por ejemplo, los resultados para los análisis de variación del VAN, TIR y Payback para el sistema sin precalentamiento son los siguientes:

Tabla 15: Análisis de sensibilidad de indicadores económicos según caso estudiado

Empresa	Tipo de sistema	Indicador	Escenario		
			Optimista	Medio	Pesimista
Empresa A	Sin precalentamiento	Van	$ 6.419.944	$ 803.464	$ -5.081.219
		TIR	59%	10%	-
		Payback	2	12	-
	Con precalentamiento	Van	$ 3.488.730	$ -1.522.434	$ -6.594.216
		TIR	14%	5%	-
		Payback	9	18	-
	Sin precalentamiento	Van	$ 25.026.657	$ 5.908.494	$ -11.667.380

GasAndes (Primaria)		TIR	73%	14%	-
		Payback	2	10	-
	Con precalentamiento	Van	$ 17.721.406	$ 1.383.384	$ -12.531.373
		TIR	19%	9%	-
		Payback	7	14	-
GasAndes (Secundaria)	Sin precalentamiento	Van	$ 78.804.584	$ 18.604.818	$ -36.738.548
		TIR	73%	14%	-
		Payback	2	10	-
	Con precalentamiento	Van	$ 58.659.344	$ 2.879.991	$ -45.182.151
		TIR	19%	9%	-
		Payback	7	14	-

Tal como se mencionó con anterioridad, en la literatura se mencionan diferentes vidas útiles para proyectos de este tipo. Si bien en un comienzo se fijó la vida útil del proyecto en 30 años, se analiza el efecto de la vida útil del proyecto, evaluado en horizonte no solo para los 30 años iniciales, sino que también para 25 y 35 años. Para poder realizar este análisis, se realizan regresiones lineales que permitan calcular los precios de venta en los horizontes propuestos y que los precios sigan la misma tendencia entregada por el CEN para los datos de proyecciones disponibles (entre 2027 y 2047).

El análisis de sensibilidad según la vida útil del proyecto muestra los siguientes resultados:

Tabla 16: Análisis de sensibilidad según vida útil del proyecto

Empresa	Tipo de sistema	Indicador	Vida útil del proyecto		
			25	30	35
Empresa A	Sin precalentamiento	Van	$ 474.144	$ 803.464	$ 1.060.196
		TIR	10%	10%	11%
		Payback	12		13
	Con precalentamiento	Van	$ -1.806.741	$ -1.522.434	$-1.307.702
		TIR	4%	5%	6%
		Payback	17	18	
GasAndes (Primaria)	Sin precalentamiento	Van	$ 4.507.953	$ 5.908.494	$ 7.015.285
		TIR	13%	14%	14%
		Payback	10		
	Con precalentamiento	Van	$ 103.319	$ 1.383.384	$ 2.389.333
		TIR	8%	9%	9%
		Payback	14		
GasAndes (Secundaria)	Sin precalentamiento	Van	$ 14.194.758	$ 18.604.818	$22.089.912
		TIR	13%	14%	14%

		Payback	10		
	Con precalentamiento	Van	$ -1.324.118	$ 2.879.991	$ 6.187.730
		TIR	8%	9%	9%
		Payback	14		15

Se puede ver de la Tabla 15 que la variable que más condiciona la rentabilidad del proyecto no es la ubicación ni el tipo de sistema por sí solos, sino la combinación simultánea del CAPEX y el precio de venta asumidos. En los 3 escenarios evaluados, el escenario pesimista arroja un VAN negativo de magnitud considerable, sin que exista una tasa de descuento capaz de igualar a cero el flujo de caja dentro de la vida útil del proyecto, razón por la cual tanto la TIR como el Payback dejan de tener sentido numérico en dicho escenario. Esto no debe interpretarse como una falla del modelo, sino como una consecuencia directa de evaluar de manera simultánea el peor CAPEX posible, es decir, el de mayor valor, junto con el peor precio de venta posible, una combinación que, si bien resulta poco probable de darse en la práctica dado que ambas variables no son estrictamente independientes entre sí, permite dimensionar el límite inferior de riesgo al que se expone el proyecto ante cambios en el mercado ya sea eléctrico o el mercado de turboexpansores.

Resulta particularmente ilustrativo el caso del sistema secundario de GasAndes sin precalentamiento, que en el escenario optimista alcanza una TIR de 73% con un Payback de apenas 2 años, mientras que en el escenario pesimista el VAN cae a -36,7 [M USD]. Esta amplitud se explica porque dicho sistema corresponde al de mayor CAPEX de los tres casos evaluados, y por lo tanto cualquier variación porcentual aplicada sobre los supuestos de costo o precio se traduce en una variación absoluta considerablemente mayor que en los otros casos: una misma desviación respecto del valor base, por ejemplo, representa un ajuste de un orden de magnitud muy distinto según se aplique sobre una inversión de 2,8 [M USD], como la de la Empresa A, o sobre una de 22,7 [M USD], siendo esta última la escala en la que se sitúa el sistema secundario de GasAndes. Así, dicho sistema no solo resulta el más rentable en el escenario base, sino también el más expuesto a errores de estimación, por lo que su atractivo económico debe evaluarse junto con el mayor riesgo financiero que conlleva, y no de manera aislada a partir del resultado del escenario medio.

En cuanto al análisis de sensibilidad según la vida útil del proyecto (Tabla 16), se observa un comportamiento distinto según el tipo de sistema. Para los sistemas sin precalentamiento, el VAN ya es positivo en todo el rango evaluado (25 a 35 años) y mejora de forma sostenida, pero con retornos decrecientes, producto del efecto de la tasa de descuento sobre los flujos más lejanos en el tiempo. El caso más relevante corresponde a los sistemas con precalentamiento de GasAndes, donde la vida útil del proyecto resulta determinante para su viabilidad. El sistema primario con precalentamiento presenta, a los 25 años, un VAN de apenas 103.319 USD con una TIR de exactamente 8%, es decir, idéntica a la tasa de descuento asumida; se trata del caso de mayor sensibilidad de todo el análisis, ya que cualquier desviación mínima en los supuestos

del modelo bastaría para volver el proyecto inviable en ese horizonte. El sistema secundario con precalentamiento presenta una situación similar aunque más acentuada: a los 25 años su VAN es negativo (-1.324.118 [USD], TIR 8%), y solo alcanza rentabilidad positiva a partir de los 30 años (VAN 2.879.991 [USD], TIR 9%). En ambos casos, por lo tanto, la viabilidad del sistema con precalentamiento depende críticamente de que el equipo se mantenga en operación durante al menos 30 años, umbral que, de no cumplirse por un mantenimiento deficiente o un retiro anticipado del equipo, dejaría estos proyectos sin capacidad de recuperar la inversión considerando el valor temporal del dinero. Un caso distinto es el de la Empresa A con precalentamiento, cuyo VAN permanece negativo en la totalidad del rango evaluado, desde -1.806.741 [USD] a los 25 años hasta -1.307.702 [USD] a los 35 años, lo que indica que, para este emplazamiento en particular, ni siquiera extender la vida útil del proyecto hasta 35 años es suficiente para alcanzar la rentabilidad exigida, a diferencia de lo que ocurre con los sistemas con precalentamiento de GasAndes.

4. Discusión y conclusiones

La evaluación desarrollada en este trabajo muestra que la viabilidad de un proyecto de recuperación energética mediante turboexpansores no puede reducirse a un único criterio, sino que emerge de la interacción entre variables de naturaleza muy distinta: la disponibilidad y el comportamiento termodinámico del caudal de gas, el riesgo operacional asociado a la formación de hidratos, y la estructura de costos e ingresos que determina finalmente la rentabilidad del proyecto.

En el plano técnico, los sistemas de reducción secundaria, que llevan el gas de media a baja presión, presentan sistemáticamente un mayor potencial de recuperación energética que los sistemas de reducción primaria, tal como se observó en la comparación entre las etapas de GasAndes. Esto se debe a que, para caudales similares, es la razón entre la presión de entrada y la de salida, y no la diferencia absoluta de presión, la que determina la magnitud del trabajo termodinámico disponible, de modo que expansiones con relaciones de presión mayores generan una caída de entalpía proporcionalmente mayor y, por lo tanto, mayor potencial de recuperación energética. Sin embargo, este mismo resultado se traduce directamente en un mayor requerimiento de inversión, como se evidenció en el capítulo económico: el sistema secundario de GasAndes, si bien es el más rentable en el escenario base, es también el que tiene el CAPEX más alto de los tres casos evaluados y, en consecuencia, el más expuesto a desviaciones en los supuestos de costo y precio de venta. La conclusión de que "mayor razón de expansión implica mayor recuperación energética" debe considerar, por lo tanto, su contraparte financiera: mayor recuperación energética también implica mayor riesgo de inversión, y ambas dimensiones deben estudiarse de manera conjunta al momento de evaluar la implementación de estos sistemas.

Respecto de los sistemas con precalentamiento, uno de los aspectos más relevantes para su implementación es la posibilidad de obtener la energía requerida desde fuentes renovables en

lugar de utilizar el propio gas como combustible, ya que esto último aumenta los gastos operacionales de manera significativa. Aunque esta alternativa implica un mayor CAPEX inicial, asociado a la infraestructura del precalentamiento, otorga al sistema una ventaja operacional relevante: al controlar directamente la temperatura de entrada al turboexpansor, es posible garantizar que la temperatura de salida se mantenga siempre por sobre el umbral de formación de hidratos, incluso ante variaciones en la composición del gas o en su contenido de agua. Esto convierte al precalentamiento en la alternativa más robusta y segura frente a la incertidumbre composicional, siempre que se asegure un programa de mantención adecuado del sistema de intercambio térmico, condición que resulta especialmente crítica para los casos con indicadores económicos más ajustados, como los sistemas de GasAndes con precalentamiento, cuya TIR se ubica apenas entre 8% y 9%, muy cerca de la tasa de descuento del proyecto, dependiendo del horizonte de evaluación considerado.

Los sistemas sin precalentamiento, en cambio, presentan una lógica inversa. Al no disponer de una variable de control como la temperatura de entrada, su desempeño depende netamente de que la composición del gas, y en particular su contenido de agua, se mantenga dentro del rango para el cual fueron diseñados los filtros coalescentes y el tambor knock-out, lo que los hace más frágiles ante variaciones composicionales no anticipadas. Esta menor adaptabilidad se ve compensada, sin embargo, por una ventaja económica relevante: al no consumir energía para precalentar el gas, la totalidad de la energía generada puede inyectarse a la red, lo que explica la clara mejora de los indicadores financieros al eliminar el sistema de precalentamiento. Esta configuración resulta además especialmente relevante en reducciones de presión secundarias o de baja presión final, donde, como se mostró en la Figura 9, la temperatura de formación de hidratos comienza a caer abruptamente pasados los 12 [bar]. Bajo dicha presión, el límite que restringe la expansión del gas deja de estar determinado por la curva de equilibrio de hidratos y pasa a depender exclusivamente de la temperatura mínima admisible por la norma ASME B31.8 para el material del gasoducto (−29 °C). Sin embargo, este margen adicional no es ilimitado: en el caso de la reducción secundaria de GasAndes, la temperatura de salida obtenida (−66 °C) supera ampliamente dicho límite metalúrgico, por lo que el escenario económicamente más favorable del estudio no resulta, en rigor, físicamente implementable en su forma "sin precalentamiento" pura. Su viabilidad real exige entonces algún mecanismo que eleve la temperatura de salida hasta un valor compatible con la norma, ya sea mediante un precalentamiento de menor magnitud que el evaluado en el escenario "con precalentamiento", o aprovechando la propuesta de valorización de la corriente fría descrita en el apartado 2.5, en la que dicho flujo se emplea como servicio de refrigeración para otro proceso industrial antes de reingresar ya recalentado al gasoducto. Esta última alternativa resulta particularmente atractiva, ya que permitiría acercarse al beneficio económico del escenario sin precalentamiento sin incurrir en el consumo de gas propio de un calentador convencional, aunque su evaluación técnico-económica específica excede el alcance de este estudio.

Otro aspecto relevante para la implementación de estos sistemas es la disposición de los turboexpansores en paralelo entre sí y/o junto a la válvula de expansión existente en la estación reguladora. Esta configuración es más utilizada en la industria que los arreglos en serie, ya que cumple un doble propósito. En primer lugar, otorga continuidad operacional ante fallas o mantenciones, ya que el caudal puede desviarse hacia la válvula de expansión sin interrumpir el suministro de gas aguas abajo. En segundo lugar, y de manera menos evidente, permite mitigar uno de los principales riesgos técnicos de los turboexpansores: la fuerte sensibilidad de la eficiencia isentrópica ante variaciones del caudal, que en la literatura se reporta como caídas de hasta un 30% en la eficiencia ante cambios de apenas un 5% en el flujo. Al utilizar la válvula de expansión para absorber las fluctuaciones estacionales y horarias de la demanda, es posible operar el turboexpansor en un punto de diseño más estable, sacrificando parte del caudal disponible a cambio de una producción energética más constante y predecible, lo cual resulta consistente con la práctica industrial descrita en la literatura revisada.

Finalmente, un elemento que no fue incorporado en la evaluación económica de este trabajo, pero que representa una oportunidad relevante para estudios posteriores, es el almacenamiento de la energía generada. Dado que el costo marginal de la electricidad presenta una variabilidad horaria significativa y considerando por ende la disminución del precio durante las horas de mayor radiación solar, un sistema de almacenamiento, ya sea mediante baterías u otras tecnologías, permitiría desacoplar la generación del turboexpansor del momento de la inyección a la red, concentrando la venta de energía en las horas de mayor precio marginal y aumentando así los ingresos del proyecto. Su evaluación, no obstante, requeriría un estudio de prefactibilidad independiente que incorpore el CAPEX, OPEX y las pérdidas de eficiencia propias de este tipo de sistemas, aspectos que exceden el alcance del presente trabajo.

Sin embargo, es necesario reconocer que las conclusiones anteriores se apoyan sobre un conjunto de supuestos metodológicos que, si bien resultan razonables para una evaluación de prefactibilidad, condicionan el grado de certeza de los resultados obtenidos. El primero de ellos es la consideración de una eficiencia isentrópica constante del 75% para el turboexpansor a lo largo de todo el rango de operación. Como se discutió en los antecedentes, la literatura reporta que esta eficiencia varía de manera significativa en función del caudal, la presión y la geometría específica de los álabes de cada fabricante, variación que este trabajo no pudo incorporar al no contar con curvas de desempeño propias de un equipo comercial. En la práctica, esto significa que la potencia y, por lo tanto, los ingresos estimados para cada escenario deben interpretarse como una aproximación de orden de magnitud y no como el resultado de un equipo específico ya seleccionado, diferencia que solo podría evaluarse en etapas posteriores de ingeniería de detalle, una vez definido el proveedor y el modelo de turboexpansor a instalar. El segundo supuesto relevante es el tratamiento independiente del CAPEX y del precio de venta de la energía en el análisis de sensibilidad, que, tal como se señaló en dicha sección, tiende a sobredimensionar la probabilidad conjunta de los escenarios extremos al no considerar que ambas variables responden, al menos parcialmente, a condiciones de mercado compartidas. Un

tercer supuesto, relacionado directamente con el anterior, es que el método utilizado para estimar el CAPEX asigna un costo unitario por potencia instalada constante, independiente de la escala del proyecto; esto explica por qué sistemas de tamaño muy distinto, como las dos reducciones de presión de GasAndes, terminan presentando una TIR prácticamente idéntica a pesar de tener un VAN considerablemente diferente. Al no incorporar economías de escala en la inversión, el modelo probablemente subestima la rentabilidad real de los proyectos de mayor envergadura, donde en la práctica suelen obtenerse costos unitarios menores. Estas tres limitaciones apuntan en la misma dirección: los resultados de este estudio deben entenderse como una primera aproximación que permite discriminar entre diferentes escenarios y configuraciones, más que como una cifra definitiva de rentabilidad, y su precisión debería mejorar sustancialmente en la medida en que se incorporen cotizaciones reales de equipos y curvas de eficiencia específicas de fabricantes.

