



Evaluación de bomba de calor como alternativa para calefacción y agua caliente sanitaria en una vivienda unifamiliar

Felipe Ignacio Sandoval González

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor guía:
Cristian Cuevas Barraza

Julio, 2026
Concepción, Chile

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

Quisiera expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que, de una u otra forma, contribuyeron al desarrollo de esta memoria y al término de mi formación como Ingeniero Civil Mecánico.

En primer lugar, agradezco a mi profesor guía, Cristian Cuevas, por su constante orientación, disposición y apoyo durante el desarrollo de este trabajo. Sus conocimientos, observaciones y recomendaciones fueron fundamentales para llevar a cabo esta investigación.

Agradezco también a los académicos de la Facultad de Ingeniería mecánica de la Universidad de Concepción, quienes, a lo largo de mi formación, compartieron sus conocimientos y experiencias, contribuyendo significativamente a mi desarrollo profesional y personal.

De manera muy especial, agradezco a mi familia por su apoyo incondicional, su confianza y el esfuerzo realizado para acompañarme durante todos estos años. Su respaldo y motivación fueron fundamentales para superar cada desafío y alcanzar esta meta.

Asimismo, quiero agradecer a mis amigos y compañeros, quienes hicieron de esta etapa una experiencia enriquecedora, brindándome apoyo, compañía y momentos que recordaré con mucho cariño.

Finalmente, agradezco a todas aquellas personas que, de una u otra manera, aportaron al desarrollo de este trabajo y al cumplimiento de este importante objetivo personal y profesional.

Este Trabajo fue financiado por ANID FONDECYT regular 1251412.

Resumen

La calefacción y la producción de agua caliente sanitaria (ACS) concentran una fracción significativa del consumo energético residencial en Chile, sustentada en tecnologías de baja eficiencia como la leña y los sistemas eléctricos resistivos, con el consecuente impacto ambiental. Aunque las bombas de calor constituyen una alternativa eficiente, existe escasa evidencia sobre su desempeño en viviendas unifamiliares chilenas. Por ello, este trabajo tuvo como objetivo evaluar alternativas de incorporación de bombas de calor para calefacción y ACS en una vivienda unifamiliar, desde el punto de vista técnico, económico y ambiental, en Santiago, Concepción y Puerto Montt.

Para construir este estudio, en primera parte, se caracterizó la demanda térmica horaria de una vivienda chilena mediante simulaciones dinámicas en TRNSYS para las 8760 horas del año en cada ciudad del estudio. A partir de esta demanda, se seleccionó una bomba de calor aerotérmica aire-agua con compresor scroll Copeland ZH06KCU-PFJ y refrigerante natural R290, modelando su ciclo termodinámico en Engineering Equation Solver (EES) mediante una correlación empírica de eficiencia isentrópica y un control On/Off basado en factor de carga horario. El modelo fue validado contra datos del fabricante, obteniéndose un ajuste representativo del comportamiento medio de la eficiencia isentrópica y una subestimación conservadora del COP de entre 9 % y 12 %. Posteriormente se comparó su desempeño frente a cuatro tecnologías convencionales de calefacción (pellet, leña, kerosene y calefacción eléctrica), combinadas con un calefón a gas licuado para la producción de ACS, mediante costos anuales de operación, costo del ciclo de vida a 15 años, período de recuperación de la inversión y emisiones de CO₂ equivalente.

El COP de la bomba de calor varió entre 2,0 y 4,2 según la temperatura ambiente, con un SCOP anual entre 2,43 y 2,58. Económicamente, si bien el sistema a pellet resultó ligeramente más económico en operación en las tres ciudades, la bomba de calor mantuvo costos de operación inferiores a los sistemas basados en leña, kerosene y calefacción eléctrica. En cuanto al costo del ciclo de vida a quince años, la bomba de calor presentó valores cercanos a los del sistema a leña e inferiores a los del kerosene y la electricidad, con períodos de recuperación cercanos a dos años frente a esta última. Ambientalmente, presentó las menores emisiones de CO₂ equivalente entre todas las tecnologías, con reducciones de hasta 34,8 % respecto al pellet y superiores al 60 % respecto al kerosene y la electricidad.

Se concluye que la bomba de calor con refrigerante R290 es una alternativa técnicamente viable, ambientalmente favorable y económicamente competitiva frente a las tecnologías convencionales de calefacción y ACS en Chile, aunque su conveniencia económica depende de las condiciones climáticas locales y de la tecnología de referencia.

Palabras clave: bomba de calor, refrigerante natural R290, coeficiente de desempeño, eficiencia energética residencial, análisis de ciclo de vida, emisiones de CO₂.

Abstract

Space heating and domestic hot water (DHW) production account for a significant share of residential energy consumption in Chile, relying on low-efficiency technologies such as firewood and electric resistance heating, with a consequent environmental impact. Although heat pumps are an efficient alternative, evidence on their performance in Chilean single-family dwellings remains limited. This study therefore aimed to evaluate heat pump implementation alternatives for space heating and DHW in a single-family dwelling, from a technical, economic, and environmental perspective, in Santiago, Concepción, and Puerto Montt.

The dwelling's hourly thermal demand was characterized through dynamic TRNSYS simulations for the 8760 hours of the year in each city. Based on this demand, an air-to-water heat pump with a Copeland ZH06KCU-PFJ scroll compressor and natural refrigerant R290 was selected, modeling its thermodynamic cycle in Engineering Equation Solver (EES) using an empirical isentropic efficiency correlation and an On/Off control strategy based on an hourly load factor. The model was validated against manufacturer data, showing a representative fit of the average isentropic efficiency behavior and a conservative COP underestimation of 9% to 12%. Its performance was then compared against four conventional heating technologies (wood pellets, firewood, kerosene, and electric heating), combined with a liquefied petroleum gas water heater for DHW production, through annual operating costs, 15-year life cycle cost, payback period, and equivalent CO₂ emissions.

The heat pump's COP ranged between 2,0 and 4,2 depending on ambient temperature, with an annual SCOP between 2,43 and 2,58. Economically, although the pellet-based system was slightly cheaper in operation in the three cities, the heat pump maintained lower operating costs than the firewood, kerosene, and electric heating systems. Regarding the 15-year life cycle cost, the heat pump exhibited values close to those of the firewood system and lower than those of kerosene and electric heating, with payback periods near two years relative to the latter. Environmentally, it showed the lowest equivalent CO₂ emissions among all technologies, with reductions of up to 34.8% relative to pellets and over 60% relative to kerosene and electricity.

It is concluded that the R290 heat pump is a technically viable, environmentally favorable, and economically competitive alternative to conventional heating and DHW technologies in Chile, although its economic convenience depends on local climatic conditions and the reference technology considered.

Keywords: heat pump, natural refrigerant R290, coefficient of performance, residential energy efficiency, life cycle assessment, CO₂ emissions.

Contenidos

Lista de Figuras	1
Lista de Tablas.....	2
Nomenclatura	3
1 Introducción	9
1.1 Contexto	9
1.2 Objetivos	12
1.3 Descripción del trabajo	12
2 Capítulo 2	13
2.1 Caso de estudio y criterios de modelación	13
2.1.1 Descripción general de la vivienda	13
2.1.2 Características constructivas de la vivienda	15
2.1.3 Zona térmica y norma aplicable	17
2.1.4 Cálculo de aislación y transmitancia térmica	18
2.1.5 Cálculo de la ventilación mínima requerida	21
2.1.6 Cargas Internas	21
2.1.7 Condiciones climáticas	25
2.2 Cálculo de demanda energética de la vivienda	27
2.2.1 Cálculo de la demanda energética de calefacción	27
2.2.2 Cálculo de la demanda energética de agua caliente sanitaria	32
2.2.3 Cálculo de la demanda energética total	35
2.3 Selección de bomba de calor.....	38
2.3.1 Tipologías de bombas de calor más comercializadas en viviendas unifamiliares. .	39
2.3.2 Bomba de calor seleccionada	40
2.3.3 Modelación Termodinámica del Ciclo en EES	42
2.4 Metodología de comparación energética, económica y ambiental en Chile	47
2.4.1 Tecnologías consideradas para la comparación	47
2.4.2 Tecnologías consideradas para la producción de ACS	49
2.4.3 Parámetros de comparación.....	50
2.4.4 Parámetros energéticos utilizados	50
2.4.5 Procedimiento de comparación.....	51
3 Capítulo 3	52
3.1 Validación modelo EES.....	52
3.1.1 Validación de la eficiencia isentrópica	52
3.1.2 Validación del coeficiente de desempeño global.....	53
3.2 Desempeño termodinámico de la bomba de calor	55
3.2.1 Variación del COP	55

3.2.2	Potencia eléctrica del compresor	57
3.2.3	Consumo eléctrico	58
3.2.4	Coeficiente de desempeño estacional (SCOP)	60
3.3	Comparación económica de las tecnologías de calefacción y producción de ACS.....	61
3.3.1	Metodología de evaluación económica	61
3.3.2	Costos anuales de operación	62
3.3.3	Evaluación del costo del ciclo de vida	64
3.3.4	Período de recuperación de la inversión	66
3.3.5	Comparación de emisiones de dióxido de carbono equivalente (CO ₂ e)	68
4	Conclusión	72
	Referencias.....	73
	Anexos	77

Lista de Figuras

Figura 1. Consumo final en edificaciones [5].	10
Figura 2. Vivienda unifamiliar simplificada de 65.58 m ²	14
Figura 3. Distribución anual de la temperatura ambiente para Santiago.	28
Figura 4. Distribución anual de la temperatura ambiente para Concepción.	28
Figura 5. Distribución anual de la temperatura ambiente para Puerto Montt.	29
Figura 6. Demanda mensual de calefacción para Santiago.	30
Figura 7. Demanda mensual de calefacción para Concepción.	30
Figura 8. Demanda mensual de calefacción para Puerto Montt.	31
Figura 9. Comparación de la demanda térmica mensual de calefacción.	32
Figura 10. Distribución horaria de ACS en una vivienda unifamiliar.	33
Figura 11. Norma UNE para ACS.	33
Figura 12. Comparación de la demanda energética mensual de ACS + calefacción para Santiago, Concepción y Puerto Montt.	36
Figura 13. Comparación del perfil promedio diario de la demanda de ACS + calefacción para Santiago, Concepción y Puerto Montt.	37
Figura 14. Principio operativo de una bomba de calor	38
Figura 15. Compresor modelo ZH06KCU-PFJ, Copeland.	41
Figura 16. Clasificación de los sistemas de calefacción utilizados en el sector residencial chileno.	47
Figura 17. Comparación entre la eficiencia isentrópica del compresor obtenida mediante el modelo desarrollado en EES y los datos del fabricante Copeland.	53
Figura 18. Comparación entre COP del modelo vs catálogo.	54
Figura 19. Variación del coeficiente de rendimiento (COP) de la bomba de calor en función de la temperatura ambiente.	56
Figura 20. Variación de la potencia eléctrica del compresor de la bomba de calor en función de la temperatura ambiente para las ciudades analizadas.	57
Figura 21. Consumo estacional de energía por ciudad.	59
Figura 22. Comparación entre costos anuales de operación para cada ciudad.	63

Lista de Tablas

Tabla 1. Composición constructiva muros exteriores	15
Tabla 2. Composición constructiva muros interiores	16
Tabla 3. Composición constructiva de la techumbre	16
Tabla 4. Composición constructiva del piso	16
Tabla 5. Propiedades térmicas de las ventanas DVH	17
Tabla 6. Transmitancias máximas por ciudad	18
Tabla 7. Comparación entre transmitancia calculada y exigencia normativa	19
Tabla 8. Propiedades térmicas del aislante EPS	19
Tabla 9. Espesor de aislación requerido mediante sistema EIFS para muros	20
Tabla 10. Espesor de aislación requerido para techumbre	20
Tabla 11. Espesor de aislación requerido para piso	20
Tabla 12. Factores del perfil horario	25
Tabla 13. Perfil horario de cargas internas	25
Tabla 14. Temperaturas promedias exteriores por ciudades	26
Tabla 15. Radiación global horizontal (Gh) y difusa horizontal (Dh) acumulada mensual por ciudad	27
Tabla 16. Temperatura del agua de la red para diferentes ciudades	34
Tabla 17. Demanda térmica de ACS por ciudad	35
Tabla 18. Demandas térmicas anuales por ciudad	36
Tabla 19. Características del compresor Copeland	42
Tabla 20. Equipos comerciales seleccionados	49
Tabla 21. Características del calefón seleccionado para la producción de ACS.	49
Tabla 22. Costos unitarios de la energía utilizados en la comparación.	50
Tabla 23. PCI de combustibles	51
Tabla 24. Coeficiente de desempeño estacional (SCOP) por ciudad	60
Tabla 25. Costos de operación anuales para cada tecnología y ciudad.	62
Tabla 26. Resumen de costos del ciclo de vida de las tecnologías evaluadas para un horizonte de 15 años (CLP).	65
Tabla 27. Periodos de recuperación entre la bomba de calor y otras tecnologías.	67
Tabla 28. Factores de emisión utilizados para la estimación de emisiones de CO ₂ equivalente.	69
Tabla 29. Emisiones anuales de CO ₂ e por sistema y ciudad [kg CO ₂ e/año]	69
Tabla 30. Factores de emisión de material particulado fino (MP2.5).	71
Tabla 31. Emisiones anuales de MP2.5 por sistema y ciudad [kg MP2.5/año]	71

Nomenclatura

Acrónimos

ACH: Renovaciones de aire por hora (*Air Changes per Hour*).

ACS: Agua caliente sanitaria.

ASHRAE: *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*.

CAE: Costo anual equivalente.

CAPEX: Costos de inversión (*Capital Expenditure*).

CO₂e: Dióxido de carbono equivalente.

COP: Coeficiente de desempeño (*Coefficient of Performance*).

DVH: Doble vidriado hermético.

EES: *Engineering Equation Solver*.

EIFS: Sistema de aislación térmica exterior (*Exterior Insulation Finish System*).

EPS: Poliestireno expandido (*Expanded Polystyrene*).

FC: Factor de carga.

GEI: Gases de efecto invernadero.

GLP: Gas licuado de petróleo.

GN: Gas natural.

GWP: Potencial de calentamiento global (*Global Warming Potential*).

INIA: Instituto de Investigaciones Agropecuarias.

LCC: Costo del ciclo de vida (*Life Cycle Cost*).

LPD: Densidad de potencia de iluminación (*Lighting Power Density*).

MINVU: Ministerio de Vivienda y Urbanismo.

MP2,5: Material particulado fino (diámetro aerodinámico menor a 2,5 micrómetros).

NCh: Norma Chilena.

ODP: Potencial de agotamiento de la capa de ozono (*Ozone Depletion Potential*).

OGUC: Ordenanza General de Urbanismo y Construcciones.

PCI: Poder Calorífico Inferior.

R290: Refrigerante propano.

SCOP: Coeficiente de desempeño estacional (*Seasonal Coefficient of Performance*).

SEN: Sistema Eléctrico Nacional.

TRNSYS: *Transient System Simulation Tool*.

UNE: Asociación Española de Normalización.

VAC: Valor actual de los costos.

VRF: Volumen de refrigerante variable (*Variable Refrigerant Flow*).

Símbolos

A : Ahorro anual en costos de operación [CLP/año].

A_{piso} : Superficie de piso de la vivienda [m²].

b_1 : Coeficiente empírico de la correlación de eficiencia isentrópica.

b_2 : Coeficiente empírico de la correlación de eficiencia isentrópica.

b_3 : Coeficiente empírico de la correlación de eficiencia isentrópica.

C : Costo anual de operación [CLP/año].

C_{BC} : Costo eléctrico anual de operación de la bomba de calor [CLP/año].

C_{hora} : Costo eléctrico horario de operación de la bomba de calor [CLP/h].

C_p : Calor específico [J/(kg·K)].

e_i : Espesor de la capa i de un elemento constructivo [m].

E : Consumo total de energía o combustible [kWh].

E_{BC} : Consumo eléctrico anual de la bomba de calor [kWh/año].

E_{total} : Demanda térmica energética anual total [kWh/año].

$E_{útil}$: Energía útil entregada por unidad de combustible [kWh/kg].

$f(t)$: Factor adimensional del perfil horario de carga.

FC : Factor de carga horario del compresor.

FE : Factor de emisión de la fuente energética [kg CO₂e/kWh].

F_{sa} : Factor de ajuste espacial para la iluminación.

F_{ul} : Factor de uso de la iluminación.

$F_{U,i}$: Factor de uso del equipo i .

h : Entalpía específica del refrigerante [kJ/kg].

h_1 : Entalpía específica del refrigerante a la entrada del compresor [kJ/kg].

h_2 : Entalpía específica del refrigerante a la salida del compresor [kJ/kg].

$h_{2,s}$: Entalpía específica del refrigerante a la salida isentrópica del compresor [kJ/kg].
 h_3 : Entalpía específica del refrigerante a la salida del condensador [kJ/kg].
 h_4 : Entalpía específica del refrigerante a la salida de la válvula de expansión [kJ/kg].
 $h_{agua,ent}$: Entalpía específica del agua a la entrada del condensador [kJ/kg].
 $h_{agua,sal}$: Entalpía específica del agua a la salida del condensador [kJ/kg].
 ΔI : Inversión adicional de la bomba de calor respecto a la tecnología de referencia [CLP].
 K : Coeficiente empírico de la correlación de eficiencia isentrópica.
 m : Consumo anual de combustible [kg/año].
 $\dot{m}$: Caudal másico [kg/s].
 $\dot{m}_{ACS}$: Caudal másico de agua caliente sanitaria [kg/s].
 $\dot{m}_{agua}$: Caudal másico de agua a través del condensador [kg/s].
 $\dot{m}_{R290}$: Caudal másico de refrigerante R290 [kg/s].
 N : Velocidad de rotación del compresor [rpm] o número de personas, según contexto.
 N_{br} : Número de dormitorios de la vivienda.
 P : Precio unitario del combustible [CLP/kg].
 P_{alta} : Presión de condensación (alta) del refrigerante [kPa].
 P_{baja} : Presión de evaporación (baja) del refrigerante [kPa].
 P_{elec} : Precio unitario de la energía eléctrica [CLP/kWh].
 P_{kWh} : Precio unitario de la energía eléctrica [CLP/kWh].
 PCI : Poder calorífico inferior del combustible [kWh/kg].
 $\dot{Q}$: Potencia térmica [kW].
 $\dot{Q}_{ACS}$: Potencia térmica requerida para agua caliente sanitaria [kW].
 $\dot{Q}_{calef}$: Potencia térmica de calefacción entregada al agua [kW].
 $\dot{Q}_{cond}$: Potencia térmica en el condensador [kW].
 $\dot{Q}_{cond,ON}$: Potencia térmica en el condensador a plena carga del compresor [kW].
 $\dot{Q}_{evap}$: Potencia térmica en el evaporador [kW].
 $\dot{Q}_{evap,ON}$: Potencia térmica en el evaporador a plena carga del compresor [kW].
 $\dot{Q}_{total}$: Potencia térmica total demandada por la vivienda [kW].
 Q_{anual} : Demanda anual de calefacción [kWh/año].

Q_{tot} : Caudal total de ventilación requerido [L/s].
 q_{em} : Ganancia térmica por equipos [W].
 q_{el} : Ganancia térmica por iluminación [W].
 q_L : Ganancia térmica latente por personas [W].
 $q_{m\acute{a}x}$: Ganancia térmica máxima horaria [W].
 $q_{personas}$: Ganancia térmica total por personas [W].
 q_s : Ganancia térmica sensible por personas [W].
 R_i : Resistencia térmica de la capa i de un elemento constructivo [$m^2 \cdot K/W$].
 R_p : Relación de presiones del ciclo ($R_p = P_{alta} / P_{baja}$).
 R_{se} : Resistencia térmica superficial exterior [$m^2 \cdot K/W$].
 R_{si} : Resistencia térmica superficial interior [$m^2 \cdot K/W$].
 R_t : Resistencia térmica total del elemento constructivo [$m^2 \cdot K/W$].
 s : Entropía específica del refrigerante [$kJ/(kg \cdot K)$].
 $SCOP$: Coeficiente de desempeño estacional.
 T : Temperatura [$^{\circ}C$].
 T_1 : Temperatura del refrigerante a la entrada del compresor [$^{\circ}C$].
 T_3 : Temperatura del refrigerante a la salida del condensador [$^{\circ}C$].
 T_{ACS} : Temperatura del agua caliente sanitaria de consumo [$^{\circ}C$].
 $T_{agua,ent}$: Temperatura del agua a la entrada del condensador [$^{\circ}C$].
 $T_{agua,sal}$: Temperatura del agua a la salida del condensador [$^{\circ}C$].
 T_{amb} : Temperatura ambiente exterior [$^{\circ}C$].
 T_{cond} : Temperatura de condensación del refrigerante [$^{\circ}C$].
 T_{evap} : Temperatura de evaporación del refrigerante [$^{\circ}C$].
 T_{red} : Temperatura del agua fría de la red de distribución [$^{\circ}C$].
 T_{suelo} : Temperatura del suelo [$^{\circ}C$].
 ΔT_{pinch} : Diferencia mínima de temperatura del punto de pinch [$^{\circ}C$].
 ΔT_{SC} : Subenfriamiento del refrigerante a la salida del condensador [$^{\circ}C$].
 ΔT_{SE} : Sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador [$^{\circ}C$].
 U : Transmitancia térmica global del elemento constructivo [$W/(m^2 \cdot K)$].

V : Volumen interior de la vivienda [m^3].

$\dot{V}$: Caudal volumétrico real del compresor [m^3/h].

V_d : Desplazamiento volumétrico del compresor [cm^3/rev].

$\dot{W}$: Potencia eléctrica del compresor [kW].

$\dot{W}_{comp}$: Potencia eléctrica del compresor [kW].

$\dot{W}_{comp,ON}$: Potencia eléctrica del compresor a plena carga [kW].

Letras griegas

η : Eficiencia o rendimiento nominal de un equipo.

η_{el} : Eficiencia eléctrica del motor del compresor.

η_{is} : Eficiencia isentrópica del compresor.

η_{me} : Eficiencia mecánica del compresor.

η_v : Eficiencia volumétrica del compresor.

λ : Conductividad térmica [$\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$].

ρ : Densidad [kg/m^3].

ρ_1 : Densidad del refrigerante a la entrada del compresor [kg/m^3].

Subíndices

1, 2, 3, 4: Estados del refrigerante en los puntos característicos del ciclo termodinámico.

2s: Estado isentrópico del refrigerante a la salida del compresor.

ACS: Agua caliente sanitaria.

agua: Agua del circuito secundario del condensador.

alta, baja: Lado de alta y baja presión del ciclo, respectivamente.

amb: Ambiente exterior.

BC: Bomba de calor.

br: Dormitorios.

calef: Calefacción.

comp: Compresor.

cond: Condensador o condensación.

el: Eléctrico o eléctrica.

elec: Eléctrico (referente a la energía).

em: Equipos.

ent: Entrada de un fluido.

evap: Evaporador o evaporación.

is: Isentrópico.

L: Latente.

máx: Valor máximo.

me: Mecánico.

ON: Condición de funcionamiento a plena carga del compresor.

per: Por persona.

personas: Debido a las personas presentes en la vivienda.

pinch: Punto de mínima diferencia de temperatura (pinch) del intercambiador.

R290: Refrigerante propano R290.

red: Red de agua fría de suministro.

s: Sensible.

sal: Salida de un fluido.

SC: Subenfriamiento.

SE: Sobrecalentamiento.

suelo: Suelo.

total: Total.

útil: Útil.

v: Volumétrico.

1 Introducción

1.1 Contexto

El acelerado proceso de urbanización a nivel global constituye uno de los principales desafíos en materia de sostenibilidad y consumo energético. En la actualidad, más del 50% de la población mundial reside en zonas urbanas, proyectándose que esta cifra alcance el 70% hacia el año 2050 [1], [2]. A pesar de que las ciudades ocupan únicamente el 3% de la superficie terrestre, concentran cerca del 75% de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) y el 80% del consumo energético mundial [3], [2]. En este contexto, el sector de edificaciones, particularmente el sector residencial, representa una fracción significativa del consumo energético, debido principalmente a usos como calefacción, refrigeración y calentamiento de agua.

A nivel global, la calefacción y la producción de agua caliente sanitaria (ACS) representan cerca del 50% del consumo energético total, constituyendo además un mercado estimado en aproximadamente 1,4 billones de dólares a nivel mundial, el cual continúa en crecimiento [4]. Este escenario posiciona al sector como uno de los principales focos de intervención para la descarbonización energética. Frente a esta problemática, han surgido diversas soluciones tecnológicas, entre las que destacan el almacenamiento de energía térmica, la energía geotérmica, el hidrógeno verde y, especialmente, las bombas de calor [4].