Pese a estas limitaciones, el panorama respecto al gas natural y los planes de descarbonización sugieren que las condiciones para el desarrollo de este tipo de proyectos tenderán a ser cada vez más favorables antes que más restrictivas. Conviene, sin embargo, matizar este optimismo con la propia trayectoria del suministro: como se revisó en el capítulo económico, las importaciones de gas natural desde Argentina se interrumpieron casi por completo entre 2004 y 2017 producto de una crisis de abastecimiento interno en dicho país, episodio que obligó a Chile a diversificar su matriz mediante GNL y que constituye el principal antecedente histórico de riesgo para cualquier proyecto que dependa, como este, de un caudal de gas importado supuesto constante durante 30 años. La desregulación impulsada por el plan Gas.Ar y el desarrollo de Vaca Muerta desde 2018 han reducido sustancialmente ese riesgo y de hecho sustentan la clasificación de riesgo bajo-medio adoptada en la evaluación financiera, pero no lo eliminan por completo, por lo que el supuesto de caudal constante debiera revisarse periódicamente a medida que evolucione la política energética argentina, más que darse por sentado durante toda la vida útil del proyecto. El crecimiento sostenido que proyectan las distintas consultoras para el mercado de turboexpansores, impulsado directamente por las políticas de descarbonización a nivel global, es consistente con el cambio que atraviesa la matriz energética chilena, en la que el gas natural continúa consolidándose como combustible de transición mientras se reduce la participación del carbón. En ese contexto, no resulta descartable que iniciativas como la evaluada en este trabajo lleguen a beneficiarse de mecanismos de apoyo económico o tributario orientados a la eficiencia energética, lo que mejoraría los indicadores obtenidos para los escenarios actualmente más ajustados, como el de la Empresa A. En consecuencia, más que un resultado cerrado, este estudio debe entenderse como una base técnica y financiera sobre la cual evaluar, a medida que dicho contexto regulatorio y de mercado madure, la incorporación efectiva de turboexpansores en la infraestructura de transporte y distribución de gas natural del país.

En síntesis, los resultados de este estudio muestran que la incorporación de turboexpansores en estaciones de regulación de presión constituye una alternativa técnica y económicamente viable

para la recuperación energética del gas natural, particularmente en emplazamientos de mayor caudal y mayor relación de expansión, como el caso de GasAndes. No obstante, dicha viabilidad no es uniforme ni está exenta de riesgo: depende de la combinación específica de presión, composición del gas y condiciones de mercado de cada emplazamiento, y exige un diseño que considere de manera integrada tanto la física de la expansión como la incertidumbre financiera asociada a su implementación. En este sentido, el gas natural, al contar con una infraestructura de transporte robusta y una demanda proyectada al alza dentro del proceso de descarbonización de la matriz energética nacional, ofrece un marco favorable para que este tipo de tecnología se consolide como una fuente adicional y complementaria de generación distribuida en el mediano plazo.

5. Anexos

5.1. Propiedades físicas y termodinámicas

Tabla 17: Propiedades críticas y valores de constantes termodinámicas para cada compuesto de gas natural (Aspen Technology, 2026)

Componente	T_c [K]	P_c [bar]	ω	$a_{c,i}$	b_i	κ	M.M [kg/kmol]
N_2	126,2	34,0	0,0372	0,148	2,40E-05	0,432	28,01
CO_2	304,1	73,8	0,2239	0,396	2,67E-05	0,711	44,01
CH_4	190,6	46,0	0,0115	0,250	2,68E-05	0,393	16,04
C_2H_6	305,3	48,7	0,0995	0,605	4,05E-05	0,528	30,07
C_3H_8	369,8	42,5	0,1523	1,018	5,63E-05	0,607	44,09
n-C_4H_{10}	425,1	38,0	0,2002	1,505	7,24E-05	0,677	58,12
i-C_4H_{10}	407,8	36,5	0,184	1,441	7,23E-05	0,653	58,12
n-C_5H_{12}	469,8	33,6	0,251	2,076	9,04E-05	0,750	72,15
i-C_5H_{10}	460,4	33,8	0,227	1,982	8,81E-05	0,716	72,15

Tabla 18: Matriz de interacción binaria b_{ij} (Aspen Technology, 2026)

Componente		1)	2)	3)	4)	5)	6)	7)	8)	9)
		N_2	CO_2	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	n-C_4H_{10}	i-C_4H_{10}	n-C_5H_{12}	i-C_4H_{10}
1)	N_2	0	-2,0,E-02	3,6,E-02	5,0,E-02	8,0,E-02	9,0,E-02	9,5,E-02	1,0,E-01	9,5,E-02
2)	CO_2	-2,0,E-02	0	1,0,E-01	1,3,E-01	1,4,E-01	1,3,E-01	1,3,E-01	1,3,E-01	1,3,E-01
3)	CH_4	3,6,E-02	1,0,E-01	0	2,2,E-03	6,8,E-03	1,2,E-02	1,3,E-02	1,8,E-02	1,8,E-02
4)	C_2H_6	5,0,E-02	1,3,E-01	2,2,E-03	0	1,3,E-03	4,1,E-03	4,6,E-03	7,6,E-03	7,4,E-03
5)	C_3H_8	8,0,E-02	1,4,E-01	6,8,E-03	1,3,E-03	0	8,2,E-04	1,0,E-03	2,7,E-03	2,6,E-03
6)	n-C_4H_{10}	9,0,E-02	1,3,E-01	1,2,E-02	4,1,E-03	8,2,E-04	0	1,3,E-05	5,5,E-04	5,0,E-04
7)	i-C_4H_{10}	9,5,E-02	1,3,E-01	1,3,E-02	4,6,E-03	1,0,E-03	1,3,E-05	0	3,9,E-04	3,5,E-04
8)	n-C_5H_{12}	1,0,E-01	1,3,E-01	1,8,E-02	7,6,E-03	2,7,E-03	5,5,E-04	3,9,E-04	0	1,3,E-06
9)	i-C_4H_{10}	9,5,E-02	1,3,E-01	1,8,E-02	7,4,E-03	2,6,E-03	5,0,E-04	3,5,E-04	1,3,E-06	0

Tabla 19: Constantes para ecuación polinómica del cálculo de la capacidad calorífica asumiendo gas ideal (Don W. Green, 2019)

Componente	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
N_2	29,11	-2,E-03	4,E-06	-3,E-09	0,00
CO_2	25,00	6,E-02	-3,E-05	8,E-09	-2,E+05
CH_4	19,88	5,E-02	1,E-05	-1,E-08	0,00
C_2H_6	5,41	2,E-01	-7,E-05	9,E-09	0,00
C_3H_8	-4,22	3,E-01	-2,E-04	3,E-08	0,00
n-C_4H_{10}	9,49	3,E-01	-1,E-04	-3,E-09	0,00
i-C_4H_{10}	-7,91	4,E-01	-2,E-04	3,E-08	0,00
n-C_5H_{12}	-3,63	5,E-01	-3,E-04	5,E-08	0,00
i-C_4H_{10}	-9,53	5,E-01	-3,E-04	6,E-08	0,00

Tabla 20: Composición molar descrita por GasAndes (SEA, 1995)

Compuesto	% Molar
N_2	0,85
CO_2	1,69
CH_4	91,95
C_2H_6	4,64
C_3H_8	0,74
n-C_4H_{10}	0,17
i-C_4H_{10}	0,11
n-C_5H_{12}	0,12
i-C_4H_{10}	0,02

5.2. Datos de condiciones iniciales para cada sistema

Caudales

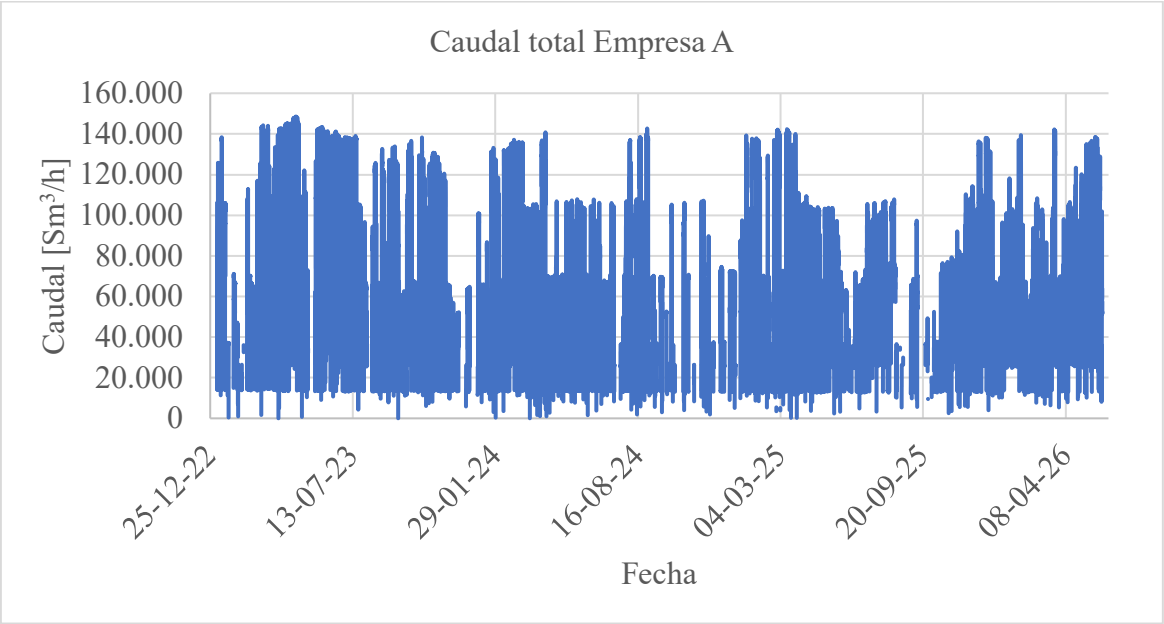


Figura 18: Caudal histórico entregado por Empresa A

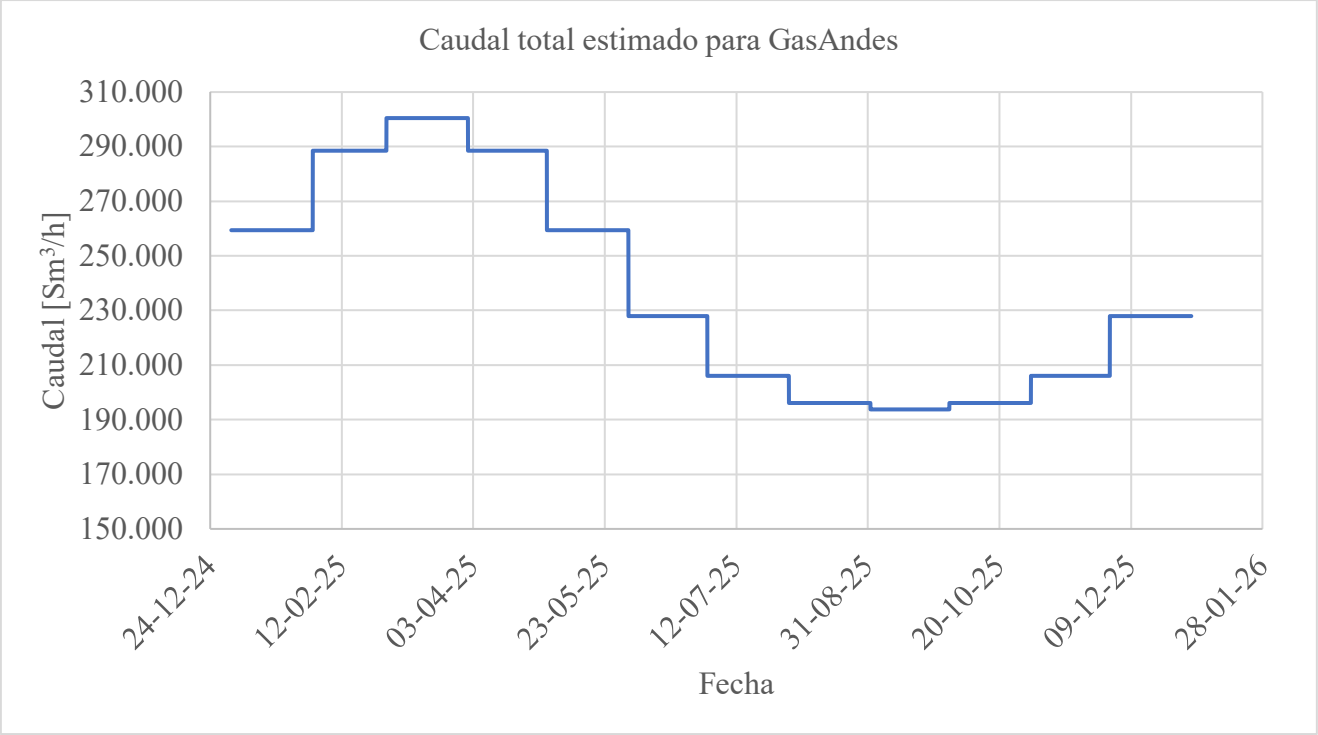


Figura 19: Estimación de caudal para empresa GasAndes

Presiones

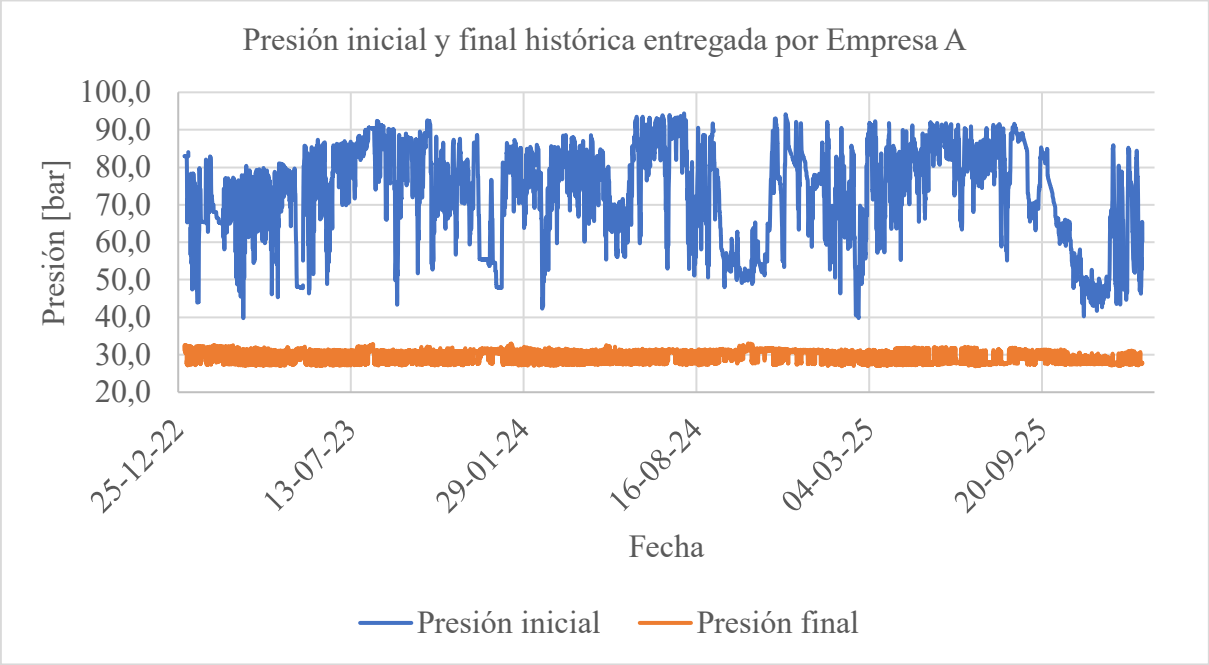


Figura 20: Presiones entregadas por Empresa A

La presión para ambos sistemas de GasAndes se considera como constante tanto para la reducción primaria como para la secundaria y sus valores son obtenidos directamente desde el Estudio de Impacto Ambiental asociado al gasoducto.

Tabla 21: Valores de presión según tipo de sistema para GasAndes (SEA, 1995)

Reducción	Presión inicial [bar]	Presión final [bar]
Primaria	65,5	34,5
Secundaria	34,5	4

5.3. Resultados de evaluación técnica

Temperaturas

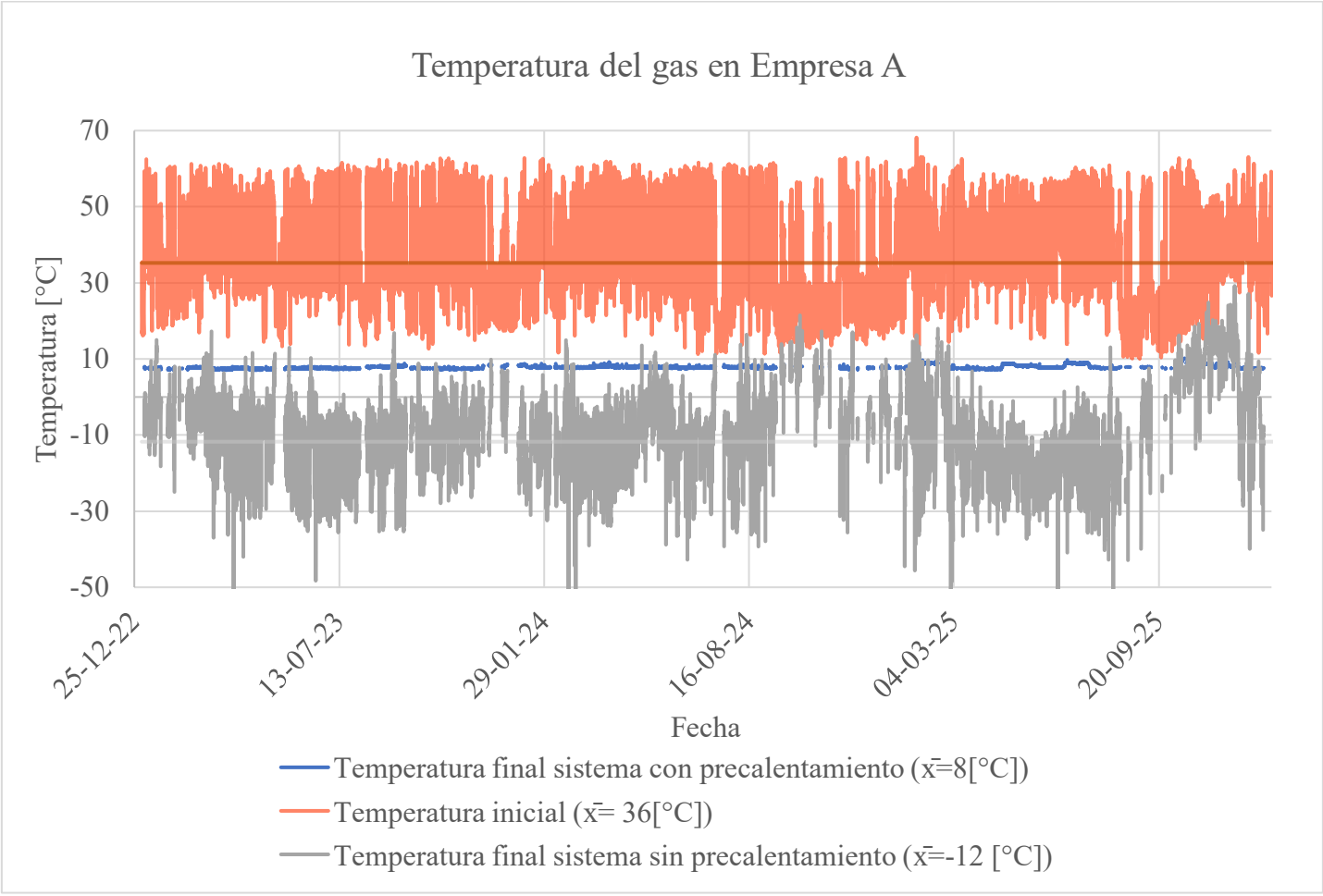


Figura 21: Temperaturas del gas en Empresa A

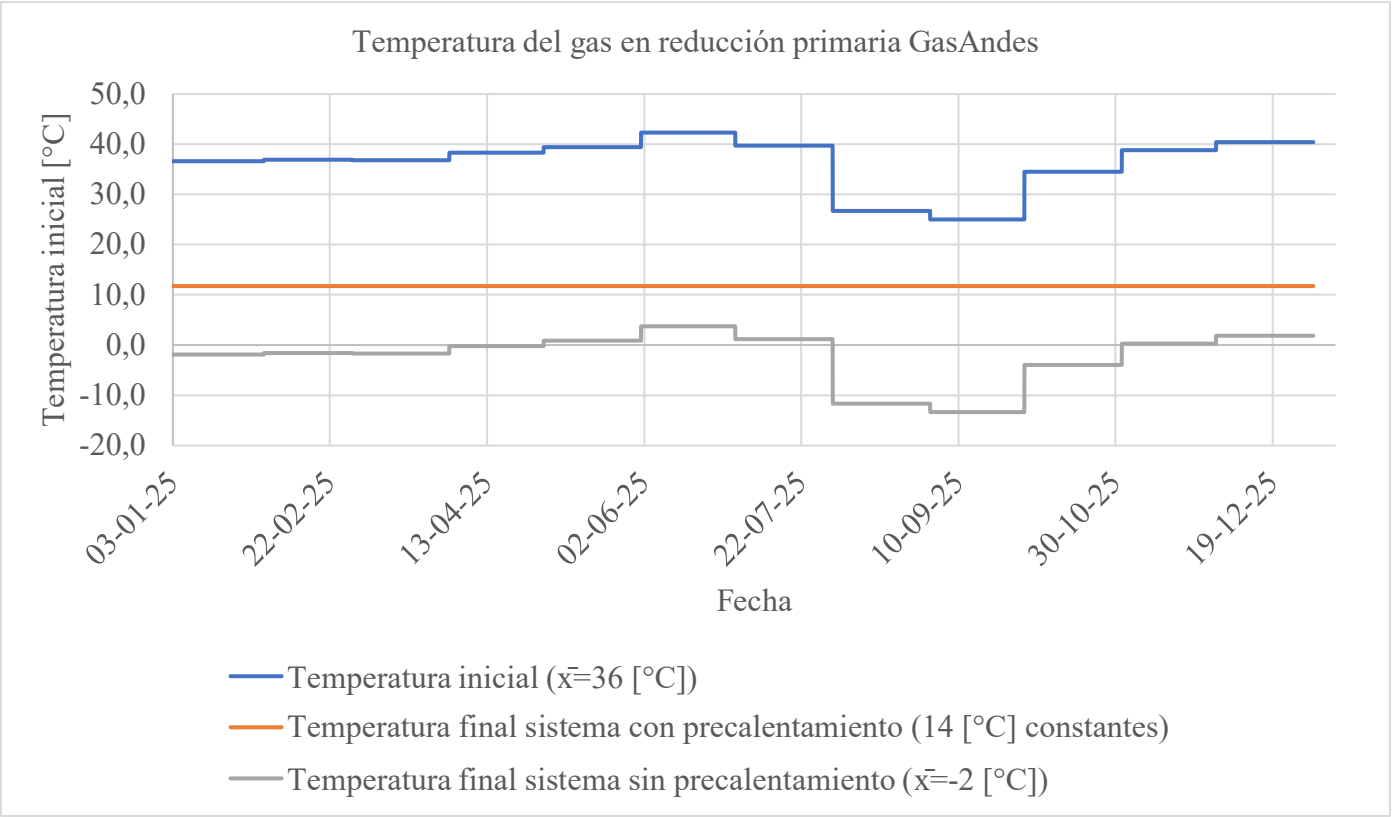


Figura 22: Temperaturas del gas en reducción primaria de GasAndes

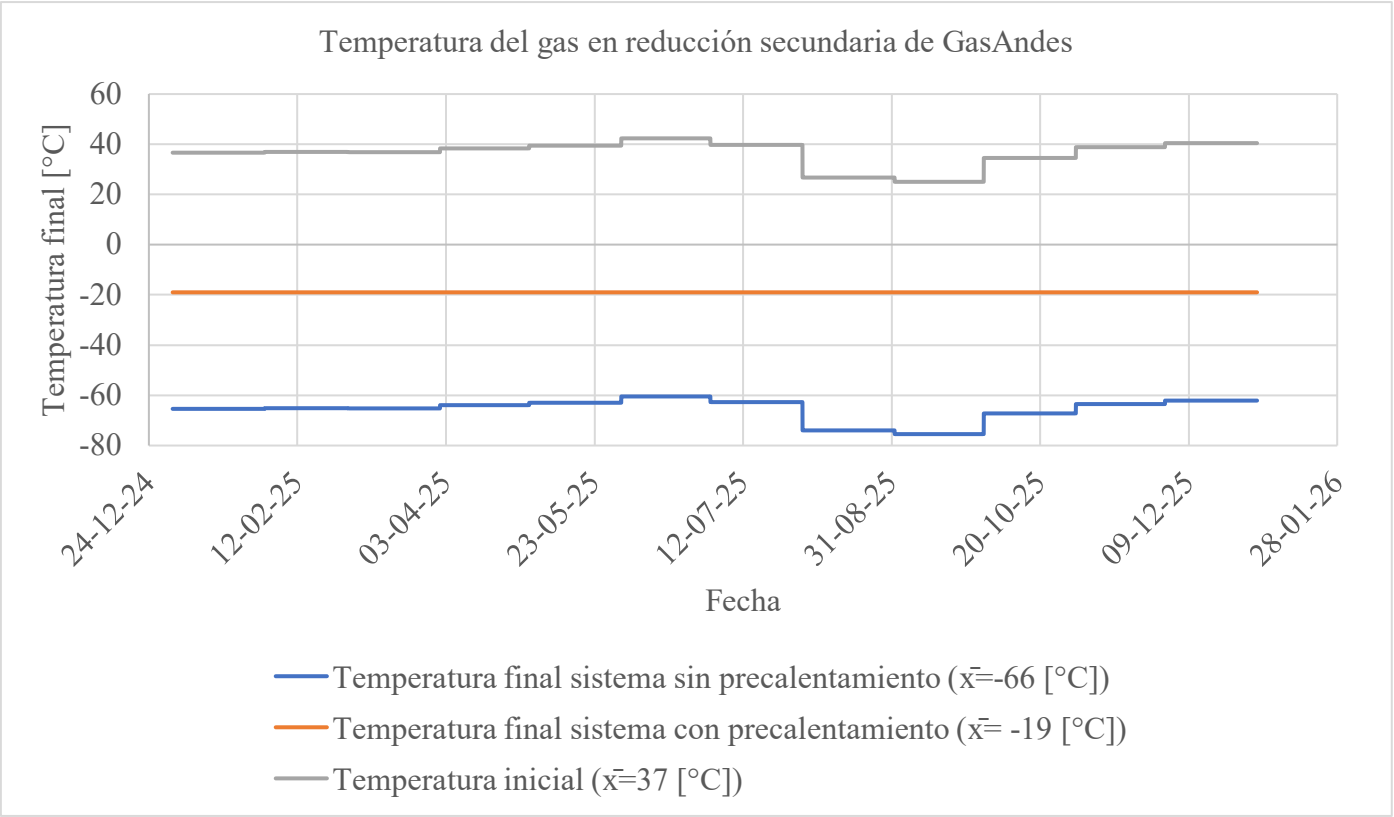


Figura 23: Temperaturas del gas en reducción secundaria de GasAndes

Potencia por sistema

Las Figuras 20, 21, 22 y 23 muestran el potencial energético que podría recuperar y generar la instalación de turboexpansores durante todo el periodo de un año de operación en diferentes escenarios y lugares. Es importante notar que los resultados presentados en el análisis técnico corresponden a los promedios entre los máximos y mínimos ya que existe una importante variación en el caudal y por ende una importante variación en la producción eléctrica. No obstante, para estimar la producción energética total anual todos los datos fueron considerados.