Las bombas de calor representan una alternativa renovable a los sistemas tradicionales de calefacción basados en combustibles fósiles, como calderas y hornos. Su funcionamiento se basa en la transferencia de calor desde fuentes de baja temperatura como el aire, el agua o el suelo, hacia el interior de los edificios, utilizando energía eléctrica para accionar el proceso. Esta característica les permite alcanzar eficiencias significativamente superiores, siendo entre dos y tres veces más eficientes que los sistemas convencionales que generan calor mediante combustión [4].

Desde el punto de vista económico, esta mayor eficiencia se traduce en una reducción directa del consumo energético y, por ende, en menores costos operacionales a lo largo del tiempo. Asimismo, la adopción de bombas de calor contribuye a disminuir la dependencia de combustibles fósiles y la exposición a la volatilidad de sus precios, lo que las posiciona como una solución competitiva tanto en términos energéticos como económicos [4]. A nivel global, se estima que la implementación masiva de esta tecnología podría reducir las emisiones de CO₂ en al menos 500 millones de toneladas anuales hacia el año 2030, equivalente a las emisiones totales del parque automotriz europeo [4].

No obstante, su desempeño real depende de factores como el clima, el tipo de edificación y las condiciones de operación, lo que hace necesario evaluar su comportamiento en contextos específicos [4]. En este sentido, resulta fundamental analizar su aplicación en realidades locales particulares, donde las condiciones climáticas, energéticas y socioeconómicas pueden diferir significativamente del contexto global.

En Chile, la descarbonización del sector residencial es una prioridad estatal crítica, debido a que la mayor demanda energética del país se concentra en satisfacer servicios de confort

térmico. Bajo este contexto, según el informe del Ministerio de Energía, la climatización y la producción de agua caliente sanitaria (ACS) representan aproximadamente el 73% del consumo energético final en las edificaciones como se aprecia en la Figura 1 [5]. Para cubrir esta demanda, la matriz térmica residencial depende mayoritariamente del uso de leña, gas y electricidad [5]. Esta estructura de consumo genera un impacto ambiental crítico, pues mientras el uso intensivo de biomasa es el principal responsable de la contaminación por material particulado (MP2,5), el consumo de combustibles fósiles eleva significativamente las emisiones de gases de efecto invernadero [6].

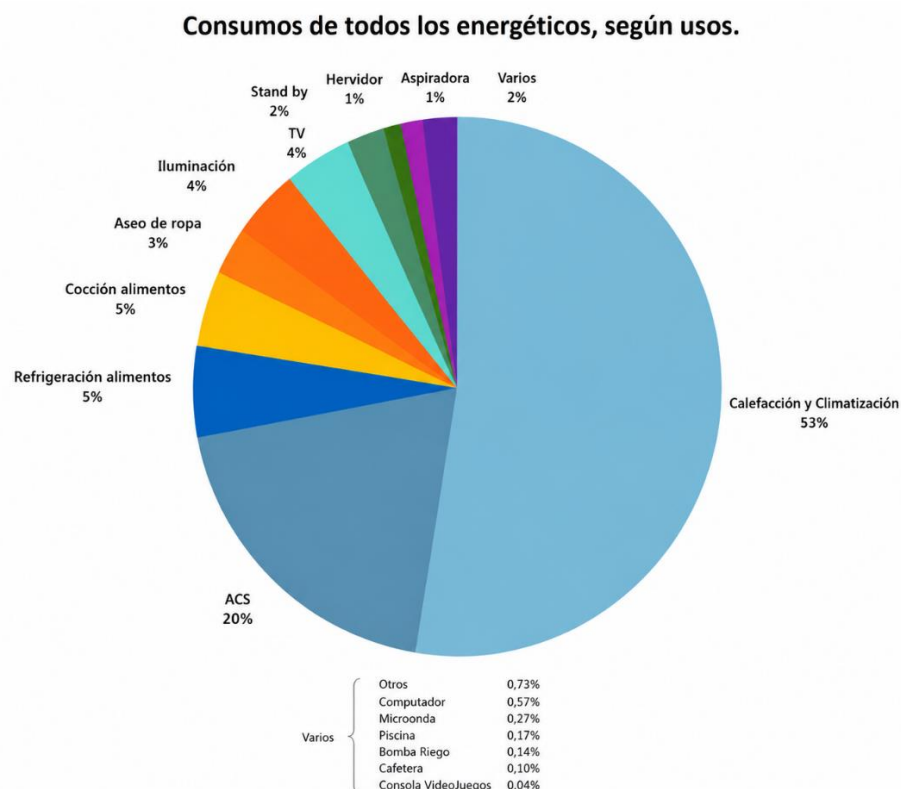


Figura 1. Consumo final en edificaciones [5].

Esta alta dependencia energética no solo implica un elevado consumo, sino también una baja eficiencia en el uso de la energía, especialmente en sistemas tradicionales como la calefacción a leña o los sistemas eléctricos resistivos, los cuales presentan rendimientos considerablemente inferiores a tecnologías modernas como las bombas de calor [7]. En este sentido, existe una oportunidad significativa de mejora energética en el sector residencial chileno, particularmente en viviendas unifamiliares, donde el consumo térmico es predominante [5].

Actualmente, las investigaciones académicas y proyectos piloto desarrollados en Chile han validado que las bombas de calor, tanto aerotérmicas como geotérmicas, constituyen una de las tecnologías más eficientes para la climatización y producción de agua caliente sanitaria [8], [9]. Existen experiencias que avalan su desempeño en distintas zonas del país, especialmente en aplicaciones de mediana y gran escala [8]. Sin embargo, la mayoría de estos estudios se han enfocado en edificios institucionales, comerciales o desarrollos

inmobiliarios, existiendo una limitada evidencia sobre su desempeño en viviendas unifamiliares.

Esta brecha de conocimiento local genera incertidumbre en la toma de decisiones a nivel residencial, dificultando la adopción de estas tecnologías por parte de los usuarios finales. En este tipo de edificaciones, la operación de las bombas de calor se ve condicionada por factores críticos que no han sido abordados exhaustivamente en la literatura nacional, tales como el impacto de las condiciones climáticas locales, particularmente en zonas de alta humedad y bajas temperaturas. En este escenario, fenómenos como el congelamiento de las unidades exteriores y los ciclos de desescarche pueden afectar directamente el rendimiento estacional del sistema, comprometiendo la eficiencia teórica declarada por los fabricantes [9].

A pesar de que el Estado chileno impulsa la transición energética mediante instrumentos como la Ley Marco de Cambio Climático [10] y los Planes de Descontaminación Atmosférica (PDA) [6], los propietarios de viviendas unifamiliares aún enfrentan una falta de herramientas de decisión que permitan comparar técnica, económica y ambientalmente las alternativas de bombas de calor frente a los sistemas convencionales.

Por lo tanto, se identifica una brecha relevante entre el potencial de esta tecnología y su aplicación real en el sector residencial, particularmente en viviendas unifamiliares, donde no existe suficiente información que permita evaluar su desempeño bajo condiciones reales de operación en Chile.

En este contexto, surge la siguiente problemática de investigación: ¿Cuál es la alternativa de bomba de calor que presenta el mejor desempeño técnico, económico y ambiental para cubrir la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria en una vivienda unifamiliar en Chile?

Abordar este problema es fundamental tanto desde el punto de vista energético como ambiental y social. La quema de leña residencial continúa siendo el principal responsable de los episodios de contaminación atmosférica en ciudades del centro-sur del país, afectando directamente la salud de la población [6]. En este sentido, la incorporación de tecnologías más eficientes, como las bombas de calor, representa una oportunidad concreta para reducir emisiones, mejorar la eficiencia energética y disminuir el gasto en energía de los hogares [7]. Se ha demostrado que estas tecnologías pueden reducir significativamente el consumo energético en comparación con sistemas tradicionales [7], contribuyendo además al cumplimiento de las metas nacionales de carbono neutralidad [10].

En este contexto, la evaluación comparativa de alternativas de bombas de calor en viviendas unifamiliares permite reducir la incertidumbre asociada a su implementación, aportando información relevante para la toma de decisiones por parte de los usuarios y actores del sector. De esta manera, la presente investigación aborda una problemática relevante para el desarrollo energético sostenible del país, contribuyendo a la masificación de soluciones eficientes en el sector residencial.

1.2 Objetivos

Objetivo general

Evaluar alternativas de incorporación de bombas de calor para la calefacción y producción de agua caliente en una vivienda unifamiliar, desde el punto de vista técnico, económico y ambiental.

Objetivos específicos

1. Caracterizar la demanda térmica y el perfil de consumo de la vivienda unifamiliar, mediante el cálculo de cargas térmicas para calefacción y ACS, estableciendo la línea base de comparación.
2. Dimensionar y seleccionar las alternativas tecnológicas de bombas de calor (aeroterminia/geoterminia) adecuadas para los requerimientos de la vivienda, considerando las especificaciones técnicas y condiciones climáticas locales.
3. Determinar la viabilidad económica de las alternativas propuestas mediante el cálculo de indicadores financieros y la comparación de costos de operación frente a sistemas convencionales (leña, gas, keroseno, electricidad).
4. Cuantificar el impacto ambiental de la implementación de las bombas de calor, determinando la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero en comparación con las tecnologías actuales.

1.3 Descripción del trabajo

1. Fase Preliminar: Marco Teórico y Estado del Arte
 - a. Revisión bibliográfica exhaustiva sobre la tecnología de bombas de calor (aeroterminia y geoterminia), normativas térmicas vigentes en Chile y planes de descontaminación atmosférica (PDA) en zonas saturadas.
2. Diagnóstico y Levantamiento de Requerimientos
 - a. Modelamiento térmico de la vivienda unifamiliar. Se calcularán las pérdidas de calor y la demanda de agua caliente según el número de ocupantes.
3. Ingeniería de Detalle y Selección de Alternativas
 - a. Selección de modelos comerciales de bombas de calor que operen eficientemente en el clima local. Se diseñará el esquema de integración con el sistema de distribución.
4. Evaluación Económica y Financiera
 - a. Recopilación de costos de inversión (CAPEX) y costos de operación/mantenimiento (OPEX). Se realizará un flujo de caja comparativo contra sistemas de gas, biomasa y electricidad convencional.
5. Análisis de Impacto Ambiental
 - a. Cálculo de la huella de carbono y emisiones de material particulado evitadas. Se utilizarán factores de emisión locales para los combustibles desplazados y el factor de emisión de la red eléctrica nacional.

2 Capítulo 2

2.1 Caso de estudio y criterios de modelación

El caso de estudio se centra en una vivienda unifamiliar diseñada a partir de estadísticas obtenidas del Censo Nacional y otros indicadores demográficos y habitacionales, con el fin de representar condiciones de uso realistas dentro del contexto residencial chileno.

La vivienda está compuesta por cuatro habitantes, cuyos perfiles de ocupación y comportamiento consideran actividades cotidianas como el uso de electrodomésticos, consumo eléctrico y rutinas diarias de higiene. Asimismo, la vivienda cuenta con un sistema de Agua Caliente Sanitaria (ACS) y conexión a la red eléctrica, elementos incorporados dentro de la modelación energética.

Para representar de manera más realista las condiciones de operación de la vivienda, se evaluarán tres zonas climáticas del país con distintas características térmicas y ambientales, permitiendo analizar el desempeño energético y térmico de la vivienda bajo diferentes condiciones climáticas.

2.1.1 Descripción general de la vivienda

A partir de lo anterior, el presente caso de estudio se enfoca en el análisis energético de una vivienda unifamiliar obtenida a partir de proyectos habitacionales del Ministerio de Vivienda y Urbanismo (MINVU). La vivienda seleccionada posee una superficie construida de 65,58 m² [11], valor que representa de manera aproximada el promedio de superficie de las viviendas en Chile, de acuerdo con estadísticas del propio ministerio [5]. Asimismo, la vivienda considera un sistema constructivo de albañilería confinada, tipología que corresponde a una de las soluciones estructurales más utilizadas en el parque habitacional chileno según antecedentes censales y estadísticas nacionales de vivienda [12].

La edificación corresponde a una tipología habitacional de un nivel, diseñada para satisfacer los requerimientos básicos de habitabilidad de una familia. Su distribución interior contempla espacios destinados a estar-comedor, cocina, baño y dormitorios, configurando una solución residencial compacta y funcional [11]. La representación de la configuración espacial considerada en este estudio se presenta en la Figura 2.

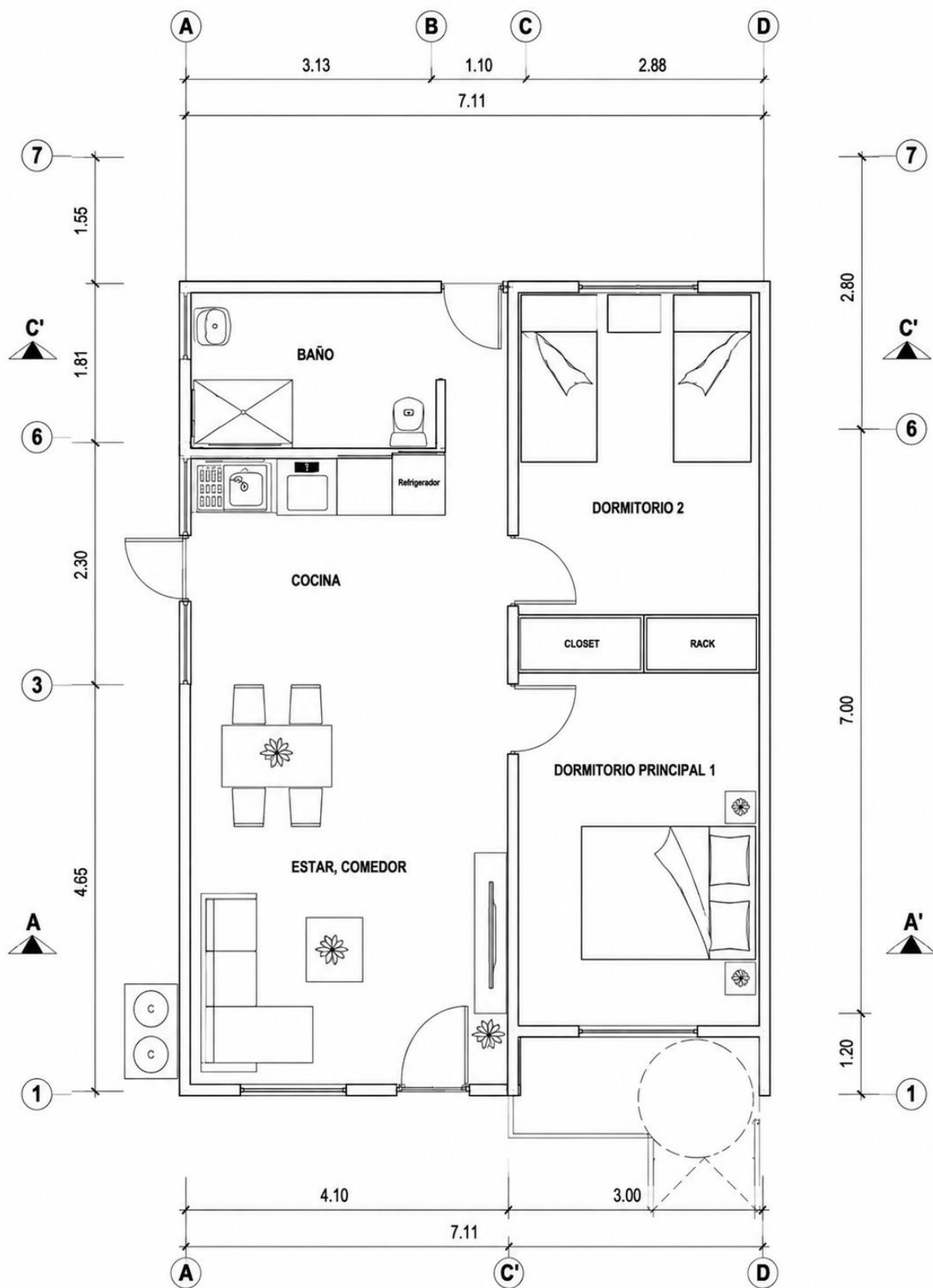


Figura 2. Vivienda unifamiliar simplificada de 65.58 m²

2.1.2 Características constructivas de la vivienda

Con el objetivo de desarrollar el modelo energético de la vivienda, se definieron las características constructivas de los principales elementos de la envolvente térmica, considerando soluciones representativas de viviendas unifamiliares de albañilería confinada utilizadas en Chile, según el censo [12].

La vivienda considera un sistema de fundación compuesto por elementos de hormigón armado y un piso conformado por radier de hormigón apoyado sobre terreno compactado. Los muros exteriores corresponden a albañilería estucada, con aislante proporcional a la normativa térmica chilena, mientras que las divisiones interiores consideran albañilería liviana revestida mediante estuco y pintura.

La techumbre está conformada por una estructura de madera con aislación térmica y una cubierta metálica de zinc acanalado. Por otra parte, las ventanas fueron consideradas como termo panel, solución comúnmente utilizada en viviendas actuales construidas en el país.

Para la caracterización térmica de la vivienda se definieron las propiedades termo físicas de los materiales que conforman la envolvente, incorporando parámetros como densidad (ρ), calor específico (C_p) y conductividad térmica (λ). Estas propiedades fueron obtenidas a partir de bibliografía técnica y tablas de propiedades térmicas utilizadas habitualmente en simulación energética de edificaciones indicadas por la ASHRAE [13].

Las tablas siguientes presentan la composición constructiva y las propiedades termo físicas de los distintos elementos considerados en el modelo térmico de la vivienda.

2.1.2.1 Muros exteriores

Los muros exteriores corresponden a una solución de albañilería confinada estucada. La composición constructiva considerada para el análisis térmico se presenta desde el exterior hacia el interior en la Tabla 1. **Composición constructiva muros exteriores**, para el caso de la aislación esta se calculará de manera aparte siguiendo la normativa chilena por zona térmica.

Tabla 1. Composición constructiva muros exteriores

<i>Material</i>	<i>Espesor [mm]</i>	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\lambda \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$	$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Pintura exterior	1	1100	0,19	1380
Estuco exterior	15	2000	1,40	840
Albañilería	120	1800	0,79	800
Estuco interior	15	2000	1,40	840
Pintura interior	1	1100	0,19	1380

2.1.2.2 Muros interiores

Las divisiones interiores consideran muros de albañilería revestidos mediante estuco y pintura. La composición constructiva considerada para el análisis térmico se presenta en la Tabla 2.

Tabla 2. Composición constructiva muros interiores

<i>Material</i>	<i>Espesor [mm]</i>	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\lambda \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$	$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Pintura exterior	1	1100	0,19	1380
Estuco exterior	15	2000	1,40	840
Albañilería	70	1800	0,79	800
Estuco interior	15	2000	1,40	840
Pintura interior	1	1100	0,19	1380

2.1.2.3 Techumbre

La techumbre corresponde a una solución liviana compuesta por una estructura de madera, aislación térmica y cubierta metálica. Para el análisis térmico se omitió la madera estructural dentro de las capas continuas de cálculo, ya que funciona como el esqueleto soportante y viga a la vista. Asimismo, se consideró un cielo falso de yeso-cartón comercial estándar de 12,5 mm y cubiertas delgadas de zinc y fieltro asfáltico. La composición constructiva considerada se presenta en la Tabla 3.

Tabla 3. Composición constructiva de la techumbre

<i>Material</i>	<i>Espesor [mm]</i>	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\lambda \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$	$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Zinc acanalado	0,7	7850	58,00	500
Fieltro asfáltico	4,0	1100	0,19	920
Poliestireno expandido	63,0	30	0,04	1300
Yeso-cartón	12,5	870	0,31	1090

2.1.2.4 Piso

El sistema de piso está compuesto por una terminación superficial, una capa de mortero y un radier de hormigón armado apoyado sobre terreno compactado. La composición constructiva considerada se presenta en la Tabla 4.

Tabla 4. Composición constructiva del piso

<i>Material</i>	<i>Espesor [mm]</i>	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\lambda \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$	$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Revestimiento cerámico	10	1800	1,75	840
Mortero	20	2000	1,40	840

Radier de hormigón armado	100	2400	1,63	840
---------------------------	-----	------	------	-----

2.1.2.5 Ventanas

La vivienda considera ventanas de PVC con sistema de doble vidriado hermético (DVH), solución que mejora el comportamiento térmico de la envolvente respecto al vidrio simple convencional [14]. La ventana seleccionada corresponde a una ventana abatible de PVC con dimensiones de 1,20 m de ancho y 1,50 m de alto, compuesta por dos hojas y cristal DVH 3-8-3 con separador de espuma no metálico.

La ventana posee un área total de 1,80 m², de los cuales aproximadamente el 64% corresponde a superficie vidriada y el 36% a marco, según especificaciones del fabricante.

La composición y propiedades térmicas consideradas para el análisis se presentan en la Tabla 5.

Tabla 5. Propiedades térmicas de las ventanas DVH

<i>Material</i>	<i>Espesor [mm]</i>	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\lambda \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$	$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Marco PVC	70	1400,0	0,17	900
Vidrio	3	2500,0	1,00	840
Cámara de aire	8	1,2	0,03	1000
Vidrio	3	2500,0	1,00	840

2.1.3 Zona térmica y norma aplicable

La evaluación energética de la vivienda se desarrolló considerando distintas condiciones climáticas representativas del territorio chileno. Para ello, se seleccionaron las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt, las cuales presentan diferencias significativas en temperatura exterior y requerimientos de calefacción durante el año.

La clasificación climática utilizada corresponde a las zonas térmicas definidas por la Norma Chilena NCh1079 y la Reglamentación Térmica de la Ordenanza General de Urbanismo y Construcciones (OGUC), normativa que establece exigencias máximas de transmitancia térmica para los principales elementos de la envolvente de edificaciones residenciales [15], [16].

De acuerdo con esta clasificación, Santiago corresponde a la zona térmica D, Concepción a la zona térmica E y Puerto Montt a la zona térmica G. A medida que aumenta la severidad climática de la zona térmica, las exigencias de aislación térmica se vuelven más estrictas, especialmente en elementos como muros, techumbres y pisos.

Las exigencias máximas de transmitancia térmica consideradas para viviendas residenciales se presentan en la Tabla 6.

Tabla 6. Transmitancias máximas por ciudad

Elemento	Santiago [$\frac{W}{m^2K}$]	Concepción [$\frac{W}{m^2K}$]	Puerto Montt [$\frac{W}{m^2K}$]
Techumbre	0,38	0,33	0,28
Muros perimetrales	0,80	0,60	0,40
Piso (radier sobre terreno)	0,60	0,60	0,39
Ventanas	3,60	3,00	3,00

Fuente: Elaboración propia en base a la Reglamentación Térmica de la OGUC.

2.1.4 Cálculo de aislación y transmitancia térmica

A partir de las composiciones constructivas definidas anteriormente, se calculó la transmitancia térmica de los principales elementos de la envolvente de la vivienda a través de la norma NCh 853 [17]. Para ello, se determinó la resistencia térmica de cada capa mediante la relación:

$$R_i = \frac{e_i}{\lambda_i} \quad (1)$$

La resistencia térmica total del elemento se obtuvo mediante la suma de las resistencias térmicas de cada una de las capas que componen la solución constructiva, además de las resistencias superficiales interior y exteriores correspondientes al sentido del flujo de calor y a la posición del elemento constructivo, de acuerdo con lo establecido en la Norma Chilena NCh853.

Para elementos en contacto con el ambiente exterior y flujo horizontal de calor, se consideraron los valores:

- $R_{si} = 0,12 \text{ m}^2K/W$
- $R_{se} = 0,05 \text{ m}^2K/W$

Por lo tanto, la resistencia térmica total se determinó mediante la expresión:

$$R_t = R_{si} + \sum R_i + R_{se} \quad (2)$$

Finalmente, la transmitancia térmica se calculó como el inverso de la resistencia térmica total:

$$U = \frac{1}{R_t} \quad (3)$$

Los resultados obtenidos para la vivienda existente se presentan en la Tabla 7.

Tabla 7. Comparación entre transmitancia calculada y exigencia normativa

Elemento	U Calculada $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	Santiago $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	Concepción $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	Puerto Montt $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$
Techumbre	0,48	0,38	0,33	0,28
Muros perimetrales	2,83	0,80	0,60	0,40
Piso ventilado	3,98	0,60	0,60	0,39
Ventanas	3,00	3,60	3,00	3,00

A partir de esta comparación, se determina la necesidad de incorporar aislación térmica adicional en los elementos que no cumplen con la transmitancia máxima exigida por la normativa térmica vigente. En consecuencia, se realizará el cálculo del espesor de aislante requerido para cada zona térmica analizada, con el objetivo de que la transmitancia térmica final de los elementos constructivos sea menor o igual al valor máximo permitido por la OGUC.

Para esto, se recurrirá al método EIFS (Exterior Insulation Finish System) [18], el cual consiste en incorporar una capa de aislación térmica por el exterior de la envolvente, reduciendo las pérdidas térmicas a través de los muros y mejorando el comportamiento energético de la vivienda. Como material aislante se consideró poliestireno expandido (EPS), debido a su baja conductividad térmica, sus propiedades son presentadas en la Tabla 8.

Tabla 8. Propiedades térmicas del aislante EPS

Material	$\rho \left[\frac{kg}{m^3}\right]$	$\lambda \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$	$C_p \left[\frac{J}{(kg \cdot K)}\right]$
poliestireno expandido	30	0,036	1300

Por medio del cálculo analítico y la iteración de las ecuaciones de transferencia de calor por conducción, se determinaron los espesores de aislamiento requeridos para la envolvente opaca de la vivienda. Si bien la base legal exige el cumplimiento de los límites máximos establecidos por la Reglamentación Térmica de la Ordenanza General de Urbanismo y Construcciones (OGUC), para el desarrollo de esta investigación se optó por proyectar un estándar de alto desempeño térmico (eficiencia avanzada).

Para fundar técnicamente este criterio de diseño y distanciar el proyecto de los mínimos regulatorios, se utilizaron como referencia las recomendaciones y parámetros técnicos contenidos en el Manual de Calificación Energética de Viviendas (CEV) desarrollado por el Ministerio de Vivienda y Urbanismo (MINVU). Bajo este enfoque constructivo y económico,

se priorizó el uso de soluciones con espesores comerciales estandarizados en el mercado nacional que optimizan la inercia protegida y reducen drásticamente las pérdidas térmicas instantáneas en el periodo invernal crítico.

En la Tabla 9 se presentan los resultados analíticos y las soluciones definitivas adoptadas para las fachadas perimetrales mediante la incorporación de poliestireno expandido.

Tabla 9. Espesor de aislación requerido mediante sistema EIFS para muros

Elemento	Espesor de aislante [mm]	Transmitancia con aislante [W/m ² K]	Transmitancia Norma [W/m ² K]
Santiago	40	0,74	0,80
Concepción	50	0,59	0,60
Puerto Montt	80	0,40	0,40

Los resultados expuestos demuestran que el diseño del sistema EIFS bajo el estándar CEV no solo satisface las exigencias legales, sino que reduce la transmitancia térmica de los muros perimetrales en más de un 50% respecto al límite normativo, asegurando una barrera robusta contra las fluctuaciones ambientales.

Para el caso de la techumbre y el piso, se adoptará el mismo procedimiento de cálculo, realizando una iteración del espesor de aislación térmica hasta obtener una transmitancia final igual o inferior al valor máximo permitido por la normativa correspondiente, a continuación, en la Tabla 10 se presentan los resultados para el techo.

Tabla 10. Espesor de aislación requerido para techumbre

Elemento	Espesor de aislante [mm]	Transmitancia con aislante [W/m ² K]	Transmitancia Norma [W/m ² K]
Santiago	90	0,38	0,38
Concepción	110	0,33	0,33
Puerto Montt	120	0,28	0,28

Y para el caso del piso los resultados son presentados en la Tabla 11:

Tabla 11. Espesor de aislación requerido para piso

Elemento	Espesor de aislante [mm]	Transmitancia con aislante [W/m ² K]	Transmitancia Norma [W/m ² K]
Santiago	50	0,60	0,60
Concepción	50	0,60	0,60
Puerto Montt	90	0,38	0,39

A partir de los resultados obtenidos, se verifica que la incorporación de aislación térmica avanzada en muros, techumbre y piso no solo permite que la vivienda cumpla con las exigencias de la Reglamentación Térmica de la OGUC, sino que supera ampliamente dichos límites en todas las zonas climáticas analizadas. De este modo, la envolvente queda proyectada bajo un estándar de alta eficiencia energética basado en el Manual CEV, asegurando una base óptima para reducir las demandas máximas de diseño en la simulación.

2.1.5 Cálculo de la ventilación mínima requerida

De acuerdo con la Norma Chilena NCh3309:2014 [19], la tasa mínima de ventilación para viviendas se determina mediante la ecuación:

$$Q_{tot} = 0,015 \cdot A_{piso} + 3,5 \cdot (N_{br} + 1) \quad (4)$$

La norma considera una ocupación base de tres personas para una vivienda de dos dormitorios. En consecuencia, al existir un ocupante adicional, se debe incrementar la ventilación en 3,5 L/s por persona adicional.

El cálculo queda expresado como:

$$Q_{tot} = 0,015 \cdot 65,58 + 3,5 \cdot (2 + 1) + 3,5$$

$$Q_{tot} \approx 15 \text{ L/s}$$

Por lo tanto, la vivienda requiere una ventilación mínima continua de aproximadamente 15 L/s. Sin embargo, la NCh3309:2014 también establece valores mínimos normativos, la cual fija los caudales exigidos según rango de superficie y número de dormitorios. Para una vivienda entre 47 y 93 m² con 2 dormitorios, la norma exige un caudal mínimo de 24 L/s.

Por esta razón, y conforme al criterio normativo, en el presente estudio se adopta el valor exigido por tabla, correspondiente a 24 L/s, por sobre el valor obtenido mediante la ecuación general.

Con el fin de expresar la ventilación de una forma más representativa del comportamiento del aire interior, el caudal de ventilación también se expresa en términos de renovaciones de aire por hora (ren/h o ACH, Air Changes per Hour). Este parámetro es ampliamente utilizado en ingeniería de ventilación y climatización, ya que permite relacionar directamente el volumen del recinto con la cantidad de aire renovado en una hora de operación.

$$ACH = \frac{3600 \cdot Q_{tot}}{V} \quad (5)$$

Considerando una altura interior de 2,5 m, el volumen interior de la vivienda es:

$$V = 2,5 \cdot 65,58$$

$$V = 163,95 \text{ m}^3$$

Finalmente:

$$ACH = 0,53 \frac{\text{ren}}{\text{hr}}$$

2.1.6 Cargas Internas

Para el cálculo interno se hará uso de lo predicho por la normativa ASHRAE [13], que define la determinación de cargas internas a través de la suma del calor latente más el calor sensible generado en el espacio. Este enfoque considera que la ganancia de calor interna no solo proviene del aumento de la temperatura de bulbo seco (sensible), sino también del aporte de humedad (latente) al ambiente, el cual debe ser procesado por el sistema de climatización para mantener las condiciones de confort.

A continuación, se detallan los parámetros y fuentes utilizadas para el cálculo de las ganancias por ocupantes, sistemas de iluminación y equipamiento electrónico.

2.1.6.1 Cargas térmicas por ocupantes en la vivienda

La carga térmica generada por los ocupantes corresponde al calor liberado por el cuerpo humano hacia el ambiente interior. Esta ganancia térmica se divide en dos componentes: una fracción sensible, asociada al aumento de la temperatura del aire, y una fracción latente, relacionada con la humedad liberada por respiración y transpiración.

Para el caso de estudio propuesto, se consideró una ocupación total de 4 personas dentro de la vivienda. Además, se utilizaron los valores de emisión térmica recomendados por ASHRAE [13] para personas realizando actividades sedentarias, correspondientes a:

- 70 W/persona para carga sensible.
- 45 W/persona para carga latente.

La carga térmica sensible se determina mediante la siguiente expresión:

$$q_s = N \cdot q_{s,per} \quad (6)$$

Mientras que la carga térmica latente se calcula como:

$$q_L = N \cdot q_{L,per} \quad (7)$$

Reemplazando los valores definidos para el proyecto:

$$\begin{aligned} q_s &= 4 \cdot 70 = 280 \text{ W} \\ q_L &= 4 \cdot 45 = 180 \text{ W} \end{aligned}$$

Finalmente, la carga térmica total generada por los ocupantes corresponde a la suma de la carga sensible y la carga latente:

$$q_{personas} = q_s + q_L \quad (8)$$

$$q_{personas} = 280 + 180 = 460 \text{ W}$$

Por lo tanto, el aporte térmico total de los cuatro habitantes de la vivienda corresponde a 460 W, compuesto por 280 W de carga sensible y 180 W de carga latente.

2.1.6.2 Cargas térmicas por iluminación

La carga térmica generada por la iluminación corresponde al calor liberado por las luminarias hacia el ambiente interior debido a la transformación de la energía eléctrica en energía térmica. De acuerdo con el ASHRAE [13], esta ganancia térmica se transfiere al

recinto principalmente mediante convección hacia el aire circundante y radiación hacia las superficies interiores.

Para el presente estudio, la potencia total de iluminación instalada (W) fue determinada mediante el método de Densidad de Potencia de Iluminación (Lighting Power Density, LPD). Considerando el uso de luminarias LED de alta eficiencia en una vivienda residencial, se adoptó una densidad de potencia de 3 W/m², valor representativo y conservador para este tipo de tecnología.

Dado que la superficie total de la vivienda corresponde a 65,58 m², la potencia total instalada se calcula mediante la siguiente expresión:

$$W = \text{Área} \cdot \text{LPD} \quad (9)$$

Reemplazando los valores:

$$\begin{aligned} W &= 65,58 \text{ m}^2 \cdot 3 \text{ W/m}^2 \\ W &\approx 197 \text{ W} \end{aligned}$$

Una vez obtenida la potencia instalada, la carga térmica por iluminación se determina mediante la ecuación propuesta por ASHRAE:

$$q_{el} = W \cdot F_{ul} \cdot F_{sa} \quad (10)$$

Donde:

- W: potencia nominal total de las luminarias instaladas (197 W).
- F_{ul}: factor de uso de iluminación (Lighting Use Factor), correspondiente a la fracción de luminarias en funcionamiento. Para el cálculo de carga máxima se adopta un valor de 1.0.
- F_{sa}: factor especial asociado a accesorios o balastos (Special Allowance Factor). Para luminarias LED se considera un valor de 1.0, debido a la ausencia de pérdidas adicionales significativas asociadas a balastos convencionales.

Sustituyendo los valores en la ecuación:

$$\begin{aligned} q_{el} &= 197 \text{ W} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \\ q_{el} &= 197 \text{ W} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el aporte térmico generado por la iluminación corresponde a 197 W de carga sensible.

2.1.6.3 Carga térmica por equipos electrónicos

La carga térmica generada por equipos electrónicos y electrodomésticos corresponde principalmente al calor sensible liberado al ambiente interior durante su funcionamiento. En algunos casos particulares, ciertos equipos también pueden aportar una fracción latente asociada a la generación de humedad. De acuerdo con el ASHRAE [13], para una estimación más representativa de la carga térmica se recomienda utilizar valores de ganancia de calor real en lugar de la potencia nominal de placa, ya que esta última suele corresponder al consumo máximo y no necesariamente a las condiciones normales de operación.

Para el caso de estudio, se consideraron los equipos más representativos de la vivienda: un refrigerador, un computador de escritorio, un televisor LED y otros electrodomésticos de uso intermitente. La carga térmica por equipos se determina mediante la siguiente expresión:

$$q_{em} = \sum (q_{input,i} \cdot F_{U,i}) \quad (11)$$

De acuerdo con las Tablas 5, 8 y 10 del Capítulo 18 del ASHRAE se adoptaron los siguientes valores para el proyecto:

- Refrigerador: 150 W (valor promedio de ciclo según Tabla 5C).
- Computador y monitor: 103 W (valor medio para equipos de escritorio según Tabla 8A).
- Televisor LED: 70 W (valor estimado para pantallas de gran formato).
- Otros equipos menores de uso simultáneo: 200 W.

Por lo tanto, la carga térmica total por equipos se calcula como:

$$\begin{aligned} q_{em} &= 150 \text{ W} + 103 \text{ W} + 70 \text{ W} + 200 \text{ W} \\ q_{em} &= 523 \text{ W} \end{aligned}$$

En consecuencia, el aporte térmico total asociado a equipos electrónicos y electrodomésticos en la vivienda corresponde a 523 W.

2.1.6.4 Carga térmica distribuida en un perfil horario diario

Con el fin de representar de manera más realista el comportamiento térmico de la vivienda, las cargas internas asociadas a ocupación, iluminación y equipos electrónicos no fueron consideradas constantes durante las 24 horas del día. En su lugar, se definieron perfiles horarios de uso, los cuales permiten modelar la variación temporal de las ganancias térmicas según las actividades habituales de los ocupantes y el funcionamiento real de los equipos dentro de una vivienda residencial.

Un perfil horario corresponde a un factor de utilización variable en el tiempo, con valores entre 0 y 1, que modifica la carga térmica máxima instalada de acuerdo con el nivel de uso presente en cada periodo del día. La carga térmica instantánea se determina mediante la siguiente expresión:

$$q(t) = q_{max} \cdot f(t) \quad (12)$$

Para el caso de estudio, se consideró una ocupación total de cuatro personas, de las cuales dos permanecen fuera de la vivienda entre las 08:00 y las 19:00 horas debido a actividades laborales. Asimismo, se definieron perfiles de uso residencial para iluminación y equipos electrónicos, considerando un mayor funcionamiento durante las horas de la tarde y noche donde estarían todos los ocupantes de la vivienda.

Las cargas máximas consideradas en el modelo fueron las siguientes:

- Carga térmica por personas: 460 W
- Carga térmica por iluminación: 197 W

- Carga térmica por equipos electrónicos: 523 W

A partir de estas cargas máximas, se definieron los siguientes factores horarios de utilización, los cuales se presentan en Tabla 12:

Tabla 12. Factores del perfil horario

Horario	Factor ocupación	Factor iluminación	Factor equipos
00:00 – 06:00	1,00	0,05	0,15
06:00 – 08:00	1,00	0,50	0,40
08:00 – 13:00	0,50	0,10	0,25
13:00 – 15:00	0,50	0,20	0,50
15:00 – 18:00	0,50	0,10	0,30
18:00 – 22:00	1,00	1,00	0,90
22:00 – 24:00	1,00	0,40	0,50

Aplicando estos factores de utilización, las cargas térmicas instantáneas utilizadas en la simulación se obtienen según los valores mostrados en la Tabla 13 siguiente.

Tabla 13. Perfil horario de cargas internas

Horario	Personas [W]	Iluminación [W]	Equipos [W]
00:00 – 06:00	460	9,85	78,45
06:00 – 08:00	460	98,50	209,20
08:00 – 13:00	230	19,70	130,75
13:00 – 15:00	230	39,40	261,50
15:00 – 18:00	230	19,70	156,90
18:00 – 22:00	460	197,00	470,70
22:00 – 24:00	460	78,80	261,50

Los perfiles horarios definidos anteriormente serán utilizados para modelar la variación temporal de las cargas internas de ocupación, iluminación y equipos electrónicos a lo largo del día, permitiendo incorporar estas ganancias térmicas dentro del análisis energético de la vivienda.

2.1.7 Condiciones climáticas

2.1.7.1 Temperaturas por localidad

Con el propósito de determinar el desempeño térmico de la edificación frente a diversos escenarios ambientales, se analizaron las variables meteorológicas de las tres localidades seleccionadas. La muestra abarca un gradiente climático que se extiende desde

condiciones mediterráneas en la zona central hasta climas templados lluviosos característicos del sur de Chile.

Para cada nodo geográfico, se definieron perfiles de temperatura ambiente del aire (T_a) promedio mensual (ver Tabla 14), obtenidos a partir de las bases de datos estandarizadas de Meteonorm [20]. Estos perfiles se integraron como condiciones de borde en el modelo de simulación energética. Esta caracterización climática es fundamental, dado que la oscilación térmica y las temperaturas extremas de cada zona actúan como los principales determinantes de la demanda energética para calefacción.

Tabla 14. Temperaturas promedias exteriores por ciudades

Mes	Temperatura promedio Santiago [°C]	Temperatura promedio Concepción [°C]	Temperatura promedio Puerto Montt [°C]
Enero	21,7	17,0	14,5
Febrero	20,9	16,6	14,4
Marzo	19,1	15,3	12,7
Abril	15,1	12,8	10,4
Mayo	11,4	11,1	8,8
Junio	8,7	9,9	7,2
Julio	8,3	9,2	6,5
Agosto	9,9	9,9	7,2
Septiembre	12,3	10,7	8,2
Octubre	15,0	12,2	9,8
Noviembre	18,0	14,1	11,3
Diciembre	20,2	15,8	13,3

2.1.7.2 Radiación solar por localidad

Al igual que en el punto anterior, para cuantificar el recurso solar disponible y evaluar su impacto en el rendimiento de los sistemas de captación energética, se caracterizaron las componentes de radiación solar en las tres localidades de estudio. De manera análoga al comportamiento térmico, el potencial solar exhibe una marcada variabilidad latitudinal y estacional, fuertemente condicionada por la dinámica de la nubosidad y los patrones atmosféricos locales de cada zona geográfica.

Para cada nodo de análisis, se estructuraron los perfiles de radiación global horizontal (Gh) y radiación difusa horizontal (Dh) en base acumulada mensual (ver Tabla 15), utilizando los datos validados de Meteonorm [20].

Tabla 15. Radiación global horizontal (G_H) y difusa horizontal (D_H) acumulada mensual por ciudad

Mes	Radiación solar Santiago [$\frac{kWh}{m^2}$]		Radiación solar Concepción [$\frac{kWh}{m^2}$]		Radiación solar Puerto Montt [$\frac{kWh}{m^2}$]	
	G _H	D _H	G _H	D _H	G _H	D _H
Enero	253	65	248	70	196	77
Febrero	198	57	184	67	153	71
Marzo	183	47	167	57	123	55
Abril	131	35	112	44	82	42
Mayo	93	32	86	29	63	26
Junio	74	27	65	24	43	23
Julio	84	29	73	28	46	24
Agosto	117	35	97	37	64	36
Septiembre	145	49	133	54	90	51
Octubre	197	60	182	65	131	76
Noviembre	227	66	220	68	149	87
Diciembre	260	64	250	74	192	90

2.2 Cálculo de demanda energética de la vivienda

En este apartado se describe la metodología matemática y computacional empleada para determinar la demanda energética de la vivienda unifamiliar seleccionada. Con el propósito de asegurar la rigurosidad del análisis, la evaluación se desglosa de forma independiente en dos componentes térmicos principales: la demanda energética para calefacción (climatización de espacios) y la demanda para la producción de Agua Caliente Sanitaria (ACS).

2.2.1 Cálculo de la demanda energética de calefacción

Para determinar la demanda energética de calefacción de la vivienda, se desarrolló un modelo de simulación dinámica utilizando el software TRNSYS (Transient System Simulation Program). Este software permite resolver los balances energéticos de una edificación considerando las variaciones horarias de las condiciones climáticas, las características constructivas de la envolvente y las condiciones de operación de los ocupantes.

La vivienda descrita en el apartado 2.1 fue modelada mediante el módulo Type 56 (Multizone Building), incorporando la geometría, distribución espacial y propiedades termofísicas de todos los elementos constructivos. Para cada ciudad de estudio se consideraron los espesores de aislación térmica previamente calculados para muros, techumbre y piso, además de las características térmicas de las ventanas de doble vidriado hermético (DVH).

Asimismo, el modelo incorporó las tasas de ventilación e infiltración definidas según la normativa chilena, junto con las cargas internas asociadas a ocupación, iluminación y equipos eléctricos descritas en los apartados anteriores. Estas ganancias internas fueron introducidas mediante perfiles horarios representativos de una vivienda unifamiliar habitada por cuatro personas.

Las condiciones climáticas fueron incorporadas mediante el módulo Type 109, utilizando archivos meteorológicos en formato TM2 generados con el software Meteonorm para las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt. Estos archivos contienen registros horarios de temperatura exterior, humedad relativa, velocidad del viento y radiación solar, permitiendo representar un Año Meteorológico Típico (TMY) para cada localidad.

Con el propósito de analizar la influencia de las condiciones climáticas sobre la demanda de calefacción, se realizó un procesamiento estadístico de las 8760 horas anuales contenidas en cada archivo meteorológico. A partir de esta información se construyeron histogramas de frecuencia que muestran la distribución anual de horas según temperatura exterior para cada ciudad estudiada como se aprecia en las Figura 3, 4, 5.

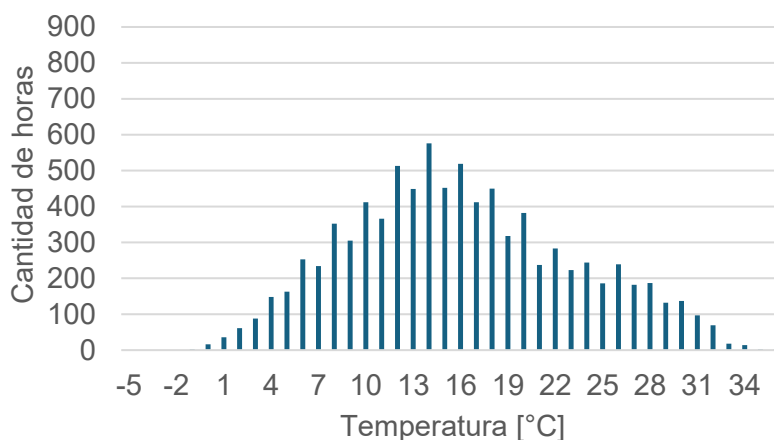


Figura 3. Distribución anual de la temperatura ambiente para Santiago.

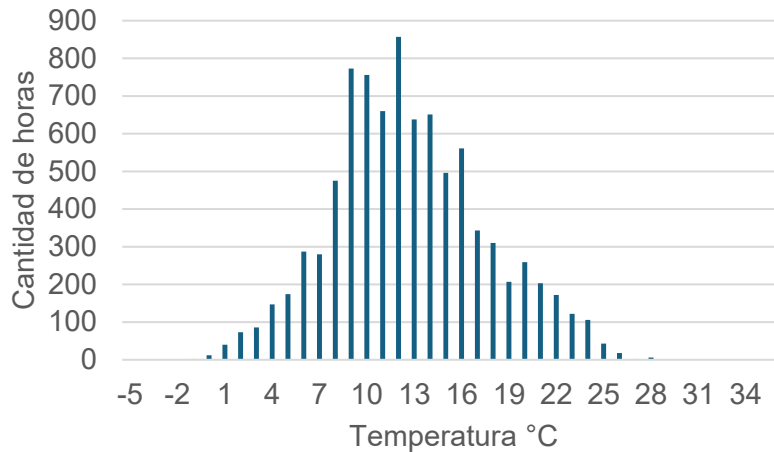


Figura 4. Distribución anual de la temperatura ambiente para Concepción.

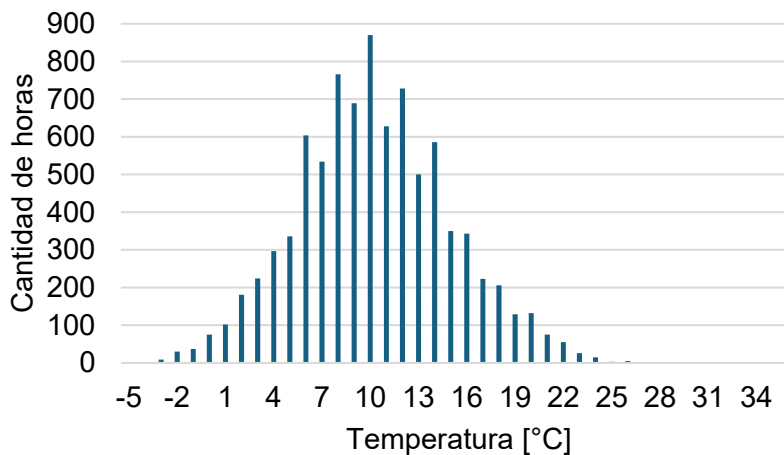


Figura 5. Distribución anual de la temperatura ambiente para Puerto Montt.

Como se observa en las Figura 3, 4, 5, existen diferencias significativas entre los perfiles térmicos de las localidades analizadas. Santiago presenta una distribución más amplia de temperaturas durante el año, alcanzando valores máximos superiores a los observados en las demás ciudades. Concepción exhibe un comportamiento intermedio, influenciado por las condiciones costeras que moderan las temperaturas extremas. Por su parte, Puerto Montt concentra una mayor cantidad de horas en rangos de temperatura bajos, lo que anticipa una mayor demanda de calefacción durante gran parte del año.

Una vez definidas las condiciones de borde climáticas, se procedió a ejecutar las simulaciones energéticas. Para ello, se estableció una estrategia de control basada en una temperatura de consigna constante de 20 °C durante todo el año. En cada intervalo horario, TRNSYS calcula las pérdidas térmicas por transmisión y ventilación, las ganancias internas por ocupación e iluminación, y los aportes solares incidentes sobre la envolvente.

Cuando la temperatura interior calculada desciende por debajo de la temperatura de confort establecida, el programa determina automáticamente la potencia térmica necesaria para mantener las condiciones interiores requeridas, obteniéndose así la demanda horaria de calefacción para cada una de las ciudades analizadas.