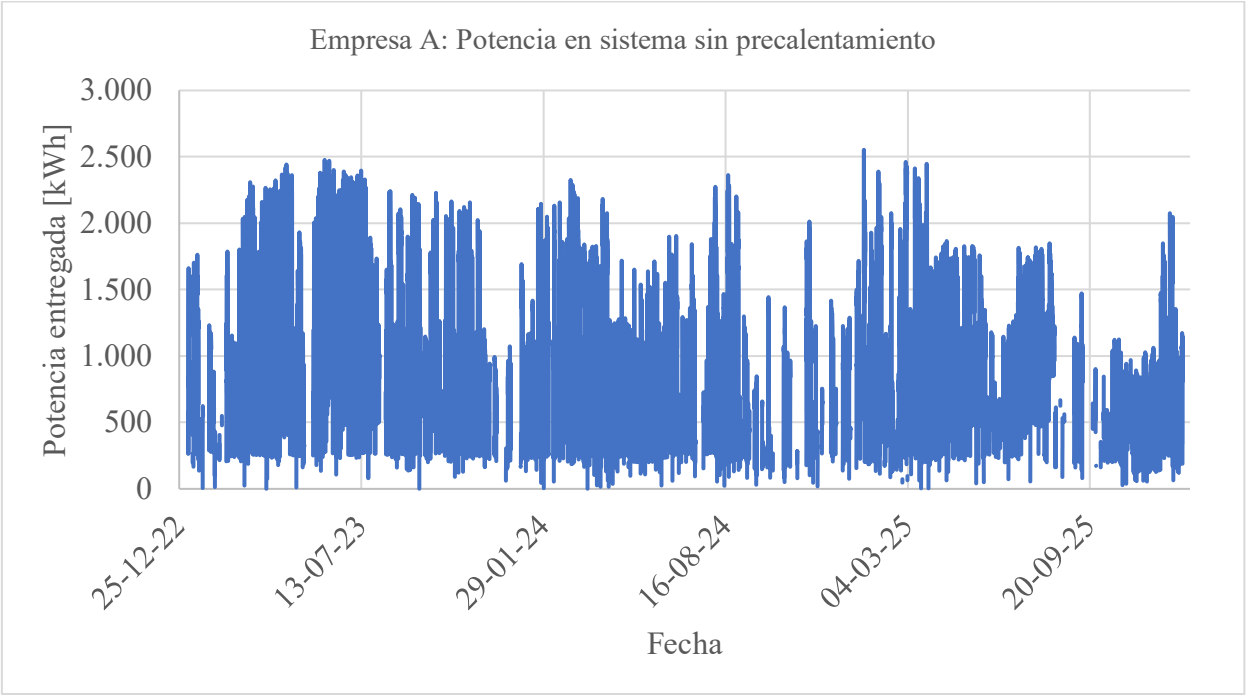


Figura 24: Potencia producida para sistema sin precalentamiento en Empresa A

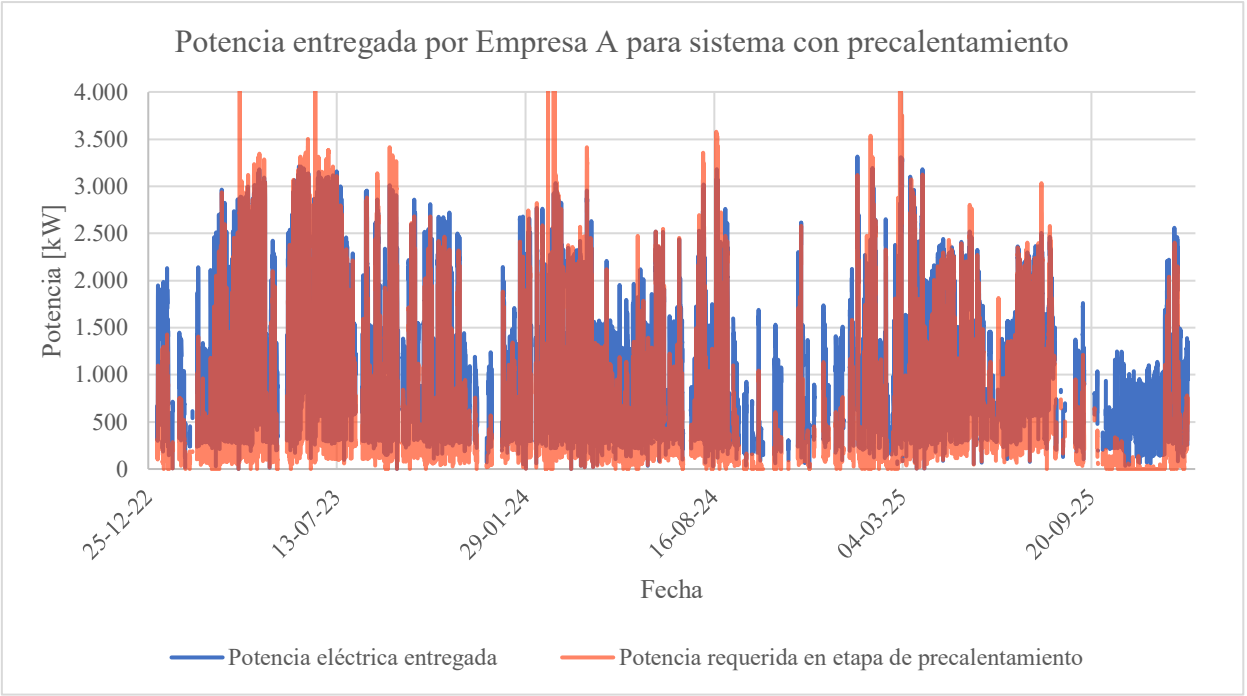


Figura 25: Potencia producida para sistema con precalentamiento en Empresa A

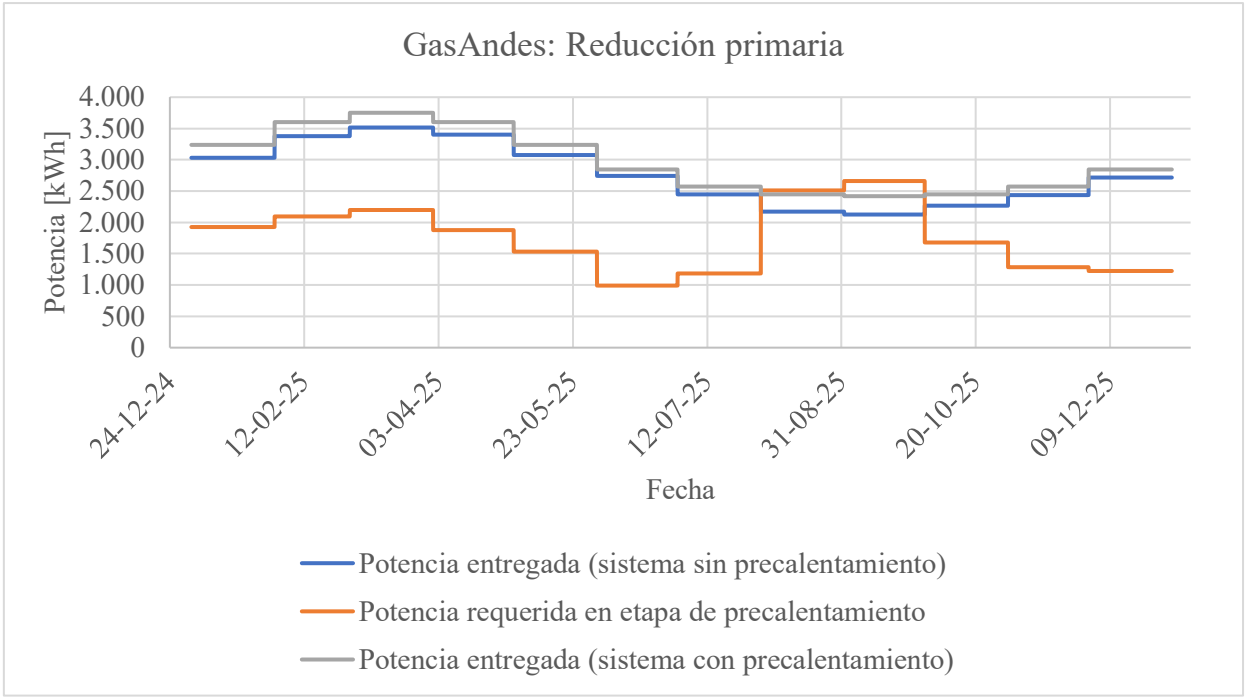


Figura 26: Potencia según sistema en reducción primaria de GasAndes

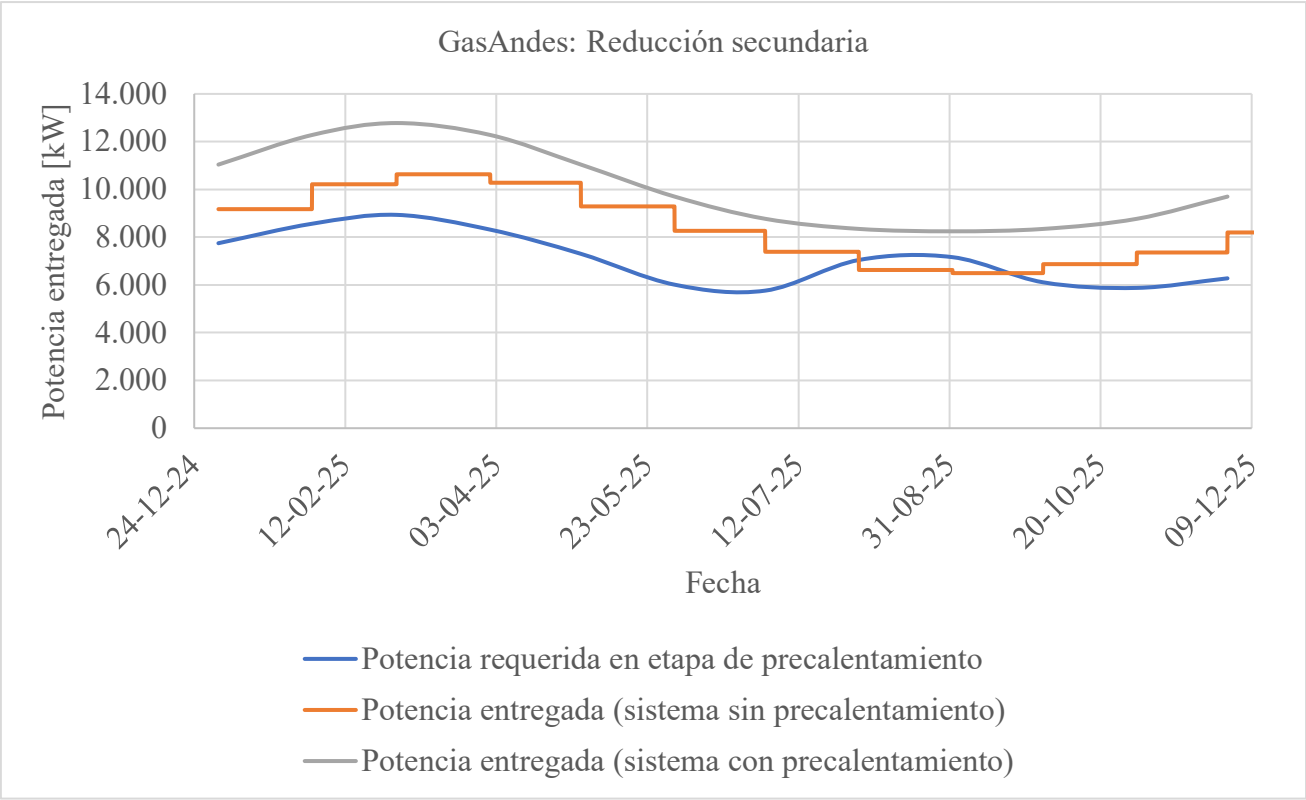


Figura 27: Potencia según sistema en reducción secundaria de GasAndes

5.4. Resultados de evaluación económica

Tabla 22: CAPEX Empresa A

Precalentamiento		**Sin**	**Con**
Potencia sistema [MWh]		**1,1**	**1,2**
Precio equipos principales [M USD/MWh]		**1,3**	**2,1**
Componente	**% CAPEX**	**$ USD**	
Costos directos			
Equipos principales	50	**1.424.434**	**2.809.188**
Instalación de equipos	14	**398.842**	**786.573**
Instrumentación y sistemas de control (instalados)	10	**284.887**	**561.838**
Tuberías (instaladas)	5	**142.443**	**280.919**
Sistemas eléctricos (instalados)	5	**142.443**	**280.919**
Edificaciónes (incluyendo servicios)	-		
Obras exteriores (urbanización del terreno)	-		
Servicios auxiliares (instalados)	-		
Terreno	-		
Total costos directos		**2.393.049**	**4.719.435**
Costos indirectos			
Ingeniería y supervición	4	**113.955**	**224.735**
Gastos de contrucción	4	**113.955**	**224.735**
Gastos legales	1	**28.489**	**56.184**
Honararios del contratista	2	**56.977**	**112.368**
Contigencias	5	**142.443**	**280.919**
Total costos indirectos		**455.819**	**898.940**
Total CAPEX		**2.848.868**	**5.618.375**

Tabla 23: CAPEX GasAndes (reducción primaria)

Precalentamiento		**Sin**	**Con**
Potencia sistema [MWh]		**2,8**	**3**
Precio equipos principales [M USD/MWh]		**1,3**	**2,1**
Componente	**% CAPEX**	**$ USD**	
Costos directos			
Equipos principales	50	**3.602.918**	**6.217.322**
Instalación de equipos	14	**1.008.817**	**1.740.850**
Instrumentación y sistemas de control (instalados)	10	**720.584**	**1.243.464**
Tuberías (instaladas)	5	**360.292**	**621.732**
Sistemas eléctricos (instalados)	5	**360.292**	**621.732**
Edificaciónes (incluyendo servicios)	-		
Obras exteriores (urbanización del terreno)	-		
Servicios auxiliares (instalados)	-		
Terreno	-		
Total costos directos		**6.052.902**	**10.445.100**
Costos indirectos			
Ingeniería y supervición	4	**288.233**	**497.386**
Gastos de contrucción	4	**288.233**	**497.386**
Gastos legales	1	**72.058**	**124.346**
Honararios del contratista	2	**144.117**	**248.693**
Contigencias	5	**360.292**	**621.732**
Total costos indirectos		**1.152.933**	**1.989.543**
Total CAPEX		**7.205.836**	**12.434.643**

Tabla 24: CAPEX GasAndes (reducción secundaria)

Precalentamiento		**Sin**	**Con**
Potencia sistema [MWh]		**8,7**	**10,1**
Precio equipos principales [M USD/MWh]		**1,3**	**2,1**
Componente	**% CAPEX**	**$ USD**	
Costos directos			
Equipos principales	50	**11.344.961**	**21.226.450**
Instalación de equipos	14	**3.176.589**	**5.943.406**
Instrumentación y sistemas de control (instalados)	10	**2.268.992**	**4.245.290**
Tuberías (instaladas)	5	**1.134.496**	**2.122.645**
Sistemas eléctricos (instalados)	5	**1.134.496**	**2.122.645**
Edificaciónes (incluyendo servicios)	-		
Obras exteriores (urbanización del terreno)	-		
Servicios auxiliares (instalados)	-		
Terreno	-		
Total costos directos		**19.059.535**	**35.660.436**
Costos indirectos			
Ingeniería y supervición	4	**907.597**	**1.698.116**
Gastos de contrucción	4	**907.597**	**1.698.116**
Gastos legales	1	**226.899**	**424.529**
Honararios del contratista	2	**453.798**	**849.058**
Contigencias	5	**1.134.496**	**2.122.645**
Total costos indirectos		**3.630.388**	**6.792.464**
Total CAPEX		**22.689.923**	**42.452.900**

Tabla 25: Proyección de costos del gas argentino

Año	USD/MMBtu

2026	**3,10**
2027	3,32
2028	3,55
2029	3,78
2030	**4,00**
2031	4,23
2032	4,45
2033	4,68
2034	4,90
2035	5,13
2036	5,35
2037	5,57
2038	5,80
2039	6,03
2040	6,25
2041	6,48
2042	6,70
2043	6,93
2044	7,15
2045	7,38
2046	7,60
2047	7,82