Posteriormente, los resultados horarios fueron integrados para obtener la demanda energética mensual de calefacción, con el objetivo de facilitar el análisis del comportamiento estacional de la vivienda. Las demandas mensuales obtenidas para Santiago, Concepción y Puerto Montt se presentan en las Figuras 6, 7 y 8.

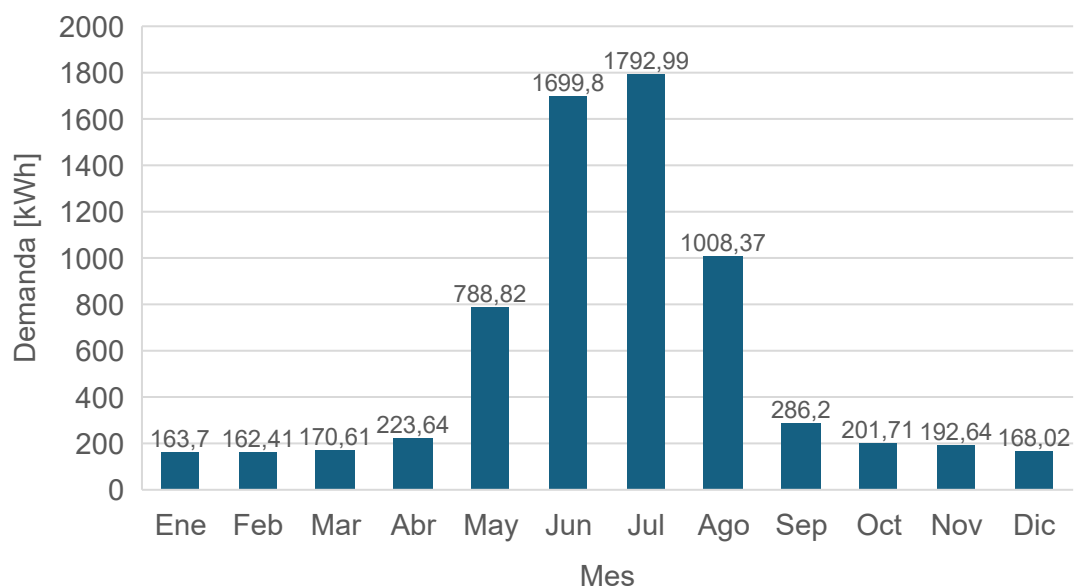


Figura 6. Demanda mensual de calefacción para Santiago.

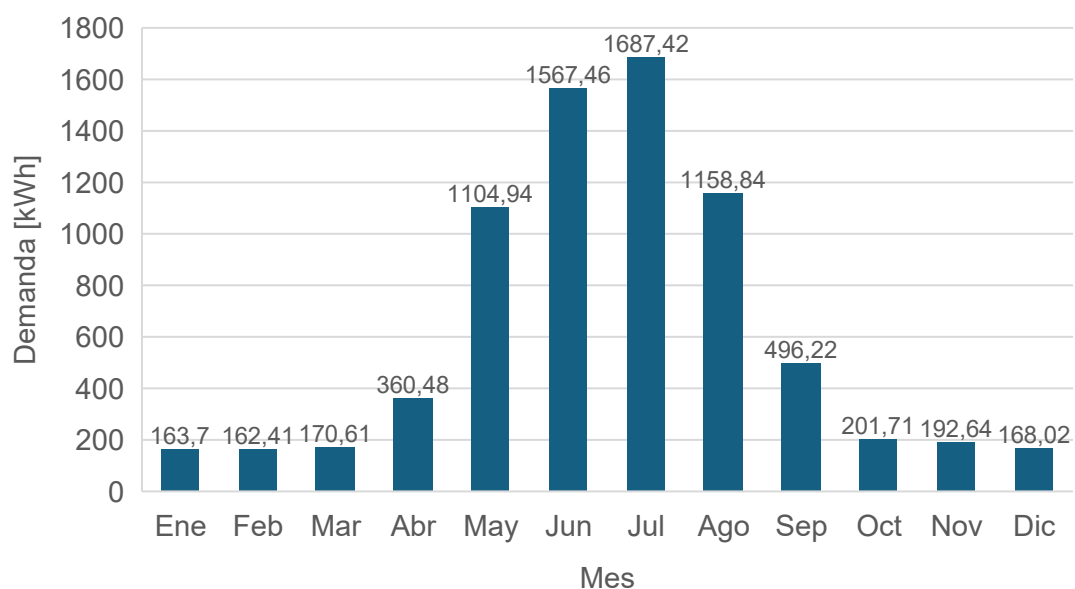


Figura 7. Demanda mensual de calefacción para Concepción.

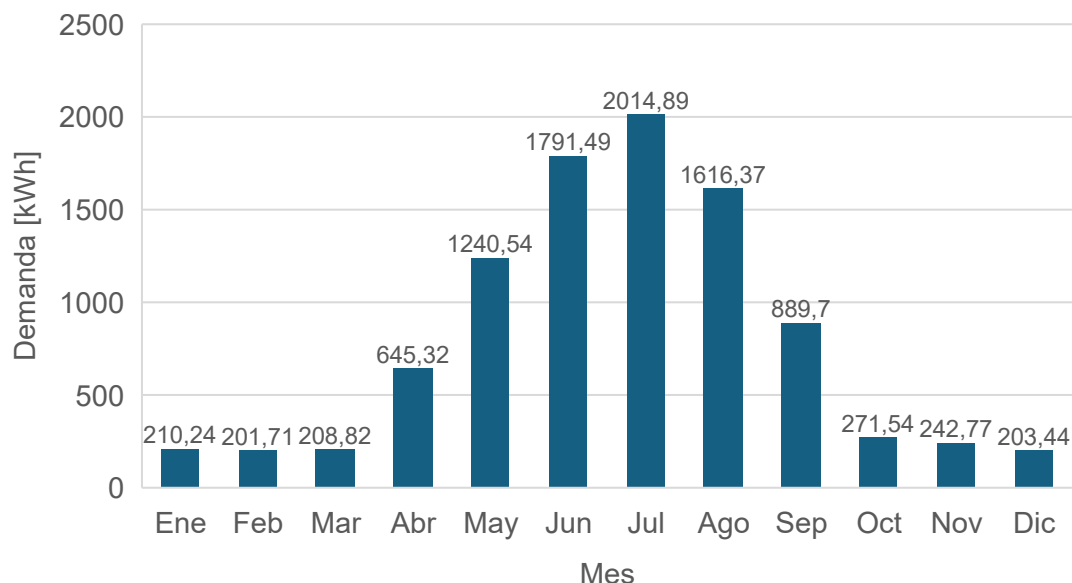


Figura 8. Demanda mensual de calefacción para Puerto Montt.

Las Figura 6, 7, 8, evidencian el marcado comportamiento estacional de la demanda de calefacción en las tres ciudades estudiadas. En todos los casos, los menores consumos se registran durante los meses estivales, donde la demanda corresponde principalmente a los requerimientos mínimos de calefacción. A medida que disminuye la temperatura exterior durante el otoño, la demanda comienza a incrementarse, alcanzando sus valores máximos durante los meses de invierno.

En términos comparativos, Puerto Montt presenta las mayores demandas energéticas durante prácticamente toda la temporada de calefacción, alcanzando su máximo durante el mes de julio. Concepción exhibe un comportamiento intermedio, con una temporada de calefacción más prolongada que Santiago y menores requerimientos que Puerto Montt. Por su parte, Santiago registra la menor demanda anual de calefacción, concentrando los mayores consumos principalmente entre los meses de mayo y agosto.

Con el propósito de facilitar la comparación entre las ciudades analizadas, la Figura 9 reúne las demandas térmicas mensuales de calefacción en un único gráfico. Se observa claramente que tanto la magnitud como la duración de la temporada de calefacción aumentan a medida que las condiciones climáticas son más rigurosas. Mientras Santiago concentra la mayor parte de su demanda durante los meses de invierno, Concepción presenta un período de calefacción más extenso, con incrementos significativos desde abril hasta septiembre. En contraste, Puerto Montt registra los mayores requerimientos energéticos durante prácticamente toda la temporada invernal, alcanzando el valor máximo en julio y manteniendo demandas elevadas durante agosto y septiembre.

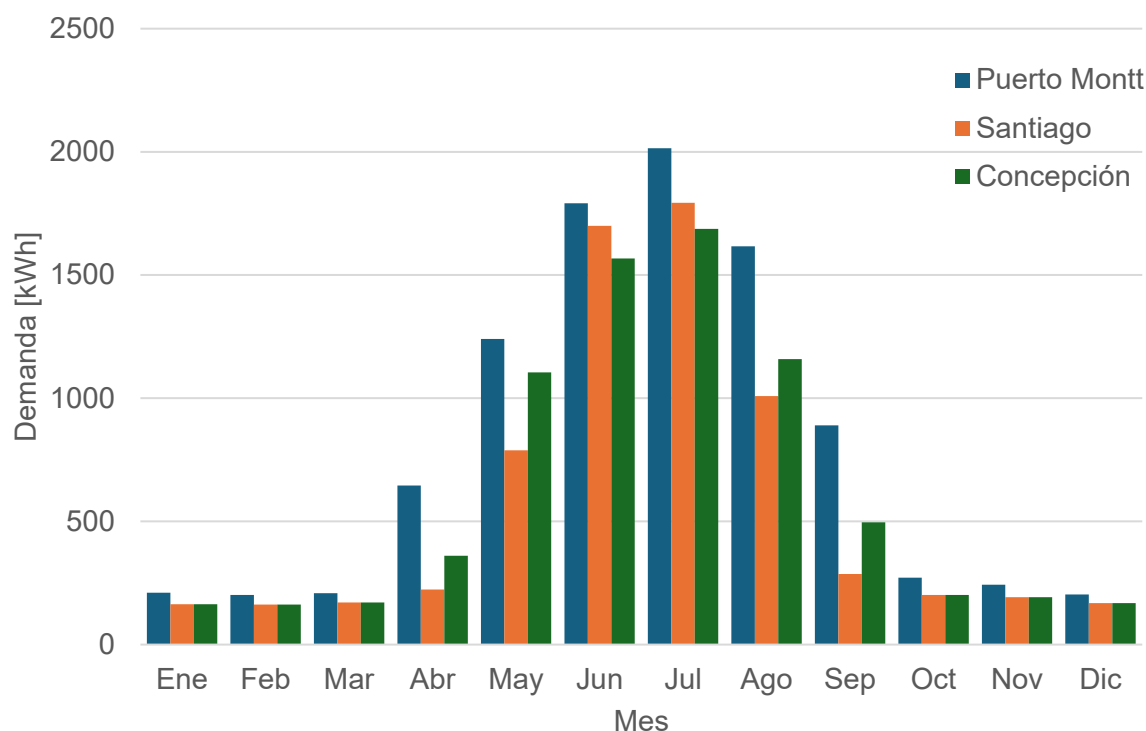


Figura 9. Comparación de la demanda térmica mensual de calefacción.

Las diferencias observadas responden directamente a las condiciones climáticas de cada localidad, especialmente a la temperatura exterior y a la duración de la temporada de calefacción. En consecuencia, los perfiles de demanda obtenidos constituyen la base para el dimensionamiento y la posterior evaluación energética, económica y ambiental de las tecnologías de calefacción y producción de agua caliente sanitaria desarrolladas en los capítulos siguientes.

2.2.2 Cálculo de la demanda energética de agua caliente sanitaria

A partir del perfil horario de consumo de agua caliente sanitaria (ACS) de una vivienda unifamiliar, definido en la Figura 10, se observa que el consumo varía a lo largo del día. Los mayores requerimientos se concentran durante la mañana, asociados principalmente a las actividades previas a la jornada laboral, mientras que el consumo restante se distribuye durante la tarde, coincidiendo con el retorno de los ocupantes a la vivienda y el desarrollo de actividades domésticas.

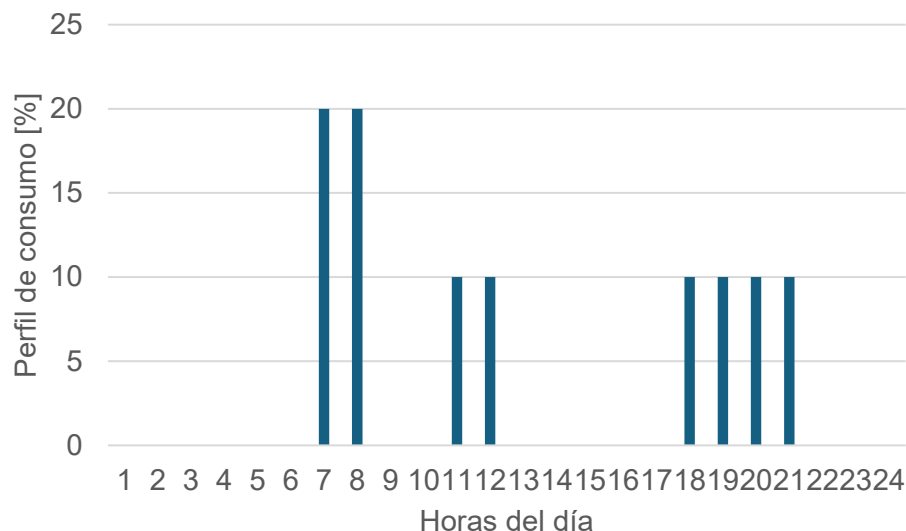


Figura 10. Distribución horaria de ACS en una vivienda unifamiliar.

Para el cálculo de la demanda mensual de ACS, se utiliza como referencia la norma UNE 94002 [21], la cual establece consumos unitarios de agua caliente sanitaria. En el caso de una vivienda unifamiliar, se considera un consumo de 30 L/día·persona a una temperatura de referencia de 60 °C, como se especifica en la Norma UNE según la Figura 11.

Tabla 3.1. Demanda de referencia a 60°C (1)

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel ****	70	por cama
Hotel ***	55	por cama
Hotel/Hostal **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

(1) Los litros de ACS/día a 60°C de la tabla se han calculado a partir de la tabla 1 (Consumo unitario diario medio) de la norma UNE 94002:2005 "Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética".

Figura 11. Norma UNE para ACS.

Considerando una vivienda habitada por 4 personas, el volumen diario de ACS se calcula como:

$$\dot{m}_{ACS} = 30 \frac{L}{día \cdot persona} \cdot 4 personas = 120 L/día$$

Finalmente, la demanda térmica de ACS se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{ACS} = \dot{m}_{ACS} \cdot C_p \cdot (T_{ACS} - T_{red}) \quad (13)$$

Para el presente estudio, la temperatura del agua de red (T_{red}) se determinó a partir de valores mensuales correspondientes a cada una de las ciudades analizadas, los cuales se presentan en la Tabla 16. La estimación de este parámetro se fundamenta en la consideración física de que el agua, al circular a través de redes de distribución soterradas, tiende a alcanzar un equilibrio térmico con el terreno circundante [22], por lo que puede asumirse que $T_{red} \approx T_{suelo}$.

Esta aproximación metodológica se sustenta en los resultados obtenidos por Carbonell et al. [23], quienes identifican la temperatura de entrada del agua como una de las variables de mayor incidencia sobre la demanda energética estacional asociada a la producción de agua caliente sanitaria (ACS). Con el propósito de otorgar representatividad local a la investigación, se emplearon registros históricos de temperatura de suelo a una profundidad de 10 cm, obtenidos de la Red Agrometeorológica de INIA [24]. Para ello, se seleccionaron las estaciones de La Platina, Llenquehue y Colegual, representativas de las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt, respectivamente. Esta caracterización permite modelar las condiciones de borde para el cálculo de demanda volumétrica y térmica según lo estipulado por el Ministerio de Vivienda y Urbanismo [25].

Tabla 16. Temperatura del agua de la red para diferentes ciudades

Temperatura por ciudad [°C]			
Meses	Santiago	Concepción	Puerto Montt
Enero	22,1	17,8	13,6
Febrero	22,4	17,7	13,3
Marzo	20,5	16,0	11,9
Abril	16,0	13,3	11,2
Mayo	10,1	10,3	9,2
Junio	8,6	9,1	6,8
Julio	7,9	8,6	6,5
Agosto	10,3	9,6	6,5
Septiembre	12,3	10,4	7,0
Octubre	13,3	12,2	9,0
Noviembre	15,4	13,8	10,2
Diciembre	21,1	15,5	12,9

A partir de estos valores, la demanda térmica de ACS se determina de forma mensual, considerando el número de días de cada mes. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 17.

Tabla 17. Demanda térmica de ACS por ciudad

Meses	Días por mes	Demanda térmica por ciudad [kWh]		
		Santiago	Concepción	Puerto Montt
Enero	31	163,70	182,28	200,42
Febrero	28	162,41	182,71	201,71
Marzo	31	170,61	190,05	207,76
Abril	30	190,05	201,71	210,78
Mayo	31	215,53	214,67	219,42
Junio	30	222,01	219,85	229,79
Julio	31	225,04	222,01	231,08
Agosto	31	214,67	217,69	231,08
Septiembre	30	206,03	214,24	228,92
Octubre	31	201,71	206,46	220,29
Noviembre	30	192,64	199,55	215,10
Diciembre	31	168,02	192,21	203,44
Total	365	2332,44	2443,45	2599,81

2.2.3 Cálculo de la demanda energética total

La demanda energética total de la edificación unifamiliar se define como la consolidación integradora y unificada de los requerimientos térmicos netos calculados de manera independiente para los servicios de calefacción (apartado 2.2.1) y de Agua Caliente Sanitaria (apartado 2.2.2). Termodinámicamente, este parámetro representa la tasa global de transferencia de calor que debe ser suministrada de forma acoplada a la envolvente edilicia y a la red hidráulica residencial para mantener las condiciones de diseño higrotérmico y satisfacer los perfiles de consumo simultáneos de los ocupantes.

Dado que la simulación de la carga de calefacción en TRNSYS opera bajo un régimen dinámico transitorio y el cálculo de ACS se fundamenta en un modelo analítico de balance de masa dependiente de las temperaturas de red mensuales, la integración de ambos vectores energéticos se rige por el principio de superposición lineal. El indicador de la demanda térmica total instantánea para cada hora del año se determina mediante la siguiente expresión matemática:

$$\dot{Q}_{total}(t) = \dot{Q}_{calefacción}(t) + \dot{Q}_{ACS}(t) \quad (14)$$

Para cuantificar el consumo de energía térmica anual acumulada (E_{total}) en cada zona climática, se realiza una integración temporal discreta con un paso de tiempo (Δt) igual a 1 hora, abarcando las 8760 horas del período anual:

$$E_{total} = \sum_{t=1}^{8760} \dot{Q}_{total} \cdot \Delta t \quad (15)$$

La Tabla 18 resume las demandas de energía térmica neta anuales calculadas para las tres comunas en estudio:

Tabla 18. Demandas térmicas anuales por ciudad.

Demandas anuales	Santiago [kWh]	Concepción [kWh]	Puerto Montt [kWh]
Calefacción	4526,5	5102,0	6937,0
ACS	2332,0	2443,5	2599,8
Total	6858,5	7545,5	9536,8

Los resultados cuantitativos expuestos en la Tabla 18 evidencian que el comportamiento térmico residencial está fuertemente condicionado al gradiente de temperatura local de cada comuna. Se observa que la demanda de calefacción es el vector energético predominante y el más sensible a las variables climáticas, registrando en Puerto Montt un incremento del 53,2% respecto a Santiago y del 35,9% en comparación con Concepción. Por otro lado, la demanda asociada a la producción de agua caliente sanitaria exhibe un comportamiento más homogéneo entre las distintas localidades; la variabilidad observada (menor al 11,5% entre los extremos) responde de manera exclusiva a las fluctuaciones estacionales de la temperatura del agua de red de suministro en cada zona geográfica.

Para comprender la dinámica de estas solicitudes energéticas y evaluar el comportamiento simultáneo de ambos servicios, es necesario analizar la distribución temporal de la carga a escala diaria. La Figura 12 ilustra el perfil de demanda térmica mensual para las 3 ciudades analizadas.

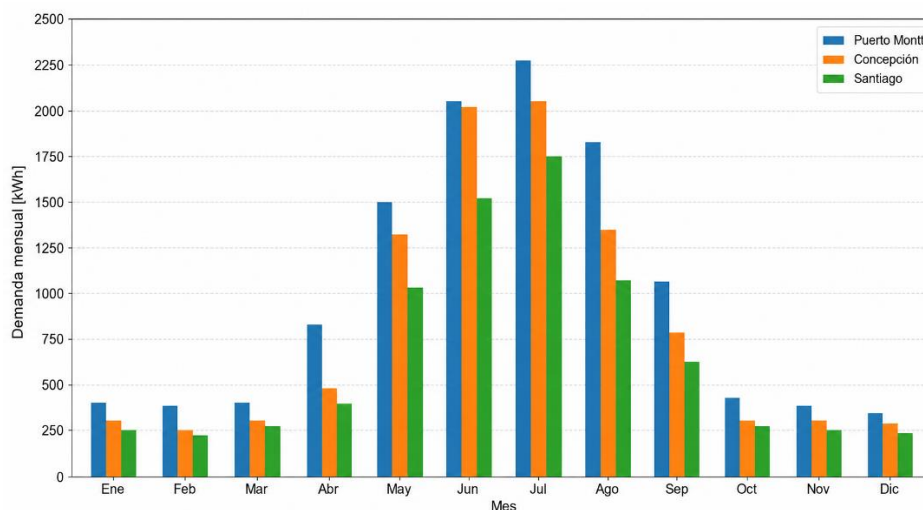


Figura 12. Comparación de la demanda energética mensual de ACS + calefacción para Santiago, Concepción y Puerto Montt.

Como se observa en la Figura 12, la incorporación de la demanda de agua caliente sanitaria modifica el comportamiento estacional previamente observado para la calefacción. Mientras la demanda de calefacción disminuye considerablemente durante los meses cálidos, el consumo asociado a ACS permanece presente durante todo el año, lo que genera una demanda térmica base incluso en el periodo estival. A partir del mes de abril se aprecia un incremento progresivo de la demanda total debido al aumento simultáneo de los requerimientos de calefacción y de las menores temperaturas del agua de red, alcanzándose los valores máximos durante los meses de junio y julio.

En términos comparativos, Puerto Montt presenta las mayores demandas energéticas durante todo el año, producto de sus menores temperaturas exteriores y de una temporada de calefacción más prolongada. Concepción exhibe un comportamiento intermedio, mientras que Santiago registra las menores demandas mensuales, concentrando sus mayores requerimientos principalmente durante el invierno. Esta tendencia coincide con las diferencias climáticas observadas previamente y confirma que la calefacción continúa siendo el componente dominante de la demanda energética total durante los meses de mayor rigor invernal.

Para comprender con mayor detalle la simultaneidad entre los requerimientos de calefacción y agua caliente sanitaria, resulta necesario analizar la distribución temporal de la carga a escala diaria. La Figura 13 presenta el perfil promedio diario de la demanda de ACS + calefacción para las tres comunas analizadas.

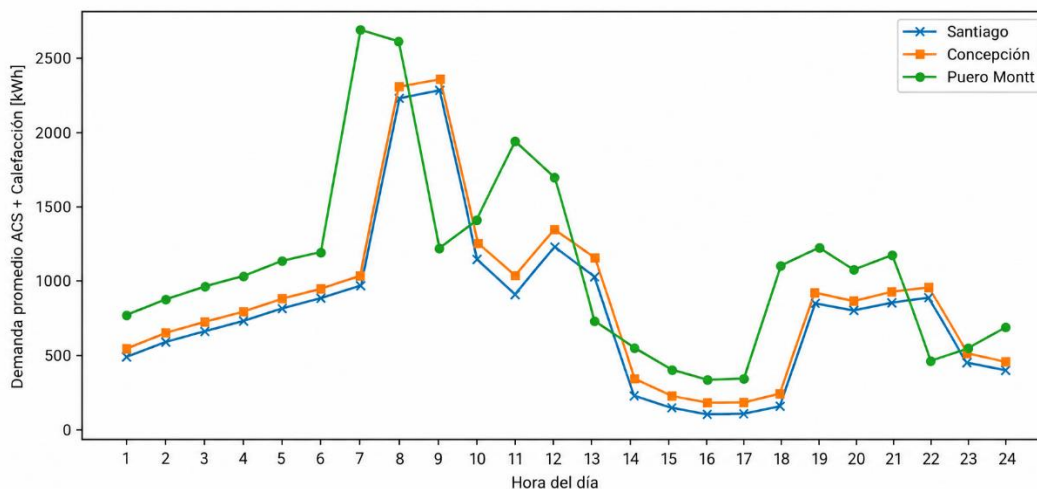


Figura 13. Comparación del perfil promedio diario de la demanda de ACS + calefacción para Santiago, Concepción y Puerto Montt.

Como se puede apreciar en la Figura 13, la superposición temporal de ambos servicios incrementa la potencia térmica instantánea requerida por la vivienda. El régimen de operación más exigente ocurre durante el periodo matutino, entre las 07:00 y las 08:00 h, cuando coinciden la recuperación térmica de la vivienda después del enfriamiento nocturno y el aumento del consumo de agua caliente sanitaria asociado a las rutinas de higiene de los ocupantes. En este intervalo se registran las mayores demandas promedio, alcanzando aproximadamente 3,30 kW en Puerto Montt, 3,02 kW en Santiago y 3,01 kW en Concepción.

Asimismo, se identifican demandas secundarias alrededor del mediodía, asociadas al uso de agua caliente sanitaria y a las actividades domésticas, además de un nuevo incremento durante el periodo vespertino (18:00–21:00 h), originado por el descenso de la temperatura exterior y el retorno de los ocupantes a la vivienda. Estos resultados permiten identificar las condiciones de operación más críticas que deberá satisfacer el sistema de generación térmica, constituyendo un criterio fundamental para el dimensionamiento y la posterior evaluación energética, económica y ambiental de las tecnologías analizadas en los capítulos siguientes.

2.3 Selección de bomba de calor

Las bombas de calor (heat pumps) se definen termodinámicamente como sistemas inversores que transfieren energía térmica desde una fuente de baja temperatura (sumidero térmico) hacia una región de mayor temperatura. A diferencia de los sistemas de generación térmica convencionales basados en la combustión, las bombas de calor no generan calor de forma primaria, sino que emplean un trabajo mecánico o térmico externo para "elevar" el potencial térmico de la energía capturada del entorno [13].

El principio operativo se rige por el Segundo Principio de la Termodinámica. En un ciclo cerrado, el refrigerante o fluido de trabajo absorbe calor latente y sensible en el evaporador a baja presión; posteriormente, este fluido es comprimido o absorbido para elevar su nivel energético, liberando dicha entalpía en el condensador hacia el espacio que se desea acondicionar (ver Figura 14).

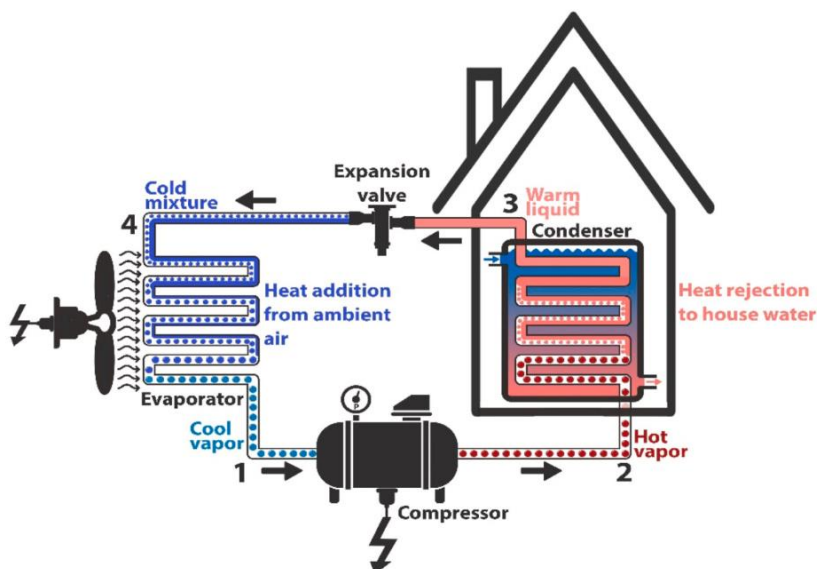


Figura 14. Principio operativo de una bomba de calor

Para viabilizar este transporte de energía contra el gradiente natural de temperatura, el ciclo estándar de compresión de vapor opera mediante la interacción sinérgica de cuatro componentes mecánicos y térmicos dispuestos en un circuito cerrado:

1. Compresor: Dispositivo encargado de aspirar el refrigerante en estado de vapor sobrecalentado a baja presión. Mediante la aplicación de trabajo mecánico externo, reduce su volumen específico, elevando drásticamente su presión y temperatura

hasta un estado de alta entalpía, permitiendo que el fluido sea capaz de ceder calor al medio receptor.

2. Condensador: Intercambiador de calor de alta presión donde el refrigerante interactúa térmicamente con el fluido secundario (aire o agua de distribución). Al encontrarse a una temperatura mayor que el entorno, el refrigerante experimenta un cambio de fase isotérmico e isobárico, liberando su calor latente de condensación y transformándose en líquido subenfriado.
3. Dispositivo de Expansión: Elemento de restricción (como válvulas de expansión electrónicas o tubos capilares) que regula el flujo másico del fluido hacia la zona de baja presión. Al provocar una caída de presión abrupta y adiabática (isoentálpica), una fracción del líquido se evapora instantáneamente (flash gas), reduciendo drásticamente la temperatura de la mezcla bifásica resultante por debajo de la temperatura de la fuente exterior.
4. Evaporador: Intercambiador de calor de baja presión que actúa como la interfaz de captura energética con el sumidero externo. El refrigerante absorbe el calor sensible y latente del entorno, lo que provoca su ebullición completa y su retorno al estado de vapor saturado o sobrecalentado, quedando preparado para reiniciar el ciclo en la etapa de compresión.

El principio de operación de una bomba de calor se divide fundamentalmente en dos regímenes funcionales según los requerimientos térmicos del espacio acondicionado, logrando la inversión del flujo de calor mediante una válvula de inversión de cuatro vías:

1. Régimen de Calefacción (Ciclo Directo): En este modo, el intercambiador de calor ubicado en el interior del recinto actúa como condensador y el intercambiador exterior opera como evaporador. El refrigerante absorbe la energía remanente del entorno natural (sumidero exterior) a baja presión y, tras recibir el trabajo de compresión, cede dicha entalpía al fluido de distribución interno, elevando la temperatura ambiental.
2. Régimen de Refrigeración (Ciclo Inverso): Mediante la conmutación de la válvula inversora, las funciones de los intercambiadores se transponen. El intercambiador interno pasa a operar como evaporador, absorbiendo el calor sensible y latente del espacio habitado (enfriando el recinto), mientras que el intercambiador externo asume el rol de condensador, rechazando la energía térmica extraída junto con el calor equivalente al trabajo de compresión hacia el medio ambiente exterior.

2.3.1 Tipologías de bombas de calor más comercializadas en viviendas unifamiliares.

Una de las clasificaciones más utilizadas para las bombas de calor se basa en el medio desde el cual se extrae la energía térmica y el medio al cual esta es transferida. En otras palabras, la denominación de cada sistema depende del fluido que interactúa con el evaporador (fuente de calor) y del fluido que recibe la energía en el condensador (sumidero de calor). De acuerdo con ASHRAE [13], las bombas de calor pueden clasificarse en cuatro configuraciones principales:

1. **Sistemas aire-aire:** Extraen energía térmica del aire exterior mediante el evaporador y la transfieren directamente al aire del recinto acondicionado a través del condensador. Constituyen la tecnología más difundida para climatización residencial debido a su menor costo de instalación y facilidad de implementación. No obstante, su capacidad de calefacción y su eficiencia disminuyen a medida que desciende la temperatura del aire exterior.
2. **Sistemas aire-agua:** Obtienen energía del aire exterior y la transfieren a un circuito cerrado de agua mediante un intercambiador de calor. Son ampliamente utilizados en viviendas unifamiliares para la producción de agua caliente sanitaria (ACS) y para alimentar sistemas de calefacción hidrónica de baja temperatura, como suelo radiante, radiadores de baja temperatura o fan coils. Debido a su versatilidad y elevada eficiencia, esta configuración ha experimentado un importante crecimiento en el sector residencial durante los últimos años.
3. **Sistemas agua-aire:** Emplean el agua como fuente de energía térmica, la cual puede provenir de pozos, lagos o circuitos geotérmicos. El calor extraído es transferido directamente al aire del espacio acondicionado. Su aplicación en viviendas unifamiliares es limitada debido a los mayores costos de instalación y a la necesidad de disponer de una fuente de agua adecuada.
4. **Sistemas agua-agua:** Tanto la fuente de calor como el sistema de distribución corresponden a circuitos de agua. El evaporador extrae energía desde una fuente hídrica o geotérmica, mientras que el condensador la entrega a un circuito de agua destinado a calefacción o producción de ACS. Aunque presentan elevados niveles de eficiencia y una operación muy estable, su implementación en viviendas unifamiliares es poco frecuente debido a la complejidad y al costo asociado a su instalación.

Además de clasificarse según el medio de intercambio térmico, las bombas de calor residenciales también pueden diferenciarse de acuerdo con la tecnología de control del compresor. En este sentido, existen equipos de velocidad fija (ON/OFF) y equipos con variador de frecuencia (Inverter). Las bombas de calor ON/OFF operan alternando ciclos de encendido y apagado para satisfacer la demanda térmica, funcionando siempre a su capacidad nominal cuando están en operación. En cambio, las bombas de calor Inverter incorporan un variador de frecuencia que permite modular la velocidad del compresor y adaptar continuamente la capacidad térmica a la demanda del sistema. Esta estrategia mejora la eficiencia energética, reduce el consumo eléctrico, disminuye el número de ciclos de arranque y proporciona una temperatura interior más estable. Sin embargo, los equipos Inverter presentan un mayor costo inicial y un sistema de control de mayor complejidad.

2.3.2 Bomba de calor seleccionada

Debido al requerimiento simultáneo de cubrir la demanda de calefacción espacial y la producción de agua caliente sanitaria (ACS), se seleccionó una bomba de calor aerotérmica de tipología Aire-Agua. Esta configuración permite ubicar el evaporador, el ventilador y el compresor en el exterior de la vivienda, reduciendo el impacto acústico en las zonas habitables y favoreciendo el intercambio de calor con el aire ambiente. Por su parte, el condensador se emplaza al interior de la instalación, donde transfiere energía térmica a un circuito hidráulico cerrado encargado de distribuir el calor hacia los sistemas de calefacción y producción de agua caliente sanitaria.

Con el fin de garantizar condiciones adecuadas de confort y seguridad para los usuarios, el agua calentada en el condensador se impulsó a una temperatura de 60 °C, incorporándose

posteriormente una válvula mezcladora que regula la temperatura final de suministro mediante la mezcla con agua proveniente de la red pública.

Para el dimensionamiento del sistema se identificó al compresor como el componente de mayor relevancia dentro del ciclo de compresión de vapor, debido a que determina la capacidad térmica máxima y el consumo eléctrico del equipo. Como criterio de selección se estableció que la potencia nominal de calefacción debía ser superior a la máxima demanda térmica horaria integrada, obtenida a partir de las simulaciones dinámicas desarrolladas en TRNSYS para las 8760 horas del año en las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt. Considerando los resultados presentados en el apartado 2.2.3, se determinó que la bomba de calor debía suministrar aproximadamente 7 kW de potencia térmica para asegurar la continuidad del servicio durante las condiciones climáticas más exigentes.

En función de este criterio se seleccionó un compresor hermético scroll Copeland modelo ZH06KCU-PFJ [26], diseñado para aplicaciones de bombas de calor aire-agua y compatible con el refrigerante R290 (propano). Este equipo fue seleccionado debido a que su capacidad nominal satisface los requerimientos térmicos de la vivienda y presenta un comportamiento adecuado para operar con temperaturas de condensación elevadas, necesarias para la producción de agua caliente sanitaria a 60 °C.

Las características técnicas principales del compresor fueron obtenidas mediante el software Copeland Select, considerando una condición de operación representativa correspondiente a una temperatura de evaporación de 0 °C y una temperatura de condensación de 60 °C. Bajo estas condiciones, el equipo presenta una capacidad frigorífica de 4,89 kW, una capacidad de calefacción de 7,14 kW, un consumo eléctrico de 2,37 kW y un coeficiente de desempeño (COP) igual a 2,07. Asimismo, el caudal másico de refrigerante en la línea de succión corresponde a 20,90 g/s, mientras que la eficiencia isentrópica del compresor alcanza un valor de 64,03 %.

La Figura 15 presenta el compresor seleccionado y las condiciones nominales de operación obtenidas mediante el software del fabricante, mientras que la Tabla 19 resume sus principales características técnicas.



Figura 15. Compresor modelo ZH06KCU-PFJ, Copeland.

Tabla 19. Características del compresor Copeland

Parámetro	Valor
Modelo del compresor	Copeland ZH06KCU-PFJ
Refrigerante	R290
Temperatura de evaporación	0 °C
Temperatura de condensación	60 °C
Capacidad frigorífica	4,89 kW
Potencia eléctrica	2,37 kW
Capacidad de calefacción	7,14 kW
COP	2,07
Caudal másico de succión	20,90 g/s
Eficiencia isentrópica	64,03 %
Corriente nominal (230 V)	10,94 A

En términos de regulación de capacidad, la bomba de calor fue modelada considerando un régimen de operación On/Off, en el cual el compresor alterna entre estados de funcionamiento y detención de acuerdo con la demanda térmica instantánea de la vivienda. Esta estrategia resulta representativa de equipos residenciales de pequeña capacidad y fue posteriormente incorporada en el modelo desarrollado en Engineering Equation Solver (EES) mediante un factor de carga que permite reproducir el comportamiento operacional del sistema durante cada hora de simulación.

Finalmente, como estrategia orientada a disminuir el impacto ambiental del sistema, se seleccionó el refrigerante R290 (propano), perteneciente al grupo de refrigerantes naturales. Este fluido posee un Potencial de Agotamiento de la Capa de Ozono (ODP) igual a cero y un Potencial de Calentamiento Global (GWP) cercano a 3, valores considerablemente inferiores a los refrigerantes sintéticos tradicionalmente utilizados en bombas de calor. Además, sus propiedades termodinámicas permiten alcanzar temperaturas de condensación del orden de 60 °C con relaciones de compresión moderadas, lo que favorece la eficiencia energética del sistema y justifica su utilización en aplicaciones destinadas a calefacción residencial y producción de agua caliente sanitaria.

2.3.3 Modelación Termodinámica del Ciclo en EES

Con el propósito de evaluar el desempeño termodinámico de la bomba de calor seleccionada para abastecer la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria de la vivienda, se desarrolló un modelo matemático en el software Engineering Equation Solver (EES). Este software permite resolver de forma simultánea sistemas de ecuaciones no lineales mediante balances de masa y energía, incorporando además las propiedades termodinámicas del refrigerante R290 (propano) a través de su base de datos interna. La modelación fue realizada considerando un ciclo de compresión de vapor simple en régimen estacionario, permitiendo determinar las principales variables de operación del sistema para cada una de las 8760 horas del año.

Las condiciones de borde utilizadas por el modelo provienen directamente de los resultados obtenidos en el apartado 2.2, donde se determinaron las demandas horarias de calefacción y agua caliente sanitaria mediante simulaciones energéticas realizadas en TRNSYS. Estas demandas, junto con la temperatura ambiente correspondiente a cada intervalo horario, constituyen las variables de entrada del modelo termodinámico implementado en EES.

El circuito hidráulico del condensador fue modelado considerando una temperatura de salida del agua constante de 60 °C, correspondiente a la temperatura requerida para la producción de agua caliente sanitaria y el suministro del sistema de calefacción. Asimismo, se consideró una presión constante de 101,3 kPa, correspondiente a la presión atmosférica. A partir de estas condiciones, las entalpías del agua fueron obtenidas mediante las funciones termodinámicas incorporadas en EES y posteriormente utilizadas para calcular la potencia térmica requerida por la vivienda.

El balance energético aplicado al condensador se expresa mediante:

$$\dot{Q}_{calef} = \dot{m}_{agua}(h_{agua,sal} - h_{agua,ent}) \quad (4)$$

donde $\dot{Q}_{calef}$ corresponde a la potencia térmica requerida por el sistema de calefacción, $\dot{m}_{agua}$ representa el caudal másico del agua que circula por el condensador y $h_{agua,ent}$ y $h_{agua,sal}$ corresponden a las entalpías específicas del agua a la entrada y salida del intercambiador de calor, respectivamente.

Una vez determinada la potencia térmica requerida por la vivienda, se procedió a establecer las condiciones de operación del ciclo frigorífico. Para ello se utilizó el criterio de Pinch Point, el cual considera una diferencia mínima de temperatura entre el refrigerante y el fluido secundario durante el proceso de intercambio de calor. En este trabajo se adoptó una diferencia de temperatura de 5 °C tanto para el condensador como para el evaporador, valores ampliamente utilizados en el diseño de bombas de calor aire-agua.

En consecuencia, la temperatura de condensación se determinó mediante:

$$T_{cond} = T_{agua,sal} + \Delta T_{pinch,cond} \quad (5)$$

mientras que la temperatura de evaporación se obtuvo a partir de la temperatura ambiente mediante

$$T_{evap} = T_{amb} - \Delta T_{pinch,evap} \quad (6)$$

donde $T_{agua,sal}$ corresponde a la temperatura de salida del agua del condensador, T_{amb} representa la temperatura ambiente obtenida desde los archivos meteorológicos de Meteonorm y ΔT_{pinch} corresponde a la diferencia mínima de temperatura considerada en cada intercambiador.

Conocidas las temperaturas de condensación y evaporación, se determinaron las presiones de saturación correspondientes utilizando las propiedades termodinámicas del refrigerante R290. La presión del lado de alta se obtuvo considerando refrigerante en condición de líquido saturado, mientras que la presión del lado de baja se calculó para vapor saturado, de acuerdo con las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} P_{alta} &= P(T_{cond}, x = 0) \\ P_{baja} &= P(T_{evap}, x = 1) \end{aligned}$$

donde x representa la calidad del refrigerante.

Una vez determinadas ambas presiones fue posible establecer completamente el estado termodinámico del ciclo. Para representar adecuadamente el comportamiento real del

compresor, el modelo considera un sobrecalentamiento de 10 °C a la salida del evaporador y un subenfriamiento de 10 °C a la salida del condensador. De esta forma, la temperatura del refrigerante a la entrada del compresor se obtiene mediante:

$$T_1 = T_{evap} + \Delta T_{SC} \quad (7)$$

mientras que la temperatura del líquido a la salida del condensador se calcula como:

$$T_3 = T_{cond} - \Delta T_{SE} \quad (8)$$

donde ΔT_{SC} corresponde al sobrecalentamiento y ΔT_{SE} al subenfriamiento considerados en el modelo.

Con estas condiciones se calcularon las propiedades termodinámicas del refrigerante en cada uno de los estados del ciclo utilizando las funciones de entalpía y entropía incorporadas en EES. Posteriormente, la entalpía correspondiente a una compresión isentrópica ideal se obtuvo manteniendo constante la entropía durante el proceso de compresión.

A diferencia de los modelos simplificados que consideran una eficiencia isentrópica constante, en este trabajo la eficiencia del compresor fue modelada mediante una correlación empírica dependiente de la relación de compresión del ciclo. Esta aproximación permite representar con mayor precisión la variación del rendimiento del compresor frente a los cambios de temperatura ambiente experimentados durante el año.

Para ello, inicialmente se calculó la relación de presiones del ciclo mediante

$$R_p = \frac{P_{alta}}{P_{baja}} \quad (9)$$

La eficiencia isentrópica del compresor se obtuvo a partir de la siguiente correlación

$$\eta_{is} = b_1 + b_2(R_p - K)^2 + \frac{b_3}{R_p - 1} \quad (10)$$

donde b_1 , b_2 , b_3 y K corresponden a coeficientes empíricos determinados mediante un proceso de ajuste matemático utilizando los datos de eficiencia isentrópica entregados por el fabricante para distintas condiciones de evaporación y condensación.

Para obtener dichos coeficientes, se construyó inicialmente una base de datos a partir de la tabla de desempeño del compresor. Para cada condición de operación se calcularon las presiones de evaporación y condensación mediante las propiedades termodinámicas del R290, obteniendo posteriormente la correspondiente relación de compresión. De esta forma, cada punto de la tabla quedó representado mediante un par ordenado, conformando el conjunto de datos utilizado para el ajuste de la correlación.

La determinación de los coeficientes b_1 , b_2 , b_3 y K se realizó mediante una regresión no lineal por mínimos cuadrados utilizando el algoritmo de Levenberg-Marquardt, el mismo procedimiento empleado por la herramienta Curve Fit de EES. Durante el proceso de optimización se buscaron los valores de los parámetros que minimizan el error cuadrático medio entre los valores calculados por la ecuación y los datos proporcionados por el fabricante. Como resultado del ajuste se obtuvieron los siguientes coeficientes:

$$\begin{aligned} b_1 &= 0,349205 \\ b_2 &= 0,00134075 \\ b_3 &= -0,270302 \\ K &= 20 \end{aligned}$$

La utilización de esta correlación permite calcular automáticamente la eficiencia isentrópica del compresor para cualquier condición de operación comprendida dentro del rango analizado, evitando la necesidad de interpolar directamente sobre la tabla del fabricante para cada una de las horas simuladas.

Finalmente, una vez determinada la eficiencia isentrópica correspondiente a cada condición de operación, la entalpía real a la salida del compresor se calculó mediante

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,s} - h_1}{\eta_{is}} \quad (11)$$

donde $h_{2,s}$ corresponde a la entalpía obtenida para una compresión isentrópica ideal.

Una vez determinadas las propiedades termodinámicas en los cuatro estados principales del ciclo, se procedió al cálculo del caudal másico de refrigerante que circula por el compresor. Este parámetro constituye una de las variables más importantes del modelo, ya que permite determinar la capacidad térmica máxima del equipo y la potencia eléctrica absorbida durante su funcionamiento.

El caudal másico fue calculado a partir del desplazamiento volumétrico del compresor, la eficiencia volumétrica y la densidad del refrigerante en la condición de aspiración. Para ello, inicialmente se determinó el caudal volumétrico real del compresor mediante

$$\dot{V} = \frac{V_d \eta_v N 60}{10^6} \quad (12)$$

donde V_d corresponde al desplazamiento volumétrico del compresor (cm^3/rev), η_v representa la eficiencia volumétrica y N corresponde a la velocidad de rotación del compresor en revoluciones por minuto.

Posteriormente, el caudal másico del refrigerante se obtuvo mediante

$$\dot{m}_{R290} = \rho_1 \frac{\dot{V}}{3600} \quad (13)$$

donde ρ_1 corresponde a la densidad del refrigerante a la entrada del compresor. La utilización de la densidad en la condición de aspiración permite representar la variación del caudal másico en función de la temperatura ambiente, reflejando directamente la influencia de las condiciones exteriores sobre la capacidad térmica del sistema.

Conocido el caudal másico del refrigerante, fue posible determinar las condiciones de operación del ciclo a plena carga. La potencia eléctrica absorbida por el compresor se calculó considerando las eficiencias mecánica y eléctrica del conjunto motriz, mediante la expresión

$$W_{comp,ON} = \frac{\dot{m}_{R290}(h_2 - h_1)}{\eta_{me}\eta_{el}} \quad (14)$$

donde η_{me} corresponde a la eficiencia mecánica del compresor y η_{el} representa la eficiencia eléctrica del motor.

De forma análoga, la capacidad térmica máxima entregada por el condensador fue determinada mediante el balance energético aplicado al refrigerante,

$$\dot{Q}_{cond,ON} = \dot{m}_{R290}(h_2 - h_3) \quad (15)$$

mientras que la capacidad frigorífica absorbida por el evaporador se obtuvo mediante

$$\dot{Q}_{evap,ON} = \dot{m}_{R290}(h_1 - h_4) \quad (16)$$

Estas expresiones permiten obtener la capacidad nominal de la bomba de calor para cada condición de operación, constituyendo la base para el posterior cálculo del factor de carga del sistema.

Debido a que la bomba de calor seleccionada corresponde a un equipo con compresor de funcionamiento ON/OFF, fue necesario desarrollar una estrategia de control que permitiera adaptar la capacidad del sistema a las variaciones horarias de la demanda térmica de la vivienda. Para ello se implementó un factor de carga (FC) definido como la relación entre la potencia térmica demandada por el edificio y la capacidad máxima del condensador obtenida mediante el modelo termodinámico,

$$FC = \frac{\dot{Q}_{calef}}{\dot{Q}_{cond,ON}} \quad (29)$$

Este parámetro representa la fracción de la capacidad nominal utilizada por la bomba de calor durante cada intervalo horario de simulación.

A partir del factor de carga se determinaron las variables reales de operación del sistema mediante

$$\dot{W}_{comp} = FC \cdot \dot{W}_{comp,ON} \quad (30)$$

$$\dot{Q}_{cond} = FC \cdot \dot{Q}_{cond,ON} \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{evap} = FC \cdot \dot{Q}_{evap,ON} \quad (32)$$

De esta forma, el modelo ajusta automáticamente la potencia térmica suministrada y el consumo eléctrico del compresor en función de la demanda instantánea calculada para la vivienda.