Proyección costos marginales en barra Atacama:

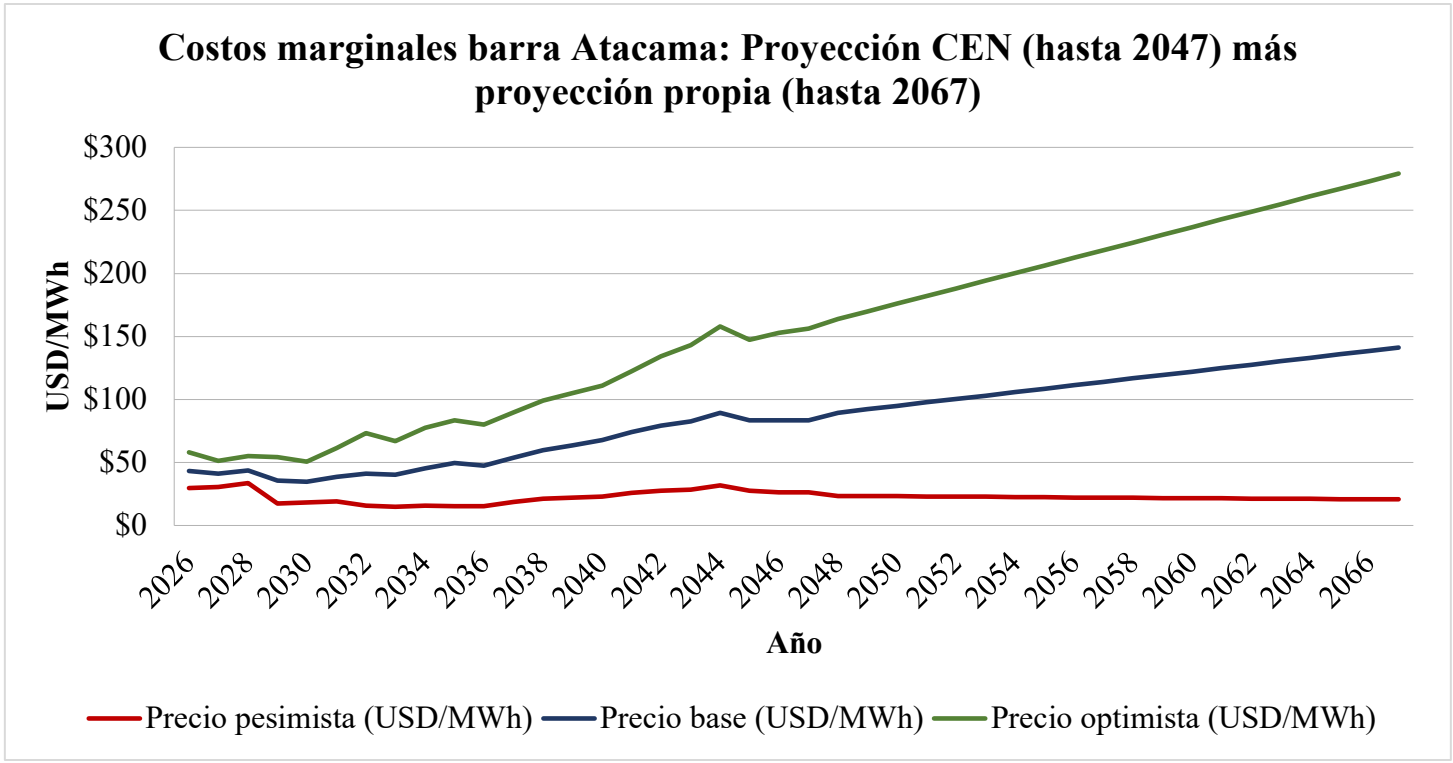


Figura 28: Proyección de costos marginales para barra Atacama

Proyección costos marginales en barra Chena:

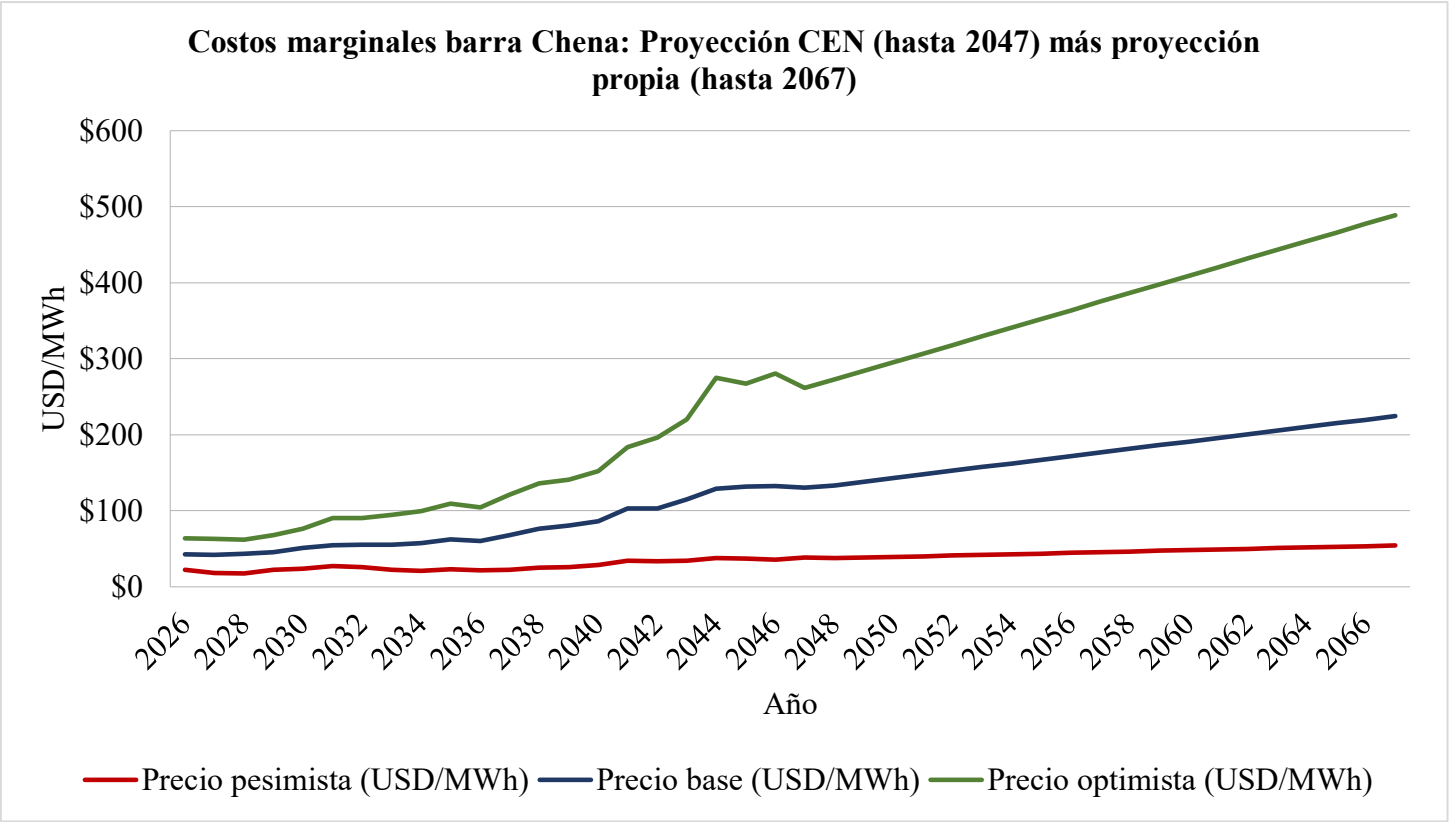


Figura 29: Proyección de costos marginales para barra Chena

Flujo de cada Empresa A para sistema sin precalentamiento:

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	5,0%										
Impuesto (Transitorio)	*27,0%*	*25,5%*	*24,0%*	*23,0%*							
Año	*2026*	*2027*	*2028*	*2029*	*2030*	*2031*	*2032*	*2033*	*2034*	*2035*	*2036*
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Inversión	-2.848.868										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*41,1*	*43,8*	*35,8*	*34,7*	*38,4*	*41,1*	*40,4*	*45,4*	*49,6*	*47,5*
Ingresos por venta		394.028	420.525	343.593	333.009	368.267	394.432	388.070	435.649	476.034	455.585
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443
EBITDA		251.584	278.082	201.150	190.565	225.824	251.988	245.626	293.206	333.590	313.142
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962
EBIT		156.622	183.120	106.187	95.603	130.862	157.026	150.664	198.244	238.628	218.180
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-39.939	-43.949	-24.423	-21.989	-30.098	-36.116	-34.653	-45.596	-54.884	-50.181
Utilidad después de impuesto		116.684	139.171	81.764	73.614	100.763	120.910	116.011	152.648	183.744	167.998
+Depreciación		94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962
Flujo de caja neto	-2.848.868	211.646	234.133	176.727	168.577	195.726	215.872	210.974	247.610	278.706	262.961
Flujo de caja acumulado	-2.848.868	-2.637.222	-2.403.089	-2.226.363	-2.057.786	-1.862.060	-1.646.188	-1.435.214	-1.187.604	-908.898	-645.938

Figura 30: Flujo de caja Empresa A para sistema sin precalentamiento (1/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	5,0%										
Impuesto (Transitorio)	*27,0%*										
Año	*2026*	*2037*	*2038*	*2039*	*2040*	*2041*	*2042*	*2043*	*2044*	*2045*	*2046*
	Año 0	Año 11	Año 12	Año 13	Año 14	Año 15	Año 16	Año 17	Año 18	Año 19	Año 20
Inversión	-2.848.868										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*53,7*	*59,7*	*63,4*	*67,8*	*74,2*	*79,3*	*82,5*	*89,4*	*83,3*	*83,3*
Ingresos por venta		515.735	572.945	608.528	650.386	711.748	761.581	792.181	858.065	799.082	799.976
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443
EBITDA		373.292	430.502	466.084	507.942	569.304	619.137	649.737	715.621	656.639	657.532
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962
EBIT		278.329	335.540	371.122	412.980	474.342	524.175	554.775	620.659	561.676	562.570
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-64.016	-77.174	-85.358	-94.985	-109.099	-120.560	-127.598	-142.752	-129.186	-129.391
Utilidad después de impuesto		214.314	258.365	285.764	317.995	365.243	403.615	427.177	477.907	432.491	433.179
+Depreciación		94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962
Flujo de caja neto	-2.848.868	309.276	353.328	380.726	412.957	460.206	498.577	522.139	572.870	527.453	528.141
Flujo de caja acumulado	-2.848.868	-336.662	16.666	397.392	810.349	1.270.555	1.769.132	2.291.271	2.864.141	3.391.594	3.919.735

Figura 31: Flujo de caja Empresa A para sistema sin precalentamiento (2/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	5,0%										
Impuesto (Transitorio)	*27,0%*										
Año	*2026*	*2047*	*2048*	*2049*	*2050*	*2051*	*2052*	*2053*	*2054*	*2055*	*2056*
	Año 0	Año 21	Año 22	Año 23	Año 24	Año 25	Año 26	Año 27	Año 28	Año 29	Año 30
Inversión	-2.848.868										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*	*1096*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*83,6*	*89,5*	*92,2*	*94,9*	*97,7*	*100,4*	*103,1*	*105,8*	*108,5*	*111,2*
Ingresos por venta		802.686	859.022	885.115	911.207	937.300	963.392	989.484	1.015.577	1.041.669	1.067.762
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443	-142.443
EBITDA		660.243	716.579	742.671	768.764	794.856	820.949	847.041	873.133	899.226	925.318
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962	-94.962
EBIT		565.281	621.617	647.709	673.802	699.894	725.986	752.079	778.171	804.263	830.356
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-130.015	-142.972	-148.973	-154.974	-160.976	-166.977	-172.978	-178.979	-184.981	-190.982
Utilidad después de impuesto		435.266	478.645	498.736	518.827	538.918	559.009	579.101	599.192	619.283	639.374
+Depreciación		94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962	94.962
Flujo de caja neto	-2.848.868	530.228	573.607	593.698	613.789	633.881	653.972	674.063	694.154	714.245	734.336
Flujo de caja acumulado	-2.848.868	4.449.963	5.023.570	5.617.269	6.231.058	6.864.939	7.518.911	8.192.973	8.887.127	9.601.373	10.335.709

Figura 32: Flujo de caja Empresa A para sistema sin precalentamiento (3/3)

Flujo de cada Empresa A para sistema con precalentamiento:

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	1,0%										
Impuesto (Transitorio)	*27,0%*	*25,5%*	*24,0%*	*23,0%*							
Año	*2026*	*2027*	*2028*	*2029*	*2030*	*2031*	*2032*	*2033*	*2034*	*2035*	*2036*
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Inversión	-5.618.375										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*41,1*	*43,8*	*35,8*	*34,7*	*38,4*	*41,1*	*40,4*	*45,4*	*49,6*	*47,5*
Ingresos por venta		481.049	513.399	419.476	406.554	449.599	481.542	473.775	531.863	581.166	556.201
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184
Potencia promedio en precalentamiento [kWh]		*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*
Henry Hub [USD/MMBtu]		*4,4*	*4,7*	*5,0*	*5,3*	*5,6*	*5,9*	*6,2*	*6,5*	*6,8*	*7,1*
Costos por quema de gas en precalentamiento		-125.972	-134.496	-143.021	-151.545	-160.069	-168.594	-177.118	-185.643	-194.167	-202.691
EBITDA		298.894	322.719	220.271	198.825	233.346	256.765	240.473	290.036	330.815	297.326
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279
EBIT		111.614	135.439	32.992	11.546	46.067	69.486	53.194	102.757	143.536	110.047
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-28.462	-32.505	-7.588	-2.656	-10.595	-15.982	-12.235	-23.634	-33.013	-25.311
Utilidad después de impuesto		83.153	102.934	25.404	8.890	35.472	53.504	40.959	79.123	110.523	84.736
+Depreciación		187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279
Flujo de caja neto	-5.618.375	270.432	290.213	212.683	196.170	222.751	240.783	228.239	266.402	297.802	272.016
Flujo de caja acumulado	-5.618.375	-5.347.943	-5.057.730	-4.845.047	-4.648.877	-4.426.127	-4.185.343	-3.957.105	-3.690.703	-3.392.900	-3.120.885