Con el fin de representar adecuadamente el funcionamiento de un compresor de velocidad fija, se implementaron funciones auxiliares dentro del código EES que permiten apagar completamente el equipo cuando la demanda térmica resulta igual a cero. Estas funciones verifican continuamente la existencia de requerimientos de calefacción y, en ausencia de demanda, asignan automáticamente un valor nulo a la potencia del compresor, la capacidad térmica del condensador y la potencia absorbida por el evaporador, evitando la aparición de consumos eléctricos ficticios o divisiones por cero durante la simulación.

El desempeño energético de la bomba de calor fue evaluado mediante el coeficiente de desempeño (COP), definido como la relación entre la potencia térmica útil suministrada por el condensador y la potencia eléctrica absorbida por el compresor,

$$COP = \frac{\dot{Q}_{calef}}{\dot{W}_{comp}} \quad (33)$$

Esta relación únicamente se evalúa cuando existe demanda térmica y consumo eléctrico asociado al funcionamiento del compresor. En caso contrario, el modelo asigna automáticamente un valor nulo al COP mediante una función lógica implementada en EES, garantizando la estabilidad numérica del cálculo durante toda la simulación anual.

Finalmente, con el propósito de incorporar un análisis económico del funcionamiento de la bomba de calor, el modelo calcula el costo horario de operación utilizando una tarifa eléctrica de 252 CLP/kWh, obteniéndose

$$C_{\text{hora}} = \dot{W}_{\text{comp}} \cdot P_{\text{elec}} \quad (34)$$

donde P_{elec} corresponde al precio unitario de la energía eléctrica considerado en el estudio.

2.4 Metodología de comparación energética, económica y ambiental en Chile

Con el propósito de evaluar el desempeño de la bomba de calor propuesta frente a las tecnologías de calefacción y producción de agua caliente sanitaria utilizadas en el sector residencial chileno, se desarrolló una metodología de comparación basada en criterios energéticos, económicos y ambientales. Esta metodología permite analizar el comportamiento de las distintas alternativas utilizando una misma demanda térmica anual, obtenida previamente mediante las simulaciones desarrolladas en TRNSYS y el modelo termodinámico implementado en EES.

La comparación considera aquellas tecnologías con mayor representatividad dentro del parque habitacional chileno, de acuerdo con la información publicada por el Ministerio de Energía y el Informe de Usos de Energía de los Hogares [5], incluyendo sistemas alimentados por electricidad, gas licuado de petróleo (GLP), gas natural, kerosene (parafina), leña y pellet. Estas tecnologías fueron seleccionadas debido a su alta participación en el mercado residencial y a que representan las principales alternativas utilizadas para calefacción y producción de agua caliente sanitaria en Chile.

2.4.1 Tecnologías consideradas para la comparación

Para efectos del presente estudio, los sistemas de calefacción se clasifican de acuerdo con su forma de instalación en equipos móviles y equipos fijos, siguiendo la clasificación propuesta en el informe de precios para calefacción central [27]. Los equipos móviles corresponden a calefactores portátiles que no requieren una instalación permanente y que pueden trasladarse dentro de la vivienda según las necesidades de calefacción. Por el contrario, los equipos fijos forman parte de la infraestructura del inmueble y permiten una distribución más uniforme del calor mediante sistemas centralizados.

La Figura 16 presenta la clasificación general de los sistemas de calefacción considerados en este estudio.

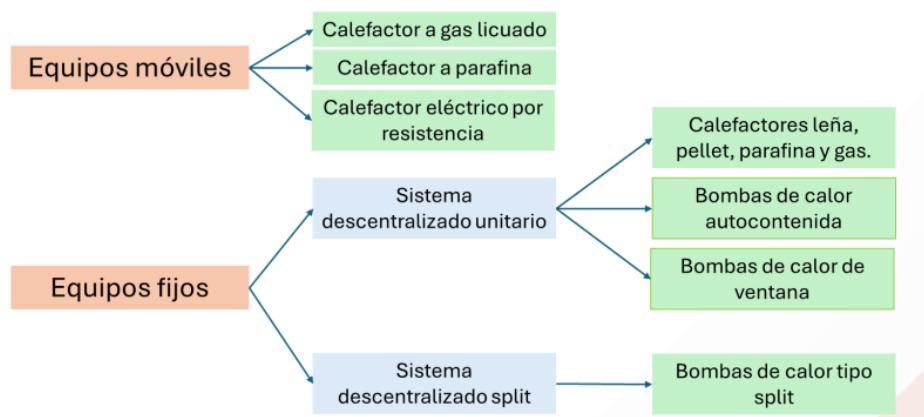


Figura 16. Clasificación de los sistemas de calefacción utilizados en el sector residencial chileno.

Para realizar la comparación se seleccionaron tecnologías representativas del mercado nacional, las cuales presentan una alta participación dentro del consumo energético residencial y corresponden a las alternativas más utilizadas para calefacción en viviendas unifamiliares.

Gas Licuado de Petróleo (GLP). Corresponde a uno de los combustibles de mayor utilización para calefacción residencial en Chile, con una participación aproximada del 21,1 % [5]. Los equipos funcionan mediante combustión directa y entregan calor principalmente por convección y radiación.

Kerosene (Parafina). Estos sistemas utilizan hidrocarburos líquidos como combustible y destacan por su rápida respuesta térmica. En el mercado nacional predominan los calefactores de mecha y los equipos de tecnología láser, estos últimos con mayores niveles de automatización y eficiencia energética. Según el Ministerio de Energía, representan aproximadamente el 19,8 % de las fuentes principales de calefacción residencial [5].

Calefacción eléctrica. Incluye principalmente termoventiladores y calefactores infrarrojos. Aunque la electricidad constituye la fuente más utilizada para calefacción secundaria en el país, su utilización como sistema principal permanece limitada debido a sus elevados costos operacionales [5].

Biomasa (Leña y Pellet). La biomasa constituye el combustible predominante para calefacción residencial en Chile, alcanzando una participación cercana al 39 % del total nacional [5]. Estos sistemas destacan por su elevada capacidad térmica y por su amplia utilización en las zonas climáticas del centro-sur y sur del país.

Con el propósito de realizar una comparación homogénea entre las distintas tecnologías, se seleccionaron equipos comerciales representativos del mercado chileno, cuyos rendimientos nominales fueron utilizados en los cálculos energéticos, económicos y ambientales desarrollados en los capítulos posteriores. La selección se realizó considerando equipos de uso residencial con capacidades de calefacción acordes a la demanda máxima de la vivienda analizada. En el caso de la calefacción eléctrica, debido a la menor potencia nominal de los equipos disponibles comercialmente, se consideró la instalación de cinco calefactores eléctricos para satisfacer la demanda máxima de calefacción. Para las tecnologías a pellet, leña y kerosene se consideró una única unidad, dado que su capacidad nominal resulta suficiente para cubrir la carga térmica de diseño. Los equipos fueron utilizados únicamente como referencia técnica para la obtención de sus especificaciones de catálogo y rendimientos nominales, sin que ello represente una comparación entre fabricantes.

La Tabla 20 presenta los equipos comerciales seleccionados como referencia para cada una de las tecnologías de calefacción consideradas en este estudio.

Tabla 20. Equipos comerciales seleccionados.

Tecnología	Marca	Modelo	Potencia Nominal [kW]	Rendimiento nominal [%]	Fuente
Estufa a pellet	Bosca	Hera	9,0	89,0	[28]
Estufa a leña	Bosca	Limit 360	9,4	71,0	[29]
Estufa a kerosene	Toyotomi	FR-700F	7,0	92,4	[30]
Calefactor eléctrico	Bosca	Solius	7,5	100,0	[31]

2.4.2 Tecnologías consideradas para la producción de ACS

En el caso de la producción de agua caliente sanitaria (ACS), el análisis se centró en los sistemas de calentamiento instantáneo tipo calefón, debido a que representan la tecnología predominante en el parque habitacional chileno. De acuerdo con el Informe de Usos de Energía de los Hogares [5], aproximadamente el 87,2 % de las viviendas utiliza calefones para la producción de ACS. Dentro de esta categoría predominan los calefones de encendido ionizado y los calefones de piloto permanente, alimentados principalmente por Gas Licuado de Petróleo (GLP) y Gas Natural.

Estas tecnologías fueron consideradas como referencia para comparar el desempeño de la bomba de calor propuesta en términos de consumo energético, costos de operación y desempeño ambiental.

Para representar el sistema convencional de producción de agua caliente sanitaria se seleccionó un calefón instantáneo a GLP de 14 L/min, capacidad ampliamente utilizada en viviendas unifamiliares y suficiente para abastecer simultáneamente los requerimientos habituales de ACS de una vivienda residencial.

Como equipo representativo se utilizó el calefón Splendid de 14 L/min a gas licuado y tiro natura, comercializado en el mercado chileno [32]. Sus características técnicas se presentan en la Tabla 21.

Tabla 21. Características del calefón seleccionado para la producción de ACS.

Característica	Valor
Tecnología	Calefón instantáneo
Marca	Splendid
Capacidad	14 L/min
Potencia Útil	24 kW
Tipo de evacuación	Tiro natural
Rendimiento	88%

2.4.3 Parámetros de comparación

Con el propósito de realizar una comparación homogénea entre las distintas tecnologías, todos los sistemas fueron evaluados utilizando la misma demanda térmica anual determinada para cada ciudad. Sobre esta base se establecieron tres criterios principales de evaluación:

- Desempeño energético: determinado a partir del consumo anual de energía necesario para satisfacer la demanda de calefacción y producción de ACS.
- Desempeño económico: evaluado mediante los costos de operación asociados al consumo de electricidad o combustible durante un año de funcionamiento.
- Desempeño ambiental: analizado considerando el tipo de combustible utilizado y las emisiones de dióxido de carbono asociadas a cada tecnología.

2.4.4 Parámetros energéticos utilizados

Para la estimación de los costos de operación se emplearon los precios unitarios de los distintos energéticos disponibles en el mercado chileno, los cuales son presentados en la Tabla 22. En el caso de los combustibles fósiles y la biomasa, se utilizaron valores referenciales publicados en la literatura [33], mientras que para la electricidad se consideraron las tarifas residenciales vigentes para las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt durante mayo de 2026.

Tabla 22. Costos unitarios de la energía utilizados en la comparación.

Combustible	Precio
Gas Licuado	1.500 [CLP/kg]
Kerosene	1.350 [CLP/kg]
Gas Natural	1.500 [CLP/kg]
Pellet	300 [CLP/kg]
Leña 25% de humedad	300 [CLP/kg]
Precio electricidad Santiago	232 [CLP/kWh]
Precio electricidad Concepción	242 [CLP/kWh]
Precio electricidad Puerto Montt	252 [CLP/kWh]

Asimismo, para determinar el consumo equivalente de cada combustible fue necesario utilizar los valores de Poder Calorífico Inferior (PCI), los cuales representan la cantidad de energía liberada durante la combustión completa de una unidad de masa de combustible sin considerar el calor de condensación del vapor de agua, como se muestra en la Tabla 23.

Tabla 23. PCI de combustibles

Combustible	PCI [kcal/kg]	Fuente
Gas Licuado	11.300	[34]
Kerosene	10.464	[34]
Gas Natural	11.467	[34]
Pellet	4.285	[35]
Leña 25% de humedad	3.131	[36]

2.4.5 Procedimiento de comparación

La comparación entre las distintas tecnologías de calefacción y producción de agua caliente sanitaria se desarrolló utilizando como base la demanda energética anual obtenida mediante las simulaciones realizadas en TRNSYS y el modelo termodinámico implementado en Engineering Equation Solver (EES). A partir de esta demanda se determinó el consumo anual de energía requerido por cada tecnología, considerando sus respectivos rendimientos y características de operación.

En el caso de la bomba de calor, el consumo energético fue obtenido directamente a partir del modelo termodinámico desarrollado en EES, calculando el consumo eléctrico del compresor, el coeficiente de desempeño (COP), la capacidad térmica suministrada y las demás variables de operación del ciclo.

Para las tecnologías convencionales de calefacción y ACS, el consumo anual de combustible se determinó utilizando los rendimientos nominales informados por los fabricantes y los valores de Poder Calorífico Inferior (PCI) presentados en el apartado 2.4.4. Estos rendimientos corresponden a condiciones de operación estandarizadas y representan el desempeño del equipo bajo un escenario de funcionamiento óptimo. En consecuencia, la comparación realizada para estas tecnologías representa un escenario favorable, ya que no considera las pérdidas de eficiencia asociadas al envejecimiento de los equipos, las condiciones reales de operación, entre otros.

Esta simplificación metodológica fue adoptada debido a que la modelación dinámica del comportamiento real de cada una de las tecnologías convencionales requeriría el desarrollo de modelos termodinámicos independientes, incorporando sus respectivos controles, curvas de desempeño y condiciones transitorias de operación, lo cual excede el alcance de la presente investigación.

Una vez determinado el consumo anual de cada alternativa, se calcularon los costos de operación utilizando los precios unitarios de los distintos energéticos presentados en el apartado 2.4.4. De forma complementaria, se estimaron las emisiones de dióxido de carbono equivalente (CO_2e) mediante la aplicación de los factores de emisión correspondientes a cada fuente energética, permitiendo realizar una comparación homogénea desde el punto de vista energético, económico y ambiental.

Finalmente, los resultados obtenidos para cada tecnología fueron comparados utilizando una misma demanda térmica de referencia para las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt, asegurando que las diferencias observadas respondieran exclusivamente al desempeño propio de cada sistema. Los resultados derivados de esta metodología se presentan y analizan en el Capítulo 3.

3 Capítulo 3

3.1 Validación modelo EES

3.1.1 Validación de la eficiencia isentrópica

Como primera etapa del análisis de resultados, se verificó la capacidad del modelo termodinámico desarrollado en EES para representar el comportamiento del compresor seleccionado. Para ello, los resultados obtenidos mediante la simulación fueron comparados con los datos de desempeño proporcionados por el fabricante a través del software Copeland Select, considerando las mismas condiciones de operación.

La validación se realizó para una temperatura de condensación constante de 60 °C, correspondiente a la temperatura de impulsión del agua utilizada durante todo el estudio. Bajo esta condición, la presión de condensación permanece prácticamente constante, mientras que la presión de evaporación varía en función de la temperatura ambiente. En consecuencia, la relación de presiones constituye la variable que gobierna el comportamiento termodinámico del compresor y, por tanto, la evolución de su eficiencia isentrópica.

Con el propósito de representar adecuadamente esta variación, la eficiencia isentrópica fue modelada mediante la correlación presentada en el apartado 2.3.4, cuyos coeficientes fueron obtenidos a partir del ajuste de los datos experimentales proporcionados por el fabricante. Esta correlación permite calcular la eficiencia isentrópica en función de la relación de presiones del ciclo, reproduciendo el comportamiento observado en el mapa de desempeño del compresor.

La Figura 17 presenta la comparación entre los datos de eficiencia isentrópica extraídos del catálogo del fabricante y la curva de ajuste obtenida mediante la correlación implementada en EES, para el rango de relaciones de presión considerado en la simulación. Los datos del catálogo se representan como una nube de puntos que refleja las distintas condiciones de operación evaluadas, mientras que la curva de ajuste describe la tendencia central de dicho comportamiento. Se observa que la eficiencia alcanza sus mayores valores para relaciones de presión intermedias, con un máximo cercano a 0,60 para relaciones de presión próximas a 3,5, y disminuye de forma gradual a medida que la relación de presiones aumenta, estabilizándose en valores cercanos a 0,51 para las relaciones de presión más elevadas.

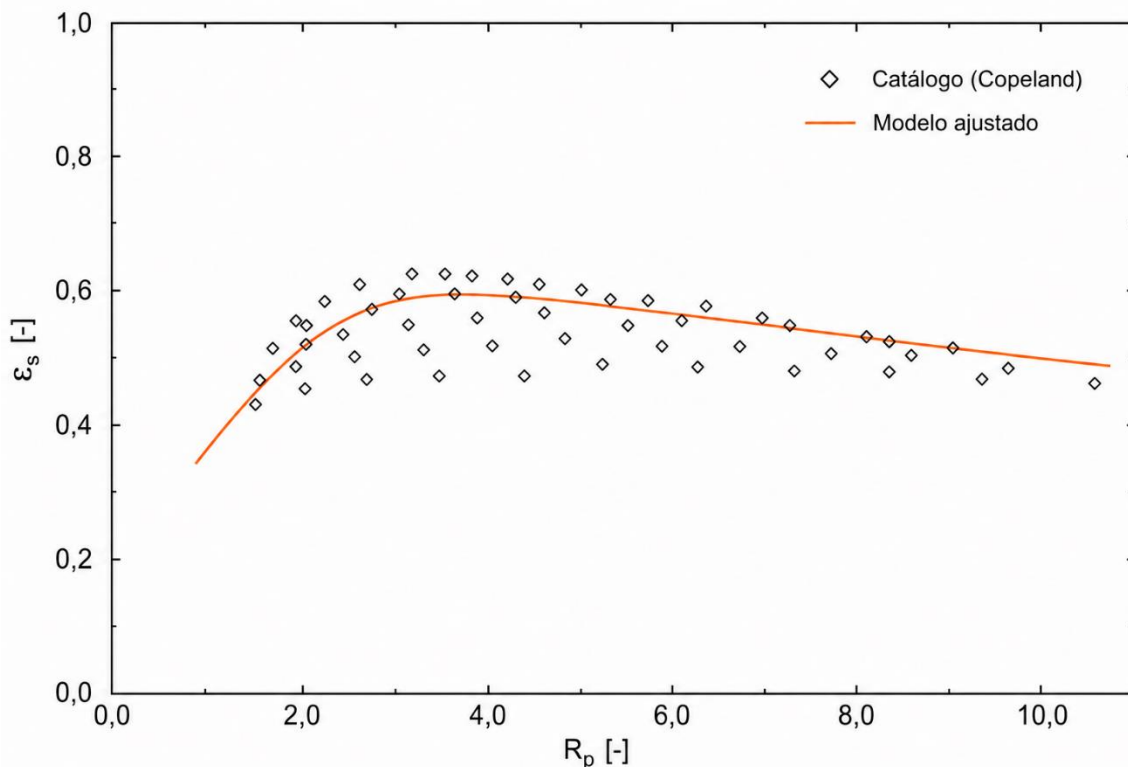


Figura 17. Comparación entre la eficiencia isentrópica del compresor obtenida mediante el modelo desarrollado en EES y los datos del fabricante Copeland.

La dispersión observada en los datos del catálogo se debe a que la eficiencia isentrópica no depende exclusivamente de la relación de presiones, sino del conjunto completo de condiciones de operación del compresor. Por este motivo, para una misma relación de presiones el catálogo puede reportar distintos valores de eficiencia, lo que origina la nube de puntos observada. La correlación implementada en EES, al expresarse únicamente en función de la relación de presiones, describe el comportamiento representativo de este conjunto de datos mediante una curva continua, permitiendo estimar la eficiencia para cualquier relación de presiones comprendida dentro del rango de operación del compresor.

A pesar de la dispersión propia de los datos del catálogo, la curva de ajuste reproduce adecuadamente la tendencia central de la eficiencia isentrópica en función de la relación de presiones, capturando tanto el máximo como el descenso progresivo observado para relaciones de presión elevadas. Esto confirma que la correlación implementada representa satisfactoriamente el comportamiento promedio del compresor dentro del rango de operación analizado y constituye una base confiable para el desarrollo de las simulaciones energéticas realizadas en el presente estudio.

3.1.2 Validación del coeficiente de desempeño global

Con el propósito de complementar la validación realizada sobre el compresor y verificar el comportamiento del modelo termodinámico en su conjunto, se comparó el coeficiente de desempeño (COP) de calefacción obtenido mediante la simulación anual con los valores de COP de calefacción reportados por el fabricante a través del software Copeland Select.

Con el fin de que la comparación no dependiera de las hipótesis del modelo, ambos conjuntos de datos se contrastaron en función de la temperatura de evaporación, que es la

variable con la que se encuentra tabulado el catálogo del fabricante. De esta forma, cada punto del modelo se compara con el catálogo bajo condiciones idénticas de temperatura de evaporación y de condensación, sin que intervenga el criterio de pinch point empleado en la simulación anual. El COP de calefacción del modelo se evaluó en el rango de temperaturas de evaporación registrado para las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt, comprendido aproximadamente entre $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, correspondiente a las horas de operación en régimen de calefacción. Este resultado se comparó con la familia de isolíneas de COP entregada por el fabricante para temperaturas de condensación de entre $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Debido a que el modelo opera con una temperatura de condensación efectiva de $65\text{ }^{\circ}\text{C}$, la isolínea de $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ del catálogo constituye la referencia directa para la comparación, la Figura 18 muestra la comparación obtenida.

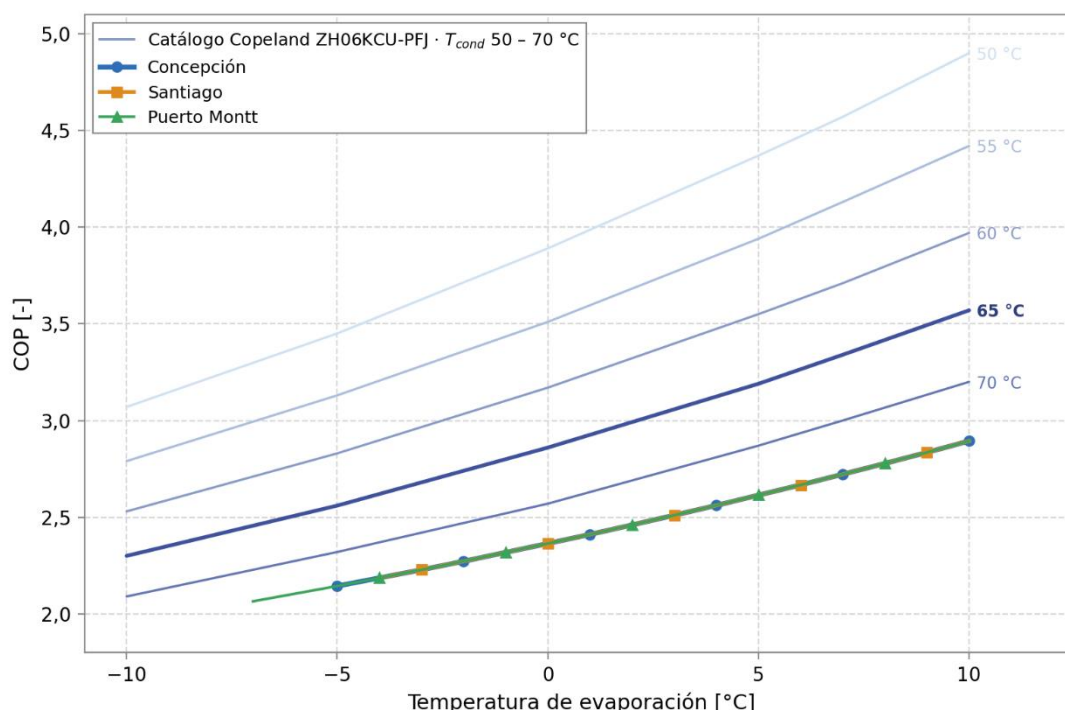


Figura 18. Comparación entre el COP de calefacción del modelo desarrollado en EES y los datos del catálogo Copeland.

Los resultados muestran que las curvas de las tres ciudades se superponen prácticamente entre sí, tal como era esperable, ya que el COP a igual temperatura de evaporación depende del ciclo termodinámico y no del clima de la localidad. Estas curvas se ubican por debajo de la isolínea de $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ del catálogo, evidenciando una subestimación sistemática del COP respecto de la referencia del fabricante, con un error comprendido aproximadamente entre 16 % y 19 % en el rango analizado y una leve tendencia a incrementarse a medida que aumenta la temperatura de evaporación.

El carácter sistemático y creciente de esta discrepancia sugiere que responde a causas físicas asociadas a la formulación del modelo, más que a un error aleatorio, y se atribuye a la concurrencia de varios factores. En primer lugar, a la forma en que se incorporan las eficiencias mecánica y eléctrica del compresor en el cálculo de la potencia consumida (ecuación 26): es posible que los datos de potencia eléctrica reportados por el fabricante ya incorporen las pérdidas mecánicas y eléctricas reales del equipo, en cuyo caso la aplicación

adicional de dichos coeficientes en el modelo estaría contabilizando estas pérdidas de forma duplicada, incrementando artificialmente la potencia eléctrica calculada. En segundo lugar, a la naturaleza hermética del compresor seleccionado, en el cual el motor es refrigerado por el flujo de refrigerante en la aspiración; en el equipo real, una fracción de las pérdidas eléctricas es cedida al refrigerante y se incorpora a la capacidad de calefacción del condensador, efecto que el modelo no reproduce al calcular la capacidad únicamente a partir del salto entálpico del ciclo. Finalmente, la correlación de eficiencia isentrópica representa el comportamiento medio del compresor y no reproduce de manera exacta cada punto de operación del catálogo. La combinación de estos factores explica que la subestimación observada supere la que resultaría de considerar únicamente las eficiencias mecánica y eléctrica.

A pesar de esta diferencia, la magnitud del error se mantiene dentro de un rango razonable para un modelo de simulación horaria, y su carácter conservador resulta preferible desde el punto de vista del análisis energético y económico posterior, ya que evita subestimar el consumo eléctrico y los costos de operación del sistema presentados en los apartados siguientes. Se identifica esta diferencia como una limitación conocida del modelo, y se propone como línea de trabajo futuro verificar directamente, junto al fabricante o mediante ensayos experimentales, la base metodológica utilizada para el cálculo de la potencia de entrada del compresor reportada en el catálogo.

3.2 Desempeño termodinámico de la bomba de calor

3.2.1 Variación del COP

El coeficiente de desempeño (COP) constituye el principal indicador de eficiencia energética de una bomba de calor, ya que representa la relación entre la potencia térmica suministrada por el condensador y la potencia eléctrica consumida por el compresor. En consecuencia, un mayor valor de COP indica un mejor aprovechamiento de la energía eléctrica para satisfacer la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria.

A partir del modelo termodinámico implementado en Engineering Equation Solver (EES) se calculó el COP para cada una de las 8760 horas del año, considerando las condiciones climáticas correspondientes a las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt. Con el propósito de analizar el comportamiento general del sistema, se construyó una curva promedio del COP en función de la temperatura ambiente, excluyendo las horas en que la bomba de calor permaneció apagada ($COP = 0$) debido a la estrategia de control On/Off implementada en el modelo.

La Figura 19 presenta la variación del coeficiente de desempeño promedio en función de la temperatura ambiente. Se observa una tendencia creciente del COP a medida que aumenta la temperatura exterior, alcanzando valores cercanos a 2,04 para temperaturas próximas a -3°C y superiores a 4,17 cuando la temperatura ambiente alcanza aproximadamente 34°C .

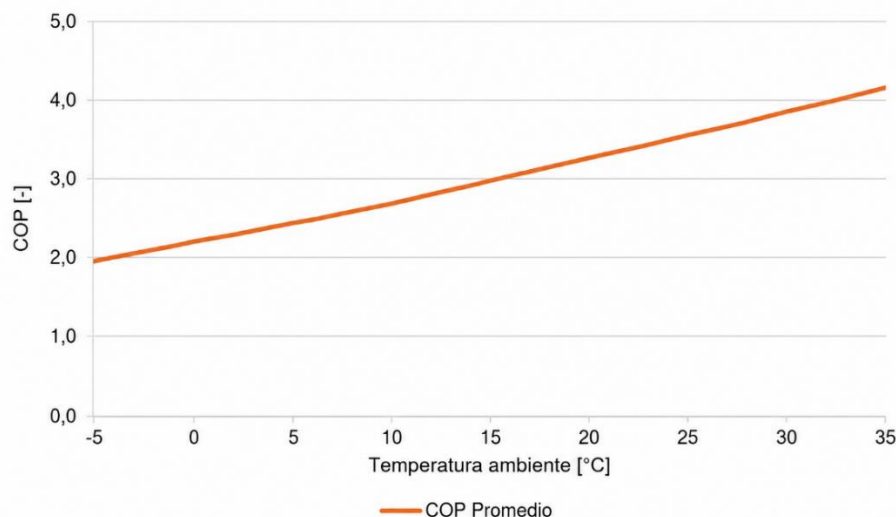


Figura 19. Variación del coeficiente de rendimiento (COP) de la bomba de calor en función de la temperatura ambiente.

Este comportamiento se explica por la reducción de la relación de compresión del ciclo frigorífico. A medida que la temperatura ambiente aumenta, también lo hace la temperatura de evaporación del refrigerante, incrementando la presión de evaporación y reduciendo la diferencia de presiones entre el evaporador y el condensador. Como consecuencia, disminuye el trabajo específico requerido por el compresor, permitiendo incrementar el coeficiente de desempeño del sistema.

Por el contrario, cuando la temperatura ambiente disminuye, la temperatura de evaporación también se reduce, incrementando la relación de presiones del ciclo y el trabajo de compresión. En estas condiciones aumenta el consumo eléctrico requerido por el compresor para suministrar la misma potencia térmica, produciendo una disminución del COP. Este comportamiento resulta consistente con la teoría de los ciclos de compresión de vapor y con las características de operación esperadas para bombas de calor que emplean refrigerante R290.

La evolución obtenida mediante el modelo presenta una variación continua y físicamente consistente del coeficiente de desempeño en todo el rango de temperaturas analizado. Asimismo, se observa que el COP aumenta progresivamente con la temperatura ambiente, comportamiento que concuerda con la disminución de la relación de compresión del ciclo y con el comportamiento termodinámico esperado para este tipo de sistemas. Cabe señalar que, de acuerdo con la validación presentada en el apartado 3.1, el modelo tiende a subestimar el COP real del equipo en un rango de 9 % a 12 % respecto a los datos del fabricante, por lo que los valores presentados en esta figura constituyen una estimación conservadora del desempeño térmico del sistema. En consecuencia, los resultados obtenidos constituyen una base consistente para el análisis del consumo energético, los costos de operación y las emisiones asociados al funcionamiento de la bomba de calor, los cuales se presentan en los apartados siguientes.

3.2.2 Potencia eléctrica del compresor

La potencia eléctrica consumida por el compresor representa la energía requerida para comprimir el refrigerante desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación, constituyendo una de las principales variables para evaluar el desempeño energético de la bomba de calor. Su magnitud depende directamente de las condiciones de operación del ciclo frigorífico, particularmente de la temperatura ambiente y de la relación de presiones entre el evaporador y el condensador.

Mediante el modelo termodinámico desarrollado en EES se determinó la potencia consumida por el compresor para cada una de las 8760 horas del año. Posteriormente, los resultados se agruparon en función de la temperatura ambiente con el propósito de identificar la tendencia general de funcionamiento del sistema en las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt. Al igual que en el análisis del COP, se excluyeron las horas en que el compresor permaneció apagado debido a la estrategia de control On/Off implementada en el modelo.

La Figura 20 presenta la variación de la potencia eléctrica del compresor en función de la temperatura ambiente para las tres ciudades analizadas. Se observa que, en todos los casos, la potencia consumida disminuye progresivamente conforme aumenta la temperatura exterior. Este comportamiento es consecuencia directa del incremento de la temperatura de evaporación del refrigerante, lo que reduce la relación de compresión del ciclo y, por ende, el trabajo requerido por el compresor.

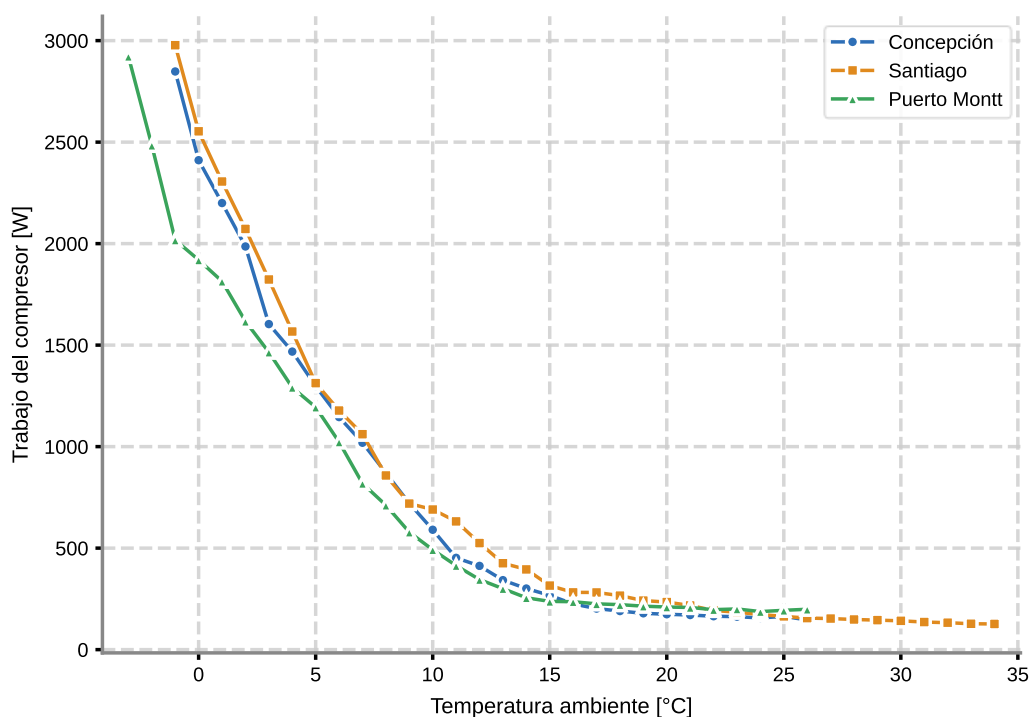


Figura 20. Variación de la potencia eléctrica del compresor de la bomba de calor en función de la temperatura ambiente para las ciudades analizadas.

Durante las condiciones invernales más exigentes, caracterizadas por bajas temperaturas ambiente, el compresor alcanza sus mayores consumos eléctricos, con valores promedio cercanos a 3 kW en las tres ciudades. A medida que la temperatura ambiente aumenta, la

potencia disminuye de forma continua hasta estabilizarse en valores próximos a 0,15–0,25 kW durante los periodos de menor exigencia térmica, cuando el equipo solo debe suplir la demanda de agua caliente sanitaria (ACS).

Asimismo, se aprecia que las curvas de las tres ciudades son muy similares a lo largo de gran parte del rango de temperaturas, con diferencias reducidas para temperaturas superiores a aproximadamente 15 °C, donde la potencia converge hacia valores comparables. La principal diferencia se manifiesta en el extremo de bajas temperaturas: Puerto Montt es la única localidad que registra temperaturas ambiente inferiores a –1 °C, por lo que su curva se extiende hacia la izquierda y alcanza los mayores valores absolutos de potencia, cercanos a 2,9 kW a –3 °C. Para una misma temperatura ambiente, en cambio, las tres curvas se mantienen próximas entre sí, con Santiago situándose ligeramente por encima y Puerto Montt ligeramente por debajo. Este comportamiento resulta consistente con las diferencias climáticas entre las localidades analizadas, siendo Puerto Montt la zona que concentra la mayor cantidad de horas frías a lo largo del año.

La tendencia obtenida mediante el modelo es coherente con el comportamiento termodinámico esperado para una bomba de calor de compresión de vapor empleando refrigerante R290. Además, la disminución de la potencia eléctrica observada al aumentar la temperatura ambiente es consistente con el incremento del coeficiente de desempeño presentado en el apartado anterior, evidenciando la estrecha relación existente entre ambas variables durante la operación del sistema.

3.2.3 Consumo eléctrico

Una vez analizado el comportamiento instantáneo del compresor, se evaluó el consumo eléctrico de la bomba de calor a lo largo del año. Para ello, la potencia eléctrica obtenida mediante el modelo implementado en EES fue integrada durante las 8760 horas de simulación, obteniendo el consumo energético anual del sistema. Posteriormente, los resultados fueron agrupados por estación del año con el propósito de identificar la influencia de las condiciones climáticas sobre el requerimiento energético de la bomba de calor.

La Figura 21 presenta el consumo eléctrico estacional de la bomba de calor para las ciudades de Santiago, Concepción y Puerto Montt. En las tres localidades se observa que el mayor consumo energético se concentra durante el período invernal, mientras que los menores requerimientos corresponden al verano. Este comportamiento responde directamente a la variación de la demanda térmica de calefacción, la cual aumenta considerablemente durante los meses de menor temperatura ambiente y disminuye durante el período estival, donde el funcionamiento de la bomba de calor se destina principalmente a la producción de agua caliente sanitaria.

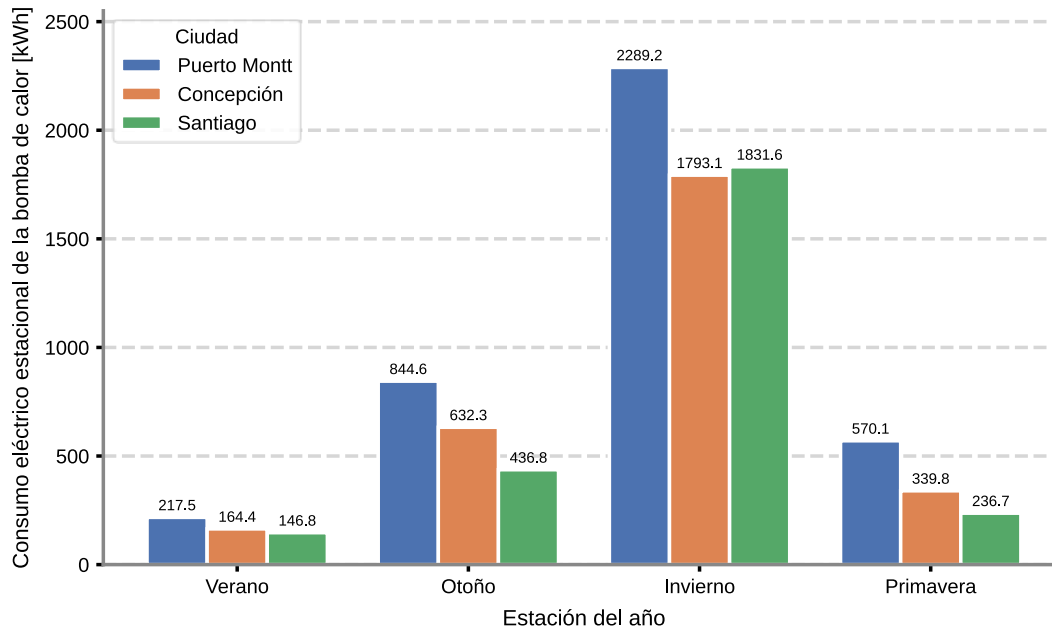


Figura 21. Consumo estacional de energía por ciudad.

Entre las ciudades analizadas, Puerto Montt presenta el mayor consumo eléctrico durante todas las estaciones del año, alcanzando aproximadamente 2.289,2 kWh durante el invierno. Este resultado es consistente con las condiciones climáticas de la ciudad, caracterizadas por menores temperaturas exteriores y una mayor duración del período de calefacción, lo que incrementa tanto el tiempo de funcionamiento del compresor como la energía requerida para satisfacer la demanda térmica de la vivienda.

Por su parte, Concepción registra un comportamiento intermedio, con un consumo invernal cercano a 1793,1 kWh, mientras que Santiago alcanza aproximadamente 1831,6 kWh durante la misma estación. Aunque ambas ciudades presentan condiciones climáticas relativamente similares, esta diferencia puede atribuirse a la mayor amplitud térmica característica del clima continental de Santiago, donde durante algunos períodos del invierno se registran temperaturas cercanas o inferiores a 0 °C. Estas condiciones incrementan la relación de compresión del ciclo frigorífico, disminuyen el coeficiente de desempeño de la bomba de calor y aumentan el consumo eléctrico del compresor. En contraste, la influencia marítima presente en Concepción modera las temperaturas mínimas invernales, evitando condiciones de operación tan severas como las observadas en Santiago.

Asimismo, se observa que el invierno concentra la mayor fracción del consumo eléctrico anual de la bomba de calor en las tres ciudades, representando aproximadamente entre un 60 % y un 70 % de la energía total consumida. En contraste, el verano presenta los menores consumos, debido a que la demanda de calefacción prácticamente desaparece y el funcionamiento del sistema queda asociado principalmente a la producción de agua caliente sanitaria. Las estaciones de otoño y primavera presentan consumos intermedios, reflejando la transición entre las condiciones climáticas estivales e invernales y la correspondiente variación de la demanda térmica de la vivienda.

En términos generales, los resultados evidencian que el consumo eléctrico de la bomba de calor depende directamente tanto de la magnitud de la demanda térmica como de las condiciones climáticas exteriores que determinan la temperatura de evaporación del refrigerante y, por consiguiente, el rendimiento del ciclo termodinámico. En consecuencia, el análisis estacional constituye una base fundamental para la evaluación económica presentada en el apartado siguiente, donde se cuantifican los costos de operación del sistema considerando las tarifas eléctricas vigentes para cada una de las ciudades analizadas.

3.2.4 Coeficiente de desempeño estacional (SCOP)

Con el propósito de complementar el análisis instantáneo y estacional presentado en los apartados anteriores, se calculó el coeficiente de desempeño estacional (Seasonal Coefficient of Performance, SCOP) de la bomba de calor para cada una de las ciudades analizadas. A diferencia del coeficiente de desempeño instantáneo (COP), que representa la eficiencia del sistema en una condición de operación puntual, el SCOP constituye un indicador acumulado que pondera el desempeño del equipo según la energía real involucrada en cada condición, otorgando mayor peso a los períodos de mayor demanda térmica. Este indicador es ampliamente utilizado en la normativa europea (EN 14825) para caracterizar el desempeño anual de bombas de calor.

El SCOP fue determinado mediante la siguiente expresión:

$$SCOP = \frac{E_{total}}{E_{BC}} \quad (17)$$

A diferencia de un promedio aritmético simple de los valores horarios de COP, esta formulación pondera cada condición de operación según la energía real involucrada, evitando que las horas de baja demanda donde el COP suele ser más favorable, distorsionen el resultado global. La Tabla 24 presenta los valores de SCOP obtenidos para cada una de las ciudades analizadas.

Tabla 24. Coeficiente de desempeño estacional (SCOP) por ciudad.

Ciudad	$E_{total} \left[\frac{kWh}{año} \right]$	$E_{BC} \left[\frac{kWh}{año} \right]$	SCOP
Santiago	6.858,5	2.651,9	2,58
Concepción	7.545,5	2.929,6	2,56
Puerto Montt	9.536,8	3.921,4	2,43

Los resultados muestran que el SCOP se sitúa entre 2,43 y 2,58, un valor sensiblemente inferior al punto medio del rango de COP instantáneo presentado en la (2,04 a 4,2). Esto confirma que las horas de mayor demanda térmica, concentradas en los meses de invierno, donde el COP instantáneo es menor debido a la mayor relación de compresión del ciclo, poseen un peso proporcionalmente mayor sobre el desempeño anual del sistema, consistente con la concentración del consumo eléctrico invernal (60 %–70 % del total anual) evidenciada en el apartado anterior.

Asimismo, se observa que Puerto Montt presenta el menor SCOP de las tres ciudades, resultado coherente con su mayor demanda de calefacción y las condiciones climáticas más exigentes registradas durante el año. Santiago, en cambio, alcanza el valor más favorable, beneficiada por temperaturas ambiente invernales moderados durante el día y una menor demanda térmica relativa, mientras que Concepción se ubica en una situación intermedia, con un SCOP muy cercano al de Santiago. Estos resultados constituyen el indicador de desempeño energético anual definitivo de la bomba de calor, y sirven de base para el análisis económico y ambiental desarrollado en los apartados siguientes.

3.3 Comparación económica de las tecnologías de calefacción y producción de ACS

3.3.1 Metodología de evaluación económica

Con el propósito de evaluar la viabilidad económica de la bomba de calor frente a las principales tecnologías utilizadas para calefacción y producción de agua caliente sanitaria (ACS) en el sector residencial chileno, se realizó una comparación de los costos anuales de operación de cada sistema. Para ello, se utilizaron como base las demandas energéticas obtenidas mediante las simulaciones desarrolladas en TRNSYS y el modelo termodinámico implementado en Engineering Equation Solver (EES).

En el caso de la bomba de calor, el costo anual de operación fue determinado a partir del consumo eléctrico obtenido durante las 8760 horas de simulación. Dicho consumo corresponde a la integración de la potencia eléctrica del compresor calculada por el modelo termodinámico durante todo el año. Posteriormente, el costo anual fue obtenido mediante la siguiente expresión:

$$C_{BC} = E_{BC} \cdot P_{kWh} \quad (35)$$

Para las tecnologías convencionales de estufas y calefón, no se desarrolló un modelo termodinámico específico, sino que el consumo anual de combustible fue determinado mediante un balance energético utilizando la demanda anual de calefacción obtenida mediante TRNSYS, el Poder Calorífico Inferior (PCI) de cada combustible y el rendimiento nominal informado por el fabricante.

En primer lugar, el poder calorífico inferior fue convertido desde kcal/kg a kWh/kg para mantener la consistencia de unidades del análisis. Posteriormente, la energía útil entregada por cada kilogramo de combustible fue calculada mediante:

$$E_{\text{útil}} = \text{PCI} \cdot \eta \quad (36)$$

Conocida la energía útil suministrada por cada kilogramo de combustible, el consumo anual se obtuvo mediante:

$$m = \frac{Q_{\text{anual}}}{E_{\text{útil}}} \quad (37)$$

Finalmente, el costo anual de operación de cada tecnología fue determinado mediante:

$$C = m \cdot P \quad (38)$$

Es importante señalar que los rendimientos utilizados para las tecnologías convencionales corresponden a las condiciones nominales de funcionamiento informadas por los respectivos fabricantes. En consecuencia, los resultados obtenidos representan un escenario de operación ideal, ya que no consideran pérdidas asociadas al envejecimiento de los equipos, variaciones en la calidad del combustible, condiciones reales de operación o deficiencias de mantenimiento. La incorporación de estos factores requeriría el desarrollo de modelos específicos para cada tecnología, lo cual excede el alcance del presente trabajo.

Asimismo, debe considerarse que la bomba de calor desarrollada en esta investigación abastece simultáneamente la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria (ACS). En contraste, las tecnologías convencionales evaluadas proporcionan únicamente calefacción. Por este motivo, para realizar una comparación bajo iguales condiciones de servicio, a cada una de ellas se incorporó un calefón a gas licuado, cuyo consumo energético y costo de operación fueron calculados mediante el mismo procedimiento descrito anteriormente.

3.3.2 Costos anuales de operación

Aplicando la metodología descrita en el apartado anterior, se determinaron los costos anuales de operación para las distintas tecnologías de calefacción y producción de agua caliente sanitaria consideradas en este estudio. En el caso de la bomba de calor, el costo fue obtenido a partir del consumo eléctrico anual calculado mediante el modelo termodinámico implementado en EES y las tarifas eléctricas correspondientes a cada ciudad. Para las tecnologías convencionales, el costo anual corresponde a la suma del sistema de calefacción y el calefón utilizado para satisfacer la demanda de agua caliente sanitaria, permitiendo realizar una comparación bajo las mismas condiciones de servicio.

La Tabla 25 presenta los costos anuales obtenidos para Santiago, Concepción y Puerto Montt.

Tabla 25. Costos de operación anuales para cada tecnología y ciudad.

Ciudad	Bomba de calor [\$CLP]	Estufa a pellet y calefón [\$CLP]	Estufa a leña y Calefón [\$CLP]	Estufa a kerosene y Calefón [\$CLP]	Calefactor eléctrico y Calefón [\$CLP]
Santiago	615.250	604.397	823.512	841.705	1.348.173
Concepción	708.962	657.525	904.500	925.004	1.496.364
Puerto Montt	988.204	801.654	1.137.457	1.165.336	1.941.352

Con el propósito de facilitar la comparación entre las distintas alternativas, la Figura 22 presenta gráficamente los costos anuales de operación obtenidos para cada ciudad.

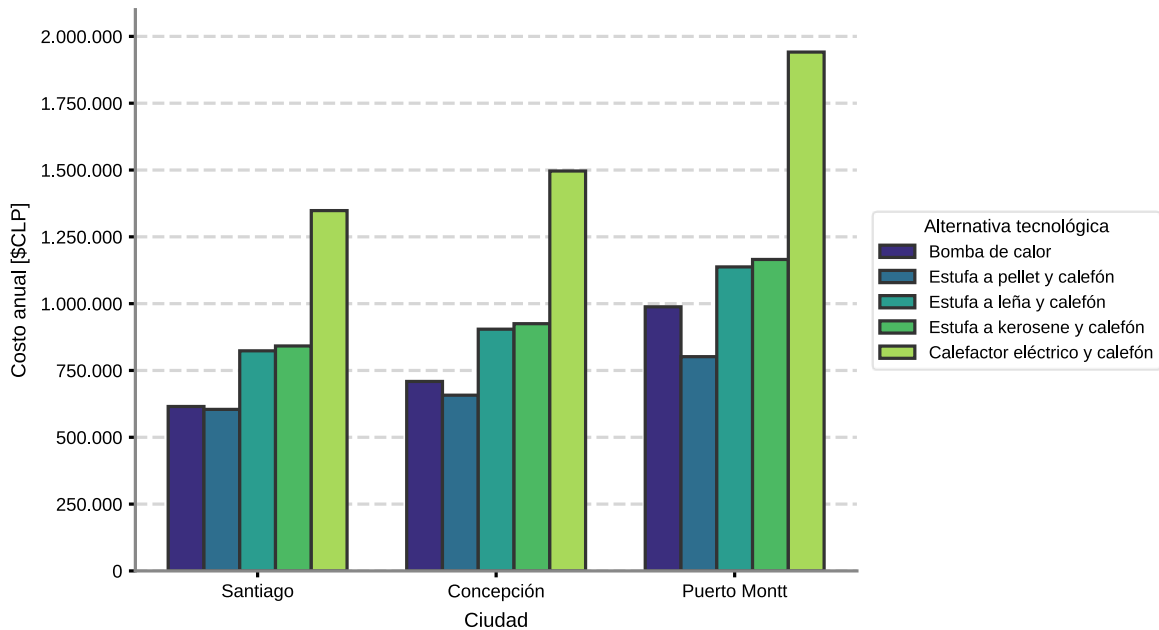


Figura 22. Comparación entre costos anuales de operación para cada ciudad.