Figura 33: Flujo de caja Empresa A para sistema con precalentamiento (1/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	1,0%										
Impuesto (Transitorio)	*27,0%*										
Año	*2026*	*2037*	*2038*	*2039*	*2040*	*2041*	*2042*	*2043*	*2044*	*2045*	*2046*
	Año 0	Año 11	Año 12	Año 13	Año 14	Año 15	Año 16	Año 17	Año 18	Año 19	Año 20
Inversión	-5.618.375										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*53,7*	*59,7*	*63,4*	*67,8*	*74,2*	*79,3*	*82,5*	*89,4*	*83,3*	*83,3*
Ingresos por venta		629.635	699.480	742.921	794.024	868.938	929.776	967.134	1.047.569	975.559	976.651
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184
Potencia promedio en precalentamiento [kWh]		*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*
Henry Hub [USD/MMBtu]		*7,4*	*7,7*	*8,0*	*8,3*	*8,6*	*8,9*	*9,2*	*9,5*	*9,8*	*10,1*
Costos por quema de gas en precalentamiento		-211.216	-219.740	-228.265	-236.789	-245.313	-253.838	-262.362	-270.887	-279.411	-287.935
EBITDA		362.236	423.557	458.473	501.051	567.440	619.755	648.588	720.498	639.965	632.532
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279
EBIT		174.957	236.277	271.194	313.772	380.161	432.476	461.309	533.219	452.686	445.252
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-40.240	-54.344	-62.375	-72.167	-87.437	-99.469	-106.101	-122.640	-104.118	-102.408
Utilidad después de impuesto		134.717	181.934	208.819	241.604	292.724	333.006	355.208	410.579	348.568	342.844
+Depreciación		187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279
Flujo de caja neto	-5.618.375	321.996	369.213	396.098	428.883	480.003	520.285	542.487	597.858	535.847	530.124
Flujo de caja acumulado	-5.618.375	-2.798.889	-2.429.676	-2.033.578	-1.604.695	-1.124.691	-604.406	-61.919	535.939	1.071.786	1.601.910

Figura 34: Flujo de caja Empresa A para sistema con precalentamiento (2/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	1,0%										
Impuesto (Transitorio)	*27,0%*										
Año	*2026*	*2047*	*2048*	*2049*	*2050*	*2051*	*2052*	*2053*	*2054*	*2055*	*2056*
	Año 0	Año 21	Año 22	Año 23	Año 24	Año 25	Año 26	Año 27	Año 28	Año 29	Año 30
Inversión	-5.618.375										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*	*1338*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*83,6*	*89,5*	*92,2*	*94,9*	*97,7*	*100,4*	*103,1*	*105,8*	*108,5*	*111,2*
Ingresos por venta		979.960	1.048.738	1.080.593	1.112.448	1.144.303	1.176.157	1.208.012	1.239.867	1.271.722	1.303.577
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184	-56.184
Potencia promedio en precalentamiento [kWh]		*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*	*958*
Henry Hub [USD/MMBtu]		*10,4*	*10,7*	*11,0*	*11,3*	*11,5*	*11,8*	*12,1*	*12,4*	*12,7*	*13,0*
Costos por quema de gas en precalentamiento		-296.460	-304.984	-313.509	-322.033	-330.557	-339.082	-347.606	-356.131	-364.655	-373.179
EBITDA		627.316	687.570	710.900	734.231	757.561	780.892	804.222	827.553	850.883	874.214
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279	-187.279
EBIT		440.037	500.291	523.621	546.952	570.282	593.613	616.943	640.274	663.604	686.935
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-101.209	-115.067	-120.433	-125.799	-131.165	-136.531	-141.897	-147.263	-152.629	-157.995
Utilidad después de impuesto		338.829	385.224	403.188	421.153	439.117	457.082	475.046	493.011	510.975	528.940
+Depreciación		187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279	187.279
Flujo de caja neto	-5.618.375	526.108	572.503	590.468	608.432	626.397	644.361	662.325	680.290	698.254	716.219
Flujo de caja acumulado	-5.618.375	2.128.017	2.700.520	3.290.988	3.899.420	4.525.816	5.170.177	5.832.503	6.512.793	7.211.047	7.927.266

Figura 35: Flujo de caja Empresa A para sistema con precalentamiento (3/3)

Flujo de caja GasAndes para reducción primaria sin precalentamiento:

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	5,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%	25,5%	24,0%	23,0%							
Año	*2026*	*2027*	*2028*	*2029*	*2030*	*2031*	*2032*	*2033*	*2034*	*2035*	*2036*
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Inversión	-7.205.836										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*42,1*	*43,3*	*45,6*	*51,4*	*54,9*	*55,6*	*55,5*	*57,7*	*62,8*	*60,2*
Ingresos por venta		1.021.693	1.050.173	1.107.892	1.249.041	1.331.891	1.349.835	1.348.174	1.401.057	1.523.498	1.462.494
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292
EBITDA		661.401	689.881	747.600	888.750	971.599	989.543	987.882	1.040.765	1.163.207	1.102.202
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195
EBIT		421.207	449.686	507.405	648.555	731.405	749.349	747.688	800.571	923.012	862.008
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-107.408	-107.925	-116.703	-149.168	-168.223	-172.350	-171.968	-184.131	-212.293	-198.262
Utilidad después de impuesto		313.799	341.762	390.702	499.387	563.182	576.999	575.719	616.440	710.719	663.746
+Depreciación		240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195
Flujo de caja neto	-7.205.836	553.994	581.956	630.897	739.582	803.376	817.193	815.914	856.634	950.914	903.940
Flujo de caja acumulado	-7.205.836	-6.651.843	-6.069.886	-5.438.990	-4.699.408	-3.896.032	-3.078.839	-2.262.925	-1.406.290	-455.376	448.564

Figura 36: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria sin precalentamiento (1/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	5,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%										
Año	*2026*	*2037*	*2038*	*2039*	*2040*	*2041*	*2042*	*2043*	*2044*	*2045*	*2046*
	Año 0	Año 11	Año 12	Año 13	Año 14	Año 15	Año 16	Año 17	Año 18	Año 19	Año 20
Inversión	-7.205.836										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*68,2*	*76,5*	*80,5*	*86,0*	*103,4*	*103,1*	*114,9*	*129,0*	*132,2*	*132,4*
Ingresos por venta		1.655.810	1.857.314	1.954.458	2.087.384	2.509.515	2.503.695	2.788.701	3.131.271	3.208.575	3.215.132
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292
EBITDA		1.295.518	1.497.022	1.594.166	1.727.092	2.149.223	2.143.403	2.428.409	2.770.979	2.848.284	2.854.840
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195
EBIT		1.055.324	1.256.828	1.353.972	1.486.898	1.909.029	1.903.209	2.188.214	2.530.784	2.608.089	2.614.646
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-242.724	-289.070	-311.413	-341.986	-439.077	-437.738	-503.289	-582.080	-599.860	-601.369
Utilidad después de impuesto		812.599	967.758	1.042.558	1.144.911	1.469.952	1.465.471	1.684.925	1.948.704	2.008.229	2.013.277
+Depreciación		240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195
Flujo de caja neto	-7.205.836	1.052.794	1.207.952	1.282.753	1.385.106	1.710.147	1.705.665	1.925.120	2.188.899	2.248.423	2.253.472
Flujo de caja acumulado	-7.205.836	1.501.358	2.709.310	3.992.063	5.377.168	7.087.315	8.792.980	10.718.100	12.906.998	15.155.421	17.408.893

Figura 37: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria sin precalentamiento (2/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	5,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%										
Año	*2026*	*2047*	*2048*	*2049*	*2050*	*2051*	*2052*	*2053*	*2054*	*2055*	*2056*
	Año 0	Año 21	Año 22	Año 23	Año 24	Año 25	Año 26	Año 27	Año 28	Año 29	Año 30
Inversión	-7.205.836										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*	*2771*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*130,2*	*133,6*	*138,4*	*143,2*	*148,0*	*152,8*	*157,6*	*162,4*	*167,2*	*171,9*
Ingresos por venta		3.161.588	3.244.178	3.360.473	3.476.768	3.593.062	3.709.357	3.825.652	3.941.947	4.058.242	4.174.536
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292	-360.292
EBITDA		2.801.296	2.883.886	3.000.181	3.116.476	3.232.771	3.349.065	3.465.360	3.581.655	3.697.950	3.814.245
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195	-240.195
EBIT		2.561.102	2.643.692	2.759.986	2.876.281	2.992.576	3.108.871	3.225.166	3.341.460	3.457.755	3.574.050
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-589.053	-608.049	-634.797	-661.545	-688.292	-715.040	-741.788	-768.536	-795.284	-822.031
Utilidad después de impuesto		1.972.048	2.035.643	2.125.190	2.214.737	2.304.284	2.393.831	2.483.377	2.572.924	2.662.471	2.752.018
+Depreciación		240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195	240.195
Flujo de caja neto	-7.205.836	2.212.243	2.275.837	2.365.384	2.454.931	2.544.478	2.634.025	2.723.572	2.813.119	2.902.666	2.992.213
Flujo de caja acumulado	-7.205.836	19.621.136	21.896.973	24.262.357	26.717.288	29.261.766	31.895.791	34.619.363	37.432.482	40.335.148	43.327.361

Figura 38: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria sin precalentamiento (3/3)

Flujo de caja GasAndes para reducción primaria con precalentamiento:

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	1,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%	25,5%	24,0%	23,0%							
Año	*2026*	*2027*	*2028*	*2029*	*2030*	*2031*	*2032*	*2033*	*2034*	*2035*	*2036*
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Inversión	-12.434.645										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*42,1*	*43,3*	*45,6*	*51,4*	*54,9*	*55,6*	*55,5*	*57,7*	*62,8*	*60,2*
Ingresos por venta		1.091.424	1.121.847	1.183.506	1.334.289	1.422.793	1.441.962	1.440.187	1.496.680	1.627.478	1.562.310
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346
Potencia promedio en precalentamiento [kWh]		*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*
Henry Hub [USD/MMBtu]		*4,4*	*4,7*	*5,0*	*5,3*	*5,6*	*5,9*	*6,2*	*6,5*	*6,8*	*7,1*
Costos por quema de gas en precalentamiento		-231.676	-247.354	-263.031	-278.708	-294.386	-310.063	-325.740	-341.418	-357.095	-372.772
EBITDA		735.401	750.147	796.128	931.234	1.004.061	1.007.553	990.101	1.030.916	1.146.036	1.065.191
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488
EBIT		320.913	335.659	381.640	516.746	589.573	593.064	575.613	616.428	731.548	650.703
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-81.833	-80.558	-87.777	-118.852	-135.602	-136.405	-132.391	-141.778	-168.256	-149.662
Utilidad después de impuesto		239.080	255.101	293.863	397.895	453.971	456.660	443.222	474.649	563.292	501.041
+Depreciación		414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488
Flujo de caja neto	-12.434.645	653.569	669.589	708.351	812.383	868.459	871.148	857.710	889.138	977.780	915.529
Flujo de caja acumulado	-12.434.645	-11.781.076	-11.111.487	-10.403.136	-9.590.753	-8.722.294	-7.851.146	-6.993.436	-6.104.299	-5.126.518	-4.210.989

Figura 39: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria con precalentamiento (1/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	1,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%										
Año	*2026*	*2037*	*2038*	*2039*	*2040*	*2041*	*2042*	*2043*	*2044*	*2045*	*2046*
	Año 0	Año 11	Año 12	Año 13	Año 14	Año 15	Año 16	Año 17	Año 18	Año 19	Año 20
Inversión	-12.434.645										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*68,2*	*76,5*	*80,5*	*86,0*	*103,4*	*103,1*	*114,9*	*129,0*	*132,2*	*132,4*
Ingresos por venta		1.768.820	1.984.077	2.087.850	2.229.849	2.680.790	2.674.573	2.979.031	3.344.981	3.427.562	3.434.566
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346
Potencia promedio en precalentamiento [kWh]		*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*
Henry Hub [USD/MMBtu]		*7,4*	*7,7*	*8,0*	*8,3*	*8,6*	*8,9*	*9,2*	*9,5*	*9,8*	*10,1*
Costos por quema de gas en precalentamiento		-388.450	-404.127	-419.804	-435.482	-451.159	-466.836	-482.514	-498.191	-513.868	-529.546
EBITDA		1.256.024	1.455.603	1.543.700	1.670.021	2.105.285	2.083.390	2.372.171	2.722.444	2.789.347	2.780.674
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488
EBIT		841.536	1.041.115	1.129.212	1.255.532	1.690.797	1.668.902	1.957.682	2.307.956	2.374.859	2.366.186
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-193.553	-239.456	-259.719	-288.772	-388.883	-383.847	-450.267	-530.830	-546.218	-544.223
Utilidad después de impuesto		647.983	801.659	869.493	966.760	1.301.913	1.285.055	1.507.415	1.777.126	1.828.641	1.821.963
+Depreciación		414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488
Flujo de caja neto	-12.434.645	1.062.471	1.216.147	1.283.981	1.381.248	1.716.402	1.699.543	1.921.904	2.191.614	2.243.130	2.236.451
Flujo de caja acumulado	-12.434.645	-3.148.518	-1.932.371	-648.390	732.858	2.449.259	4.148.802	6.070.706	8.262.320	10.505.449	12.741.901

Figura 40: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria con precalentamiento (2/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	1,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%										
Año	*2026*	*2047*	*2048*	*2049*	*2050*	*2051*	*2052*	*2053*	*2054*	*2055*	*2056*
	Año 0	Año 21	Año 22	Año 23	Año 24	Año 25	Año 26	Año 27	Año 28	Año 29	Año 30
Inversión	-12.434.645										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*	*2961*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*130,2*	*133,6*	*138,4*	*143,2*	*148,0*	*152,8*	*157,6*	*162,4*	*167,2*	*171,9*
Ingresos por venta		3.377.368	3.465.594	3.589.826	3.714.058	3.838.290	3.962.522	4.086.754	4.210.986	4.335.218	4.459.450
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346	-124.346
Potencia promedio en precalentamiento [kWh]		*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*	*1761*
Henry Hub [USD/MMBtu]		*10,4*	*10,7*	*11,0*	*11,3*	*11,5*	*11,8*	*12,1*	*12,4*	*12,7*	*13,0*
Costos por quema de gas en precalentamiento		-545.223	-560.900	-576.578	-592.255	-607.932	-623.610	-639.287	-654.964	-670.642	-686.319
EBITDA		2.707.798	2.780.348	2.888.902	2.997.457	3.106.011	3.214.566	3.323.121	3.431.675	3.540.230	3.648.785
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488	-414.488
EBIT		2.293.310	2.365.859	2.474.414	2.582.969	2.691.523	2.800.078	2.908.633	3.017.187	3.125.742	3.234.296
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-527.461	-544.148	-569.115	-594.083	-619.050	-644.018	-668.985	-693.953	-718.921	-743.888
Utilidad después de impuesto		1.765.849	1.821.712	1.905.299	1.988.886	2.072.473	2.156.060	2.239.647	2.323.234	2.406.821	2.490.408
+Depreciación		414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488	414.488
Flujo de caja neto	-12.434.645	2.180.337	2.236.200	2.319.787	2.403.374	2.486.961	2.570.548	2.654.135	2.737.722	2.821.309	2.904.896
Flujo de caja acumulado	-12.434.645	14.922.238	17.158.437	19.478.224	21.881.598	24.368.559	26.939.108	29.593.243	32.330.965	35.152.274	38.057.171

Figura 41: Flujo de caja GasAndes para reducción primaria con precalentamiento (3/3)

Flujo de caja GasAndes para reducción secundaria sin precalentamiento:

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	5,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%	25,5%	24,0%	23,0%							
Año	*2026*	*2027*	*2028*	*2029*	*2030*	*2031*	*2032*	*2033*	*2034*	*2035*	*2036*
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Inversión	-22.689.923										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*42,1*	*43,3*	*45,6*	*51,4*	*54,9*	*55,6*	*55,5*	*57,7*	*62,8*	*60,2*
Ingresos por venta		3.217.134	3.306.811	3.488.558	3.933.014	4.193.893	4.250.396	4.245.165	4.411.685	4.797.231	4.605.139
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496
EBITDA		2.082.638	2.172.315	2.354.062	2.798.518	3.059.397	3.115.900	3.110.669	3.277.189	3.662.735	3.470.643
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331
EBIT		1.326.307	1.415.984	1.597.731	2.042.187	2.303.066	2.359.569	2.354.338	2.520.858	2.906.404	2.714.312
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-338.208	-339.836	-367.478	-469.703	-529.705	-542.701	-541.498	-579.797	-668.473	-624.292
Utilidad después de impuesto		988.099	1.076.148	1.230.253	1.572.484	1.773.361	1.816.868	1.812.840	1.941.061	2.237.931	2.090.020
+Depreciación		756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331
Flujo de caja neto	-22.689.923	1.744.429	1.832.478	1.986.584	2.328.815	2.529.692	2.573.199	2.569.171	2.697.392	2.994.262	2.846.351
Flujo de caja acumulado	-22.689.923	-20.945.494	-19.113.015	-17.126.432	-14.797.617	-12.267.925	-9.694.726	-7.125.555	-4.428.163	-1.433.901	1.412.450

Figura 42: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria sin precalentamiento (1/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	5,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%										
Año	*2026*	*2037*	*2038*	*2039*	*2040*	*2041*	*2042*	*2043*	*2044*	*2045*	*2046*
	Año 0	Año 11	Año 12	Año 13	Año 14	Año 15	Año 16	Año 17	Año 18	Año 19	Año 20
Inversión	-22.689.923										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*68,2*	*76,5*	*80,5*	*86,0*	*103,4*	*103,1*	*114,9*	*129,0*	*132,2*	*132,4*
Ingresos por venta		5.213.858	5.848.359	6.154.248	6.572.808	7.902.025	7.883.699	8.781.133	9.859.826	10.103.245	10.123.891
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496
EBITDA		4.079.362	4.713.863	5.019.751	5.438.312	6.767.529	6.749.203	7.646.637	8.725.330	8.968.749	8.989.395
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331
EBIT		3.323.031	3.957.532	4.263.421	4.681.982	6.011.198	5.992.872	6.890.306	7.968.999	8.212.418	8.233.064
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-764.297	-910.232	-980.587	-1.076.856	-1.382.576	-1.378.361	-1.584.770	-1.832.870	-1.888.856	-1.893.605
Utilidad después de impuesto		2.558.734	3.047.300	3.282.834	3.605.126	4.628.623	4.614.512	5.305.536	6.136.129	6.323.562	6.339.460
+Depreciación		756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331
Flujo de caja neto	-22.689.923	3.315.065	3.803.631	4.039.165	4.361.457	5.384.954	5.370.842	6.061.866	6.892.460	7.079.893	7.095.790
Flujo de caja acumulado	-22.689.923	4.727.515	8.531.145	12.570.310	16.931.766	22.316.720	27.687.562	33.749.429	40.641.889	47.721.782	54.817.572

Figura 43: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria sin precalentamiento (2/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	5,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%										
Año	*2026*	*2047*	*2048*	*2049*	*2050*	*2051*	*2052*	*2053*	*2054*	*2055*	*2056*
	Año 0	Año 21	Año 22	Año 23	Año 24	Año 25	Año 26	Año 27	Año 28	Año 29	Año 30
Inversión	-22.689.923										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*	*8727*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*130,2*	*133,6*	*138,4*	*143,2*	*148,0*	*152,8*	*157,6*	*162,4*	*167,2*	*171,9*
Ingresos por venta		9.955.290	10.215.351	10.581.543	10.947.735	11.313.927	11.680.119	12.046.312	12.412.504	12.778.696	13.144.888
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496	-1.134.496
EBITDA		8.820.794	9.080.855	9.447.047	9.813.239	10.179.431	10.545.623	10.911.815	11.278.007	11.644.200	12.010.392
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331	-756.331
EBIT		8.064.463	8.324.524	8.690.716	9.056.908	9.423.101	9.789.293	10.155.485	10.521.677	10.887.869	11.254.061
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-1.854.826	-1.914.641	-1.998.865	-2.083.089	-2.167.313	-2.251.537	-2.335.761	-2.419.986	-2.504.210	-2.588.434
Utilidad después de impuesto		6.209.636	6.409.884	6.691.852	6.973.820	7.255.787	7.537.755	7.819.723	8.101.691	8.383.659	8.665.627
+Depreciación		756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331	756.331
Flujo de caja neto	-22.689.923	6.965.967	7.166.214	7.448.182	7.730.150	8.012.118	8.294.086	8.576.054	8.858.022	9.139.990	9.421.958
Flujo de caja acumulado	-22.689.923	61.783.539	68.949.754	76.397.936	84.128.086	92.140.205	100.434.291	109.010.345	117.868.366	127.008.356	136.430.314

Figura 44: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria sin precalentamiento (3/3)

Flujo de caja GasAndes para reducción secundaria con precalentamiento:

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	1,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%	25,5%	24,0%	23,0%							
Año	*2026*	*2027*	*2028*	*2029*	*2030*	*2031*	*2032*	*2033*	*2034*	*2035*	*2036*
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Inversión	-42.452.900										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*42,1*	*43,3*	*45,6*	*51,4*	*54,9*	*55,6*	*55,5*	*57,7*	*62,8*	*60,2*
Ingresos por venta		3.726.212	3.830.079	4.040.586	4.555.372	4.857.533	4.922.977	4.916.918	5.109.789	5.556.343	5.333.854
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529
Potencia promedio en precalentamiento [kWh]		*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*
Henry Hub [USD/MMBtu]		*4,4*	*4,7*	*5,0*	*5,3*	*5,6*	*5,9*	*6,2*	*6,5*	*6,8*	*7,1*
Costos por quema de gas en precalentamiento		-932.864	-995.990	-1.059.116	-1.122.243	-1.185.369	-1.248.495	-1.311.621	-1.374.747	-1.437.873	-1.500.999
EBITDA		2.368.819	2.409.560	2.556.940	3.008.601	3.247.635	3.249.953	3.180.768	3.310.513	3.693.941	3.408.326
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097
EBIT		953.722	994.463	1.141.844	1.593.504	1.832.538	1.834.856	1.765.672	1.895.416	2.278.844	1.993.229
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-243.199	-238.671	-262.624	-366.506	-421.484	-422.017	-406.104	-435.946	-524.134	-458.443
Utilidad después de impuesto		710.523	755.792	879.220	1.226.998	1.411.055	1.412.839	1.359.567	1.459.470	1.754.710	1.534.786
+Depreciación		1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097
Flujo de caja neto	-42.452.900	2.125.619	2.170.889	2.294.316	2.642.095	2.826.151	2.827.936	2.774.664	2.874.567	3.169.807	2.949.883
Flujo de caja acumulado	-42.452.900	-40.327.281	-38.156.392	-35.862.076	-33.219.981	-30.393.829	-27.565.894	-24.791.230	-21.916.663	-18.746.856	-15.796.973

Figura 45: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria con precalentamiento (1/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	1,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%										
Año	*2026*	*2037*	*2038*	*2039*	*2040*	*2041*	*2042*	*2043*	*2044*	*2045*	*2046*
	Año 0	Año 11	Año 12	Año 13	Año 14	Año 15	Año 16	Año 17	Año 18	Año 19	Año 20
Inversión	-42.452.900										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*68,2*	*76,5*	*80,5*	*86,0*	*103,4*	*103,1*	*114,9*	*129,0*	*132,2*	*132,4*
Ingresos por venta		6.038.897	6.773.801	7.128.093	7.612.887	9.152.438	9.131.212	10.170.656	11.420.041	11.701.978	11.725.892
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529
Potencia promedio en precalentamiento [kWh]		*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*
Henry Hub [USD/MMBtu]		*7,4*	*7,7*	*8,0*	*8,3*	*8,6*	*8,9*	*9,2*	*9,5*	*9,8*	*10,1*
Costos por quema de gas en precalentamiento		-1.564.126	-1.627.252	-1.690.378	-1.753.504	-1.816.630	-1.879.756	-1.942.882	-2.006.009	-2.069.135	-2.132.261
EBITDA		4.050.242	4.722.020	5.013.186	5.434.854	6.911.279	6.826.927	7.803.244	8.989.503	9.208.315	9.169.102
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097
EBIT		2.635.146	3.306.924	3.598.090	4.019.757	5.496.183	5.411.830	6.388.148	7.574.407	7.793.218	7.754.005
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-606.083	-760.592	-827.561	-924.544	-1.264.122	-1.244.721	-1.469.274	-1.742.114	-1.792.440	-1.783.421
Utilidad después de impuesto		2.029.062	2.546.331	2.770.529	3.095.213	4.232.061	4.167.109	4.918.874	5.832.293	6.000.778	5.970.584
+Depreciación		1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097
Flujo de caja neto	-42.452.900	3.444.159	3.961.428	4.185.626	4.510.310	5.647.157	5.582.206	6.333.970	7.247.390	7.415.874	7.385.681
Flujo de caja acumulado	-42.452.900	-12.352.814	-8.391.386	-4.205.761	304.549	5.951.706	11.533.912	17.867.883	25.115.273	32.531.147	39.916.828

Figura 46: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria con precalentamiento (2/3)

Años de vida del proyecto	30										
OPEX (%CAPEX)	1,0%										
Impuesto (Transitorio)	27%										
Año	*2026*	*2047*	*2048*	*2049*	*2050*	*2051*	*2052*	*2053*	*2054*	*2055*	*2056*
	Año 0	Año 21	Año 22	Año 23	Año 24	Año 25	Año 26	Año 27	Año 28	Año 29	Año 30
Inversión	-42.452.900										
Potencia promedio inyectada proyectada [kWh]		*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*	*10108*
Costo marginal proyectado [USD/MWh]		*130,2*	*133,6*	*138,4*	*143,2*	*148,0*	*152,8*	*157,6*	*162,4*	*167,2*	*171,9*
Ingresos por venta		11.530.611	11.831.824	12.255.962	12.680.100	13.104.238	13.528.377	13.952.515	14.376.653	14.800.791	15.224.929
Costos de operación y mantenimiento (% CAPEX)		-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529	-424.529
Potencia promedio en precalentamiento [kWh]		*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*	*7092*
Henry Hub [USD/MMBtu]		*10,4*	*10,7*	*11,0*	*11,3*	*11,5*	*11,8*	*12,1*	*12,4*	*12,7*	*13,0*
Costos por quema de gas en precalentamiento		-2.195.387	-2.258.513	-2.321.639	-2.384.765	-2.447.892	-2.511.018	-2.574.144	-2.637.270	-2.700.396	-2.763.522
EBITDA		8.910.695	9.148.782	9.509.794	9.870.806	10.231.818	10.592.830	10.953.842	11.314.854	11.675.866	12.036.878
Depreciación lineal (CAPEX/Años proyecto)		-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097	-1.415.097
EBIT		7.495.598	7.733.685	8.094.697	8.455.709	8.816.721	9.177.733	9.538.745	9.899.757	10.260.769	10.621.781
Impuesto *Primera Categoría (IDPC)*		-1.723.988	-1.778.748	-1.861.780	-1.944.813	-2.027.846	-2.110.879	-2.193.911	-2.276.944	-2.359.977	-2.443.010
Utilidad después de impuesto		5.771.611	5.954.938	6.232.917	6.510.896	6.788.875	7.066.855	7.344.834	7.622.813	7.900.792	8.178.772
+Depreciación		1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097	1.415.097
Flujo de caja neto	-42.452.900	7.186.707	7.370.034	7.648.014	7.925.993	8.203.972	8.481.951	8.759.931	9.037.910	9.315.889	9.593.868
Flujo de caja acumulado	-42.452.900	47.103.535	54.473.569	62.121.583	70.047.576	78.251.548	86.733.499	95.493.429	104.531.339	113.847.228	123.441.097

Figura 47: Flujo de caja para GasAndes para reducción secundaria con precalentamiento (3/3

6. Referencias

A. Arabkoohsar, M. F.-G.-D. (2015). A new design for natural gas pressure reduction points by employing a turbo expander and a solar heating set. *Renewable Energy*, 239-250.

Abbas Zabihi, M. T. (2016). Feasibility study on energy recovery at Sari-Akand city gate station using turboexpander. *Elsevier*, 152-159.

Agarwal, L. K. (s.f). *Joule-Thomson effect.* Udaipur: Departamento de Química, Universidad Mohanlal Sukhadia.

Alpes Energy. (2025, Agosto 29). *Chile: ¿cómo es la infraestructura de abastecimiento de gas natural?* Retrieved from Alpes Energy: https://www.alpesenergy.com/blog/2025/08/29/chile-como-es-la-infraestructura-de-abastecimiento-de-gas-natural/

American Society of Mechanical Engineers. (2022). *ASME B31.8-2022: Gas transmission and distribution piping systems.* American Society of Mechanical Engineers.

Arthur Kidnay, W. P. (2006). *Fundamentals of Natural Gas Processing.* Boca Raton: Taylor & Francis .

Aspen Technology. (2026). *Aspen HYSYS.* Retrieved from https://www.aspentech.com/en

Azazi, T. (2024). *A COMPARISON OF HYDRATE FORMATION CONDITIONS DETERMINATION METHODS.* MIDDLE EAST TECHNICAL UNIVERSITY .

Boyun Guo, A. G. (2005). *Natural Gas Engineering Handbook.* Houston: Gulf Publishing Company.

Bruce Poling, J. P. (2001). *The Properties of Gases and Liquids.* McGraw-Hill.

C.A. Koh, R. W. (2002). Mechanisms of gas hydrate formation and inhibition. *Fluid Phase Equilibria*, 143-151.

Carroll, J. (2014). *Natural Gas Hydrates: A Guide for Engineers.* Oxford: Gulf Professional Publishing.

Chenghao Li, S. Z. (2019). Optimal design and thermo-economic analysis of an integrated power generation system in natural gas pressure reduction stations. *Energy Conversion and Management*, 112079.

Clifford Howard, P. O. (2011). An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations. *Elsevier*, 2165-2170.

Comisión Nacional de Energía. (2026). Retrieved from Energía Abierta: http://energiaabierta.cl/](http://energiaabierta.cl/

Coordinador Eléctrico Nacional. (2026). *Coordinador Eléctrico Nacional*. Retrieved from https://www.coordinador.cl/?jav_iWebAncho=1366

Danny Durham, C. C. (2012). *Anti-agglomerate gas hydrate inhibitors for use in petroleum and natural gas systems.*

Dasaev S.R., P. E. (2019). Energy recovery by reducing the gas pressure from the main pipeline to the distribution pipeline. *Proceedings of the 2019 International Science and Technology Conference "EastConf* (pp. 1-6). IEEE.

Davide Borelli, F. D. (2018). Energy recovery from natural gas pressure reduction stations: Integration with low temperature heat sources. *Elsevier*, 274-283.

Don W. Green, M. Z. (2019). *Perry's Chemical Engineers' Handbook.* New York: McGraw-Hill Education.

E. Ghasemi Kafrudi, M. A. (2017). Application of Turbo-Expander to Greenhouse Gas and Air Pollutant Emissions Reduction Using Exergy and Economical Analysis. *Iranian Journal of Chemical Engineering*, 32-47.

Ebrahim Khalili Ardali, E. H. (2009). Energy Regeneration in Natural Gas Pressure Reduction Stations by Use of Gas Turbo Expander; Evaluation of Available Potential in Iran., (pp. 1-7).

Eisenberg Gas Services. (2019, Diciembre 27). *Qué son los gasoductos*. Retrieved from Eisenberg Gas Service: Eisenberg Gas Service

Electrogas S.A. (n.d.). *Electrogas.cl*. Retrieved from https://www.electrogas.cl/sistema-de-transporte/

Enel Chile. (2019, Octubre 1). *Gasoducto Atacama*. Retrieved from Enel Chile: https://www.enel.cl/es/conoce-enel/nuestras-centrales/gasoducto.html

ENGIE Chile. (2024, Abril 24). *ENGIE Chile*. Retrieved from ENGIE Memoria Integrada 2023: https://www.engie.digital/memoriaintegrada2023/performance-2023/

Ermanno Lo Cascio, Z. M. (2018). Performance assessment of a novel natural gas pressure reduction station equipped with parabolic trough solar collectors. *Elsevier*, 177-187.

Everlasting Valve Company. (n.d.). *How Does a Throttling Valve Work?* Retrieved from Everlasting Valve Company: https://www.everlastingvalveusa.com/how-does-a-throttling-valve-work/

Fact.MR. (2026). *Fact.MR*. Retrieved from Turboexpander Market Outlook: https://www.factmr.com/report/turboexpander-market

Fortunate Business Insights. (2026, Julio 6). *Fortunate Business Insights*. Retrieved from Turboexpander Market Size, Share & Industry Analysis, By Loading Device (Compressor, Generator, and Others), By End-Use Industry (Oil & Gas, Industrial Gases, Energy Recovery, and Others), and Regional Forecast, 2026-2034: https://www.fortunebusinessinsights.com/industry-reports/turboexpander-market-101760

Future Market Insights. (2026). *Future Market Insights*. Retrieved from Turboexpander Market Outlook: https://www.futuremarketinsights.com/reports/turboexpander-market

Gabriela Ávila Condessa, K. A. (2023). Electricity generation potential from natural gas pressure reduction turbines in Brazil. *Energy Efficiency*, 16.

Gas Processors Suppliers Association. (2004). *Engineering Data Book.* Tulsa: Gas Processors Suppliers Association.

GasAndes S.A. (n.d.). *Nuestra Historia*. Retrieved from Gas Andes: https://www.gasandes.com/nuestra-historia

Gasoducto Atacama Cía. Ltda. (1997, Septiembre 29). *ICE Proyecto "Gasoducto Atacama".* Retrieved from https://seia.sea.gob.cl/archivos/EIA/2012122002/EIA_316_DOC_7668026.pdf

Gasoducto del Pacífico S.A. (1996, Enero 31). *Servicio de Impacto Ambiental.* Retrieved from https://seia.sea.gob.cl/archivos/EIA/2013072201/EIA_92_Descripcion_del_proyecto.pdf

Ginés Delgado-Calín, A. N.-M. (2016). Aplicación de los turboexpansores para generación eléctrica en la expansión del gas natural. *DYNA*, 156-160.

GNL Quintero S.A. (2024). *Reporte de sostenibilidad 2024.* Quintero.

GNL Quintero S.A. (n.d.). *Terminal*. Retrieved from GNL Quintero: https://www.gnlquintero.com/terminal/

Grand View Research. (2022). *Grand View Research*. Retrieved from Turboexpander Market (2022 - 2030): https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/turboexpander-market-report

H. Daneshi, M. I. (2008). TURBOEXPANDER AS A DISTRIBUTED GENERATOR., (pp. 1-7).

Hadidi, A. (2024). Designing an energy storage system based on water tower pumping to store the energy generated by the turbo-expander implemented in a gas pressure reduction station. *Journal of Energy Storage*.

Heinz Bloch, C. S. (2001). *Turboexpanders and Process Applications.* Boston: Butterworth-Heinemann.

Henriques, M. (2018, Diciembre 24). *BBC News Mundo*. Retrieved from BBC Future: https://www.bbc.com/mundo/vert-fut-46515566

HYDAC. (2024, Septiembre). *Filtros coalescentes de gas GCF*. Retrieved from https://www.hydac.com/shop/es-es/tecnologia-de-filtros/filtros-de-proceso-filtros-de-gas/filtros-coalescentes-de-gas-gcf

IMARC Group. (2026). *imarc Transforming Ideas Into Impact*. Retrieved from Turbo Expanders Market Size, Share & Forecast Report: https://www.imarcgroup.com/turbo-expanders-market

Intelligence, M. (2026, Enero 22). *Mercado de turboexpansores - Tamaño y participación del mercado - Análisis de crecimiento y pronóstico (2026-2031)*. Retrieved from Mordor Intelligence: https://www.mordorintelligence.com/es/industry-reports/turbo-expander-market

Ipieca. (2023, Junio). *ipieca.org*. Retrieved from Gas Turboexpanders: https://www.ipieca.org/resources/energy-efficiency-compendium/gas-turboexpanders-2023

J.D Seader, E. H. (2010). *Separation Process Principles: Chemical and Biochemical Operations.* Nueva Jersey: John Wiley & Sons, Inc.

J.M. Smith, H. V. (1997). *Introducción a la termodinámica en ingeniería química.* McGraw-Hill Interamericana.

Juan Sebastian Lopez-Echeverry, S. R.-A.-L. (2017). Peng-Robinson equation of state: 40 years through cubics. *Fluid Phase Equilibria*, 39-71.

Kamal, M. S. (2016). Application of various water soluble polymers in gas hydrate inhibition. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 206-225.

Kelland, M. (2024). Kinetic Hydrate Inhibitors - Which is Best, Block or Statistical copolymers? *Energy&Fuels*, 11607-11615.

Kvamme, B. (2021). Kinetics of hydrate formation, dissociation and reformation. *Chemical Thermodynamics and Thermal Analysis*, 100004.

Lehman, B. (2001). Electricity Production from Natural Gas Pressure Recovery Using Expansion Turbines. *Proceedings of the ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry* (pp. 43-54). Washington, DC: American Council for an Energy-Efficient Economy (ACEEE).

M. Peters, K. T. (2003). *Plant Design and Economics for Chemical Engineers.* Colorado: McGraw-Hill.

M. Shamsi, A. O. (2024). A comprehensive comparison of the turbo-expander, Joule-Thomson, and combination of mechanical refirgeration and Joule-Thomson process for natural gas liquids production. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 103729.

M.D. Buranov, A. M. (2019). Generation of electrical energy at gas pipelines using a transported natural gas technological pressure drop. *E3S Web of Conferences*, (p. 139).

Makwashi, N. (2019). Pipeline Gas Hydrate Formation and Treatment: A Review. *National Engineering Conference on Bridging the Gap between Academia and Industry.* Kano.

Matthew Post, D. L.-A. (2023). *Turboexpander for Direct Cooling in Hydrogen Vehicle Fueling Infraestructure.* National Renewable Energy Laboratory.

Mehdi Taleshian Jelodar, H. R. (2013). Modeling turbo-expander systems. *Simulation: Transactions of the Society for*, 234-248.

Mehdi Taleshian Jelodar, H. R. (2013). Modeling turbo-expander systems. *Simulation: Transactions of the Society for Modeling and Simulation International*, 234-248.

Merino, Á. (2024, Enero 9). *El mapa de los gasoductos en el mundo*. Retrieved from El Orden Mundial: https://elordenmundial.com/mapas-y-graficos/mapa-gasoductos-mundo/

MidstreamCalculator. (n.d.). *Joule-Thomson valve cooling fundamentals*. Retrieved from MidstreamCalculator: https://midstreamcalculator.com/engineering/gas-processing/jt-valve-cooling-fundamentals.html

Ministerio de Economía, Fomento y Turismo. (2010). *Decreto N.º 280. Aprueba reglamento de seguridad para el transporte y distribución de gas de red.*

Ministerio de Energía . (2025, Abril). *Planificación Energética de Largo Plazo*. Retrieved from https://energia.gob.cl/pelp/repositorio

Ministerio de energía. (2019). *Ministerio de Energía*. Retrieved from Plan de descarbonización de la matriz eléctrica chilena: https://energia.gob.cl/sites/default/files/plan_de_descarbonizacion_vf.pdf

Ministerio de Hacienda. (2026, Abril 22). *Proyecto de Ley para la Reconstrucción Nacional y Desarrollo Económico y Social*. Retrieved from https://www.hacienda.cl/noticias-y-

eventos/presentaciones/proyecto-de-ley-para-la-reconstruccion-nacional-y-desarrollo-economico-y-social

Mohammed A. Khatita, T. S. (2014). Power generation using waste heat recovery by organic Rankine cycle in oil and gas sector in Egypt: A case study. *Energy*, 462-472.

Mordor Intelligence. (2026). *Mordor Intellicenge*. Retrieved from Turboexpander Market Size & Share Analysis - Growth Trends & Forecasts: Turboexpander Market Size & Share Analysis - Growth Trends & Forecasts

Musa Ermis, M. C. (2024). Energy recovery and hydrogen production potential assessment study for a pressure reduction station by integrating a turbo-expander-generator and electrolysis unit. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 693-701.

Nader Rahbar, K. E. (2025). Feasibility of thermoelectric generators as lithium battery replacement in electronic gas volume correctors. *Journal of Cleaner Production*, 146289.

Nedgia. (2026, Junio 3). *Qué es un gasoducto y cómo funciona: recorrido del gas, seguridad y mantenimiento*. Retrieved from Nedgia: https://www.nedgia.es/blog-gas-natural/que-es-un-gasoducto-como-funciona/

NorGas Ltda. (1997, Marzo 3). *Servicio de Evaluación Ambiental.* Retrieved from https://seia.sea.gob.cl/externos/admin_seia_web/archivos/174_1997_8_29_PE.pdf

Pampa Energía. (2025, Mayo 6). *Bloomerang Línea.* Retrieved from https://www.bloomberglinea.com/latinoamerica/argentina/pampa-energia-anuncia-nueva-exportacion-de-gas-de-vaca-muerta-a-chile-detalles-de-la-operacion/?utm_source=chatgpt.com

Patagonia Energía Nueva. (2026, Agosto 18). Retrieved from El precio del gas en boca de pozo: entre la regulación estatal y las presiones del mercado: https://pen.com.ar/contenido/954/el-precio-del-gas-en-boca-de-pozo-entre-la-regulacion-estatal-y-las-presiones-de

Pawan Gupta, S. K. (2024). Thermodynamic, Rheological, and Electrical Properties of Hydrate Inhibitors: Implications for Natural Gas Production and Flow Assurance. *Energy&fuels*, 15284-15294.

Požívil, J. (2004). Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations . *Acta Montanistica Slovaca*, 258-260.

Ramirez, N. (2020, Septiembre 2). *"Odorizante" de gas: Una de las hipótesis que se maneja sobre la emanación que afectó a la capital*. Retrieved from Emol: https://www.emol.com/noticias/Nacional/2020/09/02/996809/Pudo-ser-olorizante-de-gas.html

Reza Ghezelbash, M. F.-G. (2015). Performance assessment of a natural gas expansion plant integrated with a vertical ground-coupled heat pump. *Elsevier*, 2503-2517.

SEA. (1995, Septiembre 20). *Servicio de Evaluación de Impacto Ambiental*. Retrieved from https://seia.sea.gob.cl/expediente/expedientesEvaluacion.php?id_expediente=31&idExpediente=31

Sebastián Bonanni, T. M. (2025). Simplifying the calculation of residual properties using numerical methods. *Education for Chemical Engineers*, 25-31.

Seyed Mohammad Ebrahimi Saryazdi, F. R. (2021). Optimal detailed design and performance assessment of natural gas pressure reduction stations system equipped with variable inlet guide vane radial turbo-expander for energy recovery . *Journal of Natural Gas Science and Engineering* , 104222.

Shashank Gawade, A. K. (2024). The Newton-Raphson Method: A Detailed Analysis. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*, 729-734.

Sociedad GNL Mejillones S.A. (n.d.). *GNLM*. Retrieved from GNLM: https://www.gnlm.cl/

Structuralia. (2016, Abril 7). *El transporte del gas natural*. Retrieved from Structuralia: https://blog.structuralia.com/el-transporte-del-gas-natural

Student Energy. (n.d.). *Natural Gas Transport*. Retrieved from Student Energy: https://studentenergy.org/transport/natural-gas-transport/

Sungov Engineering. (2023, Julio 26). *Understanding the Role of a Knock-Out Drum in Industrial Processes*. Retrieved from https://www.sungov.com/understanding-the-role-of-a-knock-out-drum-in-industrial-processes/

Szymon Kuczynski, M. Ł. (2019). Techno-Economic Assessment of Turboexpander Application at Natural Gas Regulation Stations. *Energies*.

T. Avetian, L. R. (2020, Abril 1). *Fundamentals of Turboexpander Design and Operation*. Retrieved from Gas Processing & LNG: https://gasprocessingnews.com/articles/2020/06/fundamentals-of-turboexpander-design-and-operation/

Ting He, W. L. (2020). Energy saving research of natural gas liquefaction plant based on waste heat utilization of gas turbine exhaust. *Energy Conversion and Managment*, 113468.

U.S Energy Information Administration. (2024, Abril 16). *Natural gas and the environment*. Retrieved from U.S. Energy Information Administration: https://www.eia.gov/energyexplained/natural-gas/natural-gas-and-the-

environment.php#:~:text=Natural%20gas%20is%20a%20relatively,fuel%20in%20the%20United%20States.

U.S. Bureau of Labor Statistics. (2026). *CPI Inflation Calculator*. Retrieved from U.S. Department of Labor: https://www.bls.gov/data/inflation_calculator.htm

Upbizor. (2026). *Upbizor*. Retrieved from Aprende a calcular el VAN y TIR: https://www.upbizor.com/van-y-tir/

Valve Onero. (2025, Noviembre 30). *Métodos de transporte de gas natural: gasoductos vs. transporte de GNL*. Retrieved from Onero Valve: https://www.onerovalve.com/es/blog/atural-gas-transportation-guide/

Y. Louvet, S. A. (2024). Combining expansion turbines, heat pumps, and low-temperature solar heat for enhanced primary energy savings in gas pressure regulating stations. *Elsevier*, 100075.

Z. Huo, E. F. (2001). Hydrate plug prevention by anti-agglomeration. *Chemical Engineering Science*, 4979-4991.