Los resultados muestran que la estufa a pellet combinada con calefón constituye la alternativa de menor costo anual de operación en las tres ciudades analizadas, seguida en todos los casos por la bomba de calor. En Santiago los gastos anuales de ambas tecnologías son prácticamente equivalentes, con 604.397 CLP/año para el sistema a pellet y 615.250 CLP/año para la bomba de calor, mostrando una diferencia inferior a los 11.000 CLP anuales. En Concepción la brecha se amplía levemente, alcanzando aproximadamente 51.000 CLP anuales a favor del sistema a pellet, mientras que en Puerto Montt la diferencia se hace más significativa, cercana a los 187.000 CLP anuales.

En el caso de Santiago, la bomba de calor presenta reducciones superiores a los 208.000 CLP anuales frente a los sistemas basados en leña y a los 226.000 CLP frente al kerosene. La mayor diferencia se observa respecto de la calefacción eléctrica, cuyo costo anual alcanza aproximadamente 1,35 millones de pesos, más del doble del registrado por la bomba de calor.

Para Concepción se observa un comportamiento similar. La bomba de calor mantiene ventajas económicas cercanas a 196.000 CLP respecto del sistema a leña y superiores a 216.000 CLP frente a la alternativa a kerosene. En el caso del calefactor eléctrico, el costo anual supera los 1,49 millones de pesos, evidenciando nuevamente el elevado costo asociado al uso de resistencias eléctricas para la generación de calor.

En Puerto Montt, la brecha respecto del sistema a pellet se hace más pronunciada: mientras el sistema compuesto por estufa a pellet y calefón alcanza un costo de 801.654 CLP/año, la bomba de calor registra 988.204 CLP/año, una diferencia cercana a los 187.000 CLP anuales. Esta situación se explica principalmente por el incremento de la demanda de calefacción asociado a las menores temperaturas exteriores características de esta ciudad, las cuales aumentan el tiempo de funcionamiento del compresor y, por consiguiente, el

consumo eléctrico anual. Adicionalmente, Puerto Montt presenta la tarifa eléctrica más elevada de las tres localidades analizadas, lo que incrementa el costo de operación de la bomba de calor.

No obstante, incluso bajo estas condiciones, la bomba de calor mantiene una ventaja económica respecto de los sistemas de leña, kerosene y calefacción eléctrica, registrando reducciones cercanas a 149.000 CLP, 177.000 CLP y 953.000 CLP anuales, respectivamente.

En términos generales, los resultados evidencian que la conveniencia económica de la bomba de calor depende tanto de las condiciones climáticas como del costo local de la electricidad. Si bien el sistema a pellet resulta ligeramente más económico en operación, la bomba de calor mantiene un desempeño altamente competitivo, con costos anuales inferiores a los de las alternativas basadas en leña, kerosene y calefacción eléctrica en las tres ciudades analizadas, incluso bajo las condiciones climáticas más exigentes consideradas en este estudio.

3.3.3 Evaluación del costo del ciclo de vida

Si bien el análisis de los costos anuales de operación permite comparar el desempeño económico de las distintas tecnologías durante un año de funcionamiento, este criterio no considera las diferencias asociadas a la inversión inicial ni a los costos de mantenimiento requeridos durante la vida útil de los equipos. En consecuencia, resulta necesario realizar una evaluación económica considerando el comportamiento de cada alternativa durante todo su período de operación.

Con este propósito, se desarrolló un análisis del costo del ciclo de vida (Life Cycle Cost, LCC) para cada una de las tecnologías evaluadas, considerando un horizonte de evaluación de 15 años, correspondiente a la vida útil adoptada para la bomba de calor y la mayoría de los equipos analizados.

Para cada tecnología se elaboró un flujo de caja anual considerando los siguientes componentes económicos:

- Inversión inicial: corresponde al costo de adquisición del equipo principal utilizado en cada tecnología, sin considerar costos asociados a instalación, accesorios, transporte ni mano de obra, debido a la alta variabilidad que presentan estos conceptos según las condiciones particulares de cada vivienda y proveedor. En el caso de la bomba de calor, se adoptó un valor de 4.000.000 CLP, correspondiente al costo promedio observado para equipos de 7 kW disponibles en el mercado nacional. Para las tecnologías convencionales, en cambio, se utilizó el precio de mercado del equipo específico seleccionado en cada catálogo respectivo.
- Costo de operación: corresponde al gasto anual asociado al consumo de electricidad o combustible requerido para satisfacer la demanda de calefacción y producción de agua caliente sanitaria obtenida mediante las simulaciones desarrolladas en TRNSYS y el modelo implementado en EES.

- Costo de mantenimiento: considera las mantenciones preventivas recomendadas por los fabricantes durante la vida útil de cada equipo, suponiendo un costo anual constante para todas las tecnologías, considerando precios de fabricantes como Bosca para las estufas y un 4% de la inversión para la bomba de calor por recomendaciones externas.
- Reposición de equipos: debido a que la vida útil de los calefones convencionales es inferior al horizonte de evaluación considerado, se incorporó el costo de reposición de un calefón en el décimo año de operación para todas las tecnologías convencionales. En el caso de la bomba de calor no fue necesario considerar reposiciones adicionales durante el período analizado.

Posteriormente, para cada ciudad se construyó un flujo de caja anual para las cinco tecnologías evaluadas, permitiendo determinar el costo acumulado durante el horizonte de análisis y comparar el comportamiento económico de cada alternativa bajo las mismas condiciones de operación. Debido a la extensión de estos cálculos, el detalle completo de los flujos de caja desarrollados para Santiago, Concepción y Puerto Montt se presenta en los Anexos 1, 2 y 3, respectivamente.

A partir de estos flujos de caja se obtuvo el costo del ciclo de vida de cada tecnología, el cual considera la inversión inicial, los costos acumulados de operación y mantenimiento durante los quince años de evaluación, además de la reposición del calefón para las tecnologías convencionales. La Tabla 26 resume los costos acumulados obtenidos para cada alternativa en las tres ciudades analizadas.

Tabla 26. Resumen de costos del ciclo de vida de las tecnologías evaluadas para un horizonte de 15 años (CLP).

Tecnología	Santiago	Concepción	Puerto Montt
Bomba de calor	15.628.750	17.034.430	21.223.060
Estufa a pellet y Calefón	12.738.205	13.535.125	15.697.060
Estufa a leña y Calefón	15.464.930	16.679.750	20.174.105
Estufa a kerosene y Calefón	16.517.825	17.767.310	21.372.290
Calefactor eléctrico y Calefón	24.392.595	26.615.460	33.290.280

Los resultados muestran que la bomba de calor presenta la mayor inversión inicial entre todas las tecnologías analizadas, alcanzando un costo de adquisición de 4.000.000 CLP, valor considerablemente superior al de los sistemas convencionales de calefacción. Esta diferencia inicial se ve parcialmente compensada por sus menores costos de operación durante la vida útil del sistema, aunque no en magnitud suficiente para posicionarla como la alternativa más económica en el horizonte evaluado.

En Santiago, el sistema compuesto por estufa a pellet y calefón presenta el menor costo acumulado durante los quince años de evaluación, alcanzando aproximadamente 12,7 millones de pesos, seguido por el sistema a leña con 15,5 millones y la bomba de calor con 15,6 millones. La diferencia entre la bomba de calor y el sistema a leña es prácticamente marginal (inferior al 2 %), mientras que la bomba de calor mantiene un costo total inferior al de las alternativas basadas en kerosene y calefacción eléctrica.

En Concepción se observa una tendencia similar. El sistema a pellet continúa siendo la alternativa de menor costo acumulado, seguido por el sistema a leña y luego por la bomba de calor, con costos de 13,5, 16,7 y 17,0 millones de pesos, respectivamente. Nuevamente la brecha entre la bomba de calor y el sistema a leña es reducida (aproximadamente 2 %), mientras que la bomba de calor conserva una ventaja económica clara respecto de las alternativas a kerosene y calefacción eléctrica.

En Puerto Montt, el incremento de la demanda de calefacción produce un aumento significativo en los costos de operación de todas las tecnologías. Bajo estas condiciones, el sistema a pellet mantiene el menor costo del ciclo de vida, mientras que la bomba de calor presenta un costo acumulado muy similar al sistema a leña (21,2 y 20,2 millones de pesos, respectivamente) y ligeramente inferior al de la calefacción a kerosene. Es en esta ciudad donde la mayor demanda energética afecta con más intensidad el desempeño económico relativo de la bomba de calor frente a las tecnologías basadas en combustibles sólidos.

En las tres ciudades analizadas, la calefacción eléctrica presenta los mayores costos acumulados durante el horizonte de evaluación, consecuencia del elevado consumo de energía eléctrica asociado al calentamiento por efecto Joule.

3.3.4 Período de recuperación de la inversión

Con el propósito de evaluar el tiempo necesario para recuperar la inversión adicional asociada a la bomba de calor respecto de las tecnologías convencionales, se determinó el período simple de recuperación de la inversión (Payback). Este indicador fue calculado considerando la diferencia entre la inversión inicial de la bomba de calor y la inversión correspondiente a cada tecnología convencional, utilizando como beneficio anual el ahorro obtenido en los costos de operación.

La ecuación utilizada corresponde a:

$$\text{Payback} = \frac{\Delta I}{A} \quad (39)$$

La Tabla 27 presenta los períodos de recuperación obtenidos para cada ciudad.

Tabla 27. Periodos de recuperación en años entre la bomba de calor y otras tecnologías.

Comparación	Santiago	Concepción	Puerto Montt
Pellet	No recupera en el ciclo de vida útil	No recupera en el ciclo de la vida útil	No recupera en el ciclo de la vida útil
Leña	No recupera en el ciclo de vida útil (16,1 años)	No recupera en el ciclo de vida útil (17,2 años)	No recupera en el ciclo de vida útil (22,5 años)
Kerosene	12,2	12,9	No recupera en el ciclo de vida útil (16,7 años)
Eléctrico	2,7	2,5	2,1

Los resultados muestran que el período de recuperación depende directamente del costo de inversión inicial y del ahorro anual generado por la bomba de calor. Las menores recuperaciones se obtienen al comparar la bomba de calor con la calefacción eléctrica, alcanzando valores cercanos a dos o tres años en las tres ciudades, debido al elevado costo de operación de los sistemas eléctricos convencionales.

En contraste, al comparar la bomba de calor con el sistema a pellet, la inversión adicional no logra recuperarse en ninguna de las tres ciudades, dado que el costo anual de operación del sistema a pellet resulta inferior al de la bomba de calor bajo los nuevos valores de desempeño estacional obtenidos. Este comportamiento se explica principalmente por el aumento del consumo eléctrico anual de la bomba de calor, el cual reduce el ahorro operacional que constituía la base del beneficio económico frente a esta tecnología.

Frente a las tecnologías basadas en leña, el período de recuperación se sitúa entre aproximadamente 16 y 23 años, superando en todos los casos el horizonte de evaluación de 15 años. En el caso del kerosene, la recuperación se obtiene dentro del ciclo de vida útil únicamente para Santiago y Concepción (12,2 y 12,9 años, respectivamente), mientras que en Puerto Montt asciende a 16,7 años, quedando fuera del horizonte considerado.

En consecuencia, desde un punto de vista estrictamente económico, la bomba de calor resulta especialmente competitiva cuando reemplaza sistemas de calefacción eléctrica, alcanzando períodos de recuperación reducidos en las tres ciudades. Frente al kerosene, la recuperación se ubica cerca del horizonte de evaluación en las zonas de menor demanda térmica, mientras que frente a los sistemas a leña y pellet la elevada inversión inicial y el mayor consumo eléctrico asociados a la operación de la bomba de calor limitan la recuperación económica dentro de la vida útil considerada, particularmente en las zonas de mayor exigencia climática como Puerto Montt.

3.3.5 Comparación de emisiones de dióxido de carbono equivalente (CO₂e)

Además del desempeño energético y económico, resulta fundamental evaluar el impacto ambiental asociado al funcionamiento de las distintas tecnologías de calefacción y producción de agua caliente sanitaria. En esta investigación, la comparación ambiental se realizó mediante la estimación de las emisiones de dióxido de carbono equivalente (CO₂e), considerando un enfoque simplificado de ciclo de vida para cada fuente energética. Este enfoque incorpora no sólo las emisiones generadas durante la etapa de utilización del combustible, sino también aquellas asociadas a su obtención, procesamiento, transporte y distribución hasta el usuario final, permitiendo representar de manera más realista el impacto climático de cada tecnología.

En el caso de los combustibles fósiles, las emisiones de CO₂ equivalente consideran las etapas de extracción del recurso, refinación, transporte y combustión. Para los combustibles de origen forestal (pellet y leña), el análisis contempla las emisiones derivadas de la cosecha de la biomasa, transporte, secado, procesamiento, peletización (cuando corresponde), distribución y combustión. Sin embargo, el dióxido de carbono emitido durante la combustión de la biomasa no se contabiliza dentro del balance de emisiones debido a su origen biogénico, ya que previamente fue capturado desde la atmósfera durante el crecimiento del árbol mediante fotosíntesis. Bajo un escenario de manejo forestal sostenible con regeneración del recurso forestal, este carbono forma parte del ciclo natural del carbono y, por tanto, no constituye una emisión neta de gases de efecto invernadero. Este criterio es consistente con las directrices del IPCC y con estudios de evaluación de ciclo de vida desarrollados para biocombustibles sólidos. [37], [40].

Las emisiones fueron calculadas a partir del consumo total de electricidad o combustible requerido por cada tecnología para satisfacer la demanda anual de calefacción y agua caliente sanitaria obtenida mediante las simulaciones realizadas en TRNSYS y el modelo termodinámico implementado en EES. Posteriormente, dicho consumo fue multiplicado por el correspondiente factor de emisión asociado a cada fuente energética, obteniéndose las emisiones acumuladas de CO₂ equivalente durante el horizonte de evaluación.

La estimación de las emisiones se realizó mediante la siguiente expresión:

$$\text{CO}_2\text{e} = E \cdot \text{FE} \quad (40)$$

Los factores de emisión utilizados dependen del tipo de energético empleado. Para la electricidad se utilizó el factor de emisión promedio del Sistema Eléctrico Nacional (SEN) informado por el Coordinador Eléctrico Nacional para el año 2023, equivalente a 0,2384 kg CO₂e/kWh, valor representativo de la matriz eléctrica chilena [38].

En el caso del gas licuado y el kerosene, se emplearon factores de emisión correspondientes al ciclo de vida del combustible, considerando las emisiones asociadas a la extracción del recurso, refinación, transporte y combustión. Para el pellet y la leña se utilizaron factores de emisión reportados en la literatura para calefacción efectiva, los cuales consideran las emisiones generadas durante la producción, secado, procesamiento, transporte y utilización del combustible, manteniendo el supuesto de neutralidad del carbono biogénico durante la combustión. En particular, el pellet presenta un factor de emisión de 87 g CO₂e/kWh de calefacción efectiva, mientras que la leña registra 136 g CO₂e/kWh de calefacción efectiva [41].

Adicionalmente, en el caso de la bomba de calor se consideraron las emisiones directas asociadas a eventuales fugas del refrigerante R290. Para una carga de refrigerante de 1,2

kg y una tasa anual de fuga del 3 % [39], la pérdida estimada corresponde aproximadamente a 36 g de refrigerante por año. Debido a que el propano posee un potencial de calentamiento global muy reducido ($GWP \approx 3$), dichas fugas representan alrededor de 0,11 kg CO₂e/año, valor despreciable frente a las emisiones indirectas originadas por el consumo eléctrico del equipo.

Los factores de emisión utilizados en la presente investigación se resumen en la Tabla 28.

Tabla 28. Factores de emisión utilizados para la estimación de emisiones de CO₂ equivalente.

Fuente energética	Factor de emisión [$\text{kg} \frac{\text{CO}_2\text{e}}{\text{kWh}}$]
Electricidad (SEN Chile)	0,2384
Gas licuado	0,222
Kerosene	0,250
Pellet	0,087
Leña	0,136

A partir de los consumos anuales de combustible y electricidad determinados para cada sistema y ciudad, se calcularon las emisiones anuales de CO₂ equivalente. En las tecnologías convencionales, las emisiones totales corresponden a la suma de las emisiones asociadas al sistema de calefacción y al calefón a gas licuado empleado para la producción de agua caliente sanitaria. Para el caso de la bomba de calor, las emisiones provienen principalmente del consumo de electricidad requerido para satisfacer simultáneamente ambas demandas térmicas.

La Tabla 29 presenta las emisiones acumuladas de dióxido de carbono equivalente obtenidas para cada alternativa tecnológica.

Tabla 29. Emisiones anuales de CO₂e por sistema y ciudad [kg CO₂e/año].

Ciudad	Bomba de calor	Estufa a pellet /Calefón	Estufa a leña /Calefón	Estufa a kerosene / Calefón	Calefactor eléctrico / Calefón
Santiago	632,2	445,2 / 585,6	872,4 / 585,6	1.227,4 / 585,6	1.081,8 / 585,6
Concepción	698,4	501,8 / 613,5	983,3 / 613,5	1.382,5 / 613,5	1.219,4 / 613,5
Puerto Montt	934,9	679,8 / 654,2	1.332,1 / 654,2	1.877,4 / 654,2	1.655,4 / 654,2

Los resultados muestran que la bomba de calor constituye la alternativa con menores emisiones de CO₂e en las tres ciudades analizadas, con valores que varían entre 632,2 kg CO₂e/año en Santiago y 934,9 kg CO₂e/año en Puerto Montt. Este comportamiento se

explica por su elevada eficiencia energética (COP superior a la unidad), que reduce considerablemente el consumo de electricidad requerido para satisfacer la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria, disminuyendo así las emisiones indirectas asociadas a la generación eléctrica.

Entre las tecnologías convencionales, el sistema compuesto por estufa a pellet y calefón a gas licuado presenta las menores emisiones, seguido por la estufa a leña y calefón. En ambos casos, las emisiones consideran las etapas de producción, procesamiento, transporte y utilización del combustible, manteniendo el supuesto de neutralidad del carbono biogénico durante la combustión. Debido a ello, el impacto ambiental de estos sistemas proviene principalmente de la cadena de suministro del combustible y del consumo de gas licuado utilizado para la producción de agua caliente sanitaria.

Por el contrario, los sistemas basados en kerosene presentan las mayores emisiones de CO₂e, alcanzando 2531,6 kg CO₂e/año en Puerto Montt. Este comportamiento se debe a que el kerosene es un combustible fósil cuyas emisiones incluyen la extracción, refinación, transporte y combustión, contabilizándose íntegramente dentro del balance de gases de efecto invernadero. Por su parte, el calefactor eléctrico por resistencia registra emisiones inferiores a las del kerosene, pero superiores a las de la bomba de calor, debido a que su eficiencia térmica es considerablemente menor (COP≈1), requiriendo un mayor consumo de electricidad para satisfacer la misma demanda energética.

En las tres ciudades se observa además una tendencia creciente de las emisiones de CO₂e conforme aumenta la demanda de calefacción. Puerto Montt registra los valores más elevados para todas las tecnologías, seguido por Concepción y Santiago, lo cual refleja la influencia directa de las condiciones climáticas sobre el consumo energético anual de las viviendas.

Por otra parte, el material particulado fino constituye el principal contaminante asociado a la combustión residencial de biomasa y el de mayor incidencia sobre la calidad del aire en las ciudades del centro y sur de Chile. A diferencia del CO₂e, el MP2.5 no se vincula al calentamiento global sino a los efectos sobre la salud de la población, y su emisión es independiente del supuesto de neutralidad de carbono, dado que se genera por la combustión incompleta del combustible con independencia de su origen renovable.

Los factores de emisión de MP2.5 se obtuvieron de la literatura especializada [41]. Para la biomasa se adoptaron los valores reportados para el contexto chileno, correspondientes a 2,5 g de MP2.5 por kilogramo de pellet quemado y a un valor representativo de 10 g/kg para la leña, magnitud que puede variar entre 5 g/kg en condiciones óptimas de operación y valores superiores a 20 g/kg en condiciones deficientes de humedad y manejo del equipo. Para los combustibles fósiles se emplearon factores de emisión sensiblemente menores, mientras que la calefacción eléctrica y la bomba de calor no generan emisiones directas de material particulado en el punto de uso. La Tabla 30 resume los factores adoptados y la Tabla 31 las emisiones anuales resultantes.

Tabla 30. Factores de emisión de material particulado fino (MP2.5).

Combustible utilizado	Factor de emisión [g/kg]
Pellet	2,5
Leña	10
Kerosene	0,054
Gas licuado	0,158
Electricidad / bomba de calor	0

Tabla 31. Emisiones anuales de MP2.5 por sistema y ciudad [kg MP2.5/año].

Sistema	Santiago	Concepción	Puerto Montt
Bomba de calor	0	0	0
Calefacción eléctrica + calefón	0,031	0,033	0,035
Kerosene + calefón	0,053	0,057	0,068
Pellet + calefón	2,580	2,910	3,950
Leña + calefón	17,540	19,770	26,870

Los resultados de material particulado revierten por completo el orden observado para el CO₂e. El sistema a leña, pese a su condición de carbono neutral, se posiciona como la alternativa más contaminante por amplio margen, con emisiones que alcanzan 26,9 kg de MP2.5 al año en Puerto Montt, entre siete y diez veces superiores a las del sistema a pellet. Esta diferencia se explica por la combustión más completa que permite el pellet, gracias a su combustible estandarizado, su mayor superficie de contacto con el aire y la ventilación forzada de los equipos, factores que reducen significativamente la emisión de partículas respecto de la leña.

Por su parte, los sistemas basados en kerosene, calefacción eléctrica y bomba de calor presentan emisiones de MP2.5 prácticamente despreciables en el punto de uso, limitadas en los dos primeros casos al aporte marginal del calefón a gas licuado. Estos resultados confirman que, si bien la biomasa constituye una alternativa favorable desde la perspectiva del calentamiento global, su uso en forma de leña representa un problema crítico de calidad del aire local, mientras que el pellet ofrece un desempeño sustancialmente mejor en este aspecto.

4 Conclusión

El presente trabajo evaluó técnica, económica y ambientalmente la incorporación de una bomba de calor aerotérmica aire-agua con refrigerante natural R290 para cubrir la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria de una vivienda unifamiliar en tres ciudades chilenas de climas contrastantes: Santiago, Concepción y Puerto Montt. Los resultados obtenidos permitieron responder la pregunta de investigación y cumplir los objetivos específicos planteados.

Las simulaciones realizadas en TRNSYS permitieron establecer la demanda térmica de la vivienda, identificando que la calefacción constituye el principal consumo energético y el componente más sensible a las condiciones climáticas, con una demanda un 53,2 % superior en Puerto Montt respecto de Santiago, mientras que la demanda de agua caliente sanitaria presentó una variación inferior al 11,5 %. A partir de estos resultados se seleccionó y modeló una bomba de calor con compresor scroll Copeland ZH06KCU-PFJ, obteniéndose un COP entre 2,0 y 4,2 y un SCOP anual entre 2,43 y 2,58, valores consistentes con el desempeño esperado para este tipo de tecnología.

Desde el punto de vista económico, el sistema a pellet presentó los menores costos anuales de operación en las tres ciudades analizadas, seguido de cerca por la bomba de calor. No obstante, esta última mantuvo costos de operación inferiores a los sistemas basados en leña, kerosene y calefacción eléctrica, evidenciando su competitividad frente a las tecnologías convencionales de mayor consumo energético. En términos del costo del ciclo de vida a quince años, la bomba de calor presentó valores cercanos a los del sistema a leña e inferiores a los del kerosene y la calefacción eléctrica, con períodos de recuperación de la inversión cercanos a dos años frente a los sistemas eléctricos, confirmando su conveniencia económica principalmente frente a las tecnologías de mayor costo operativo.

En el ámbito ambiental, la evaluación consideró las emisiones de dióxido de carbono equivalente (CO_2e) mediante un enfoque simplificado de ciclo de vida y las emisiones de material particulado fino ($\text{MP}_{2,5}$). La bomba de calor registró las menores emisiones de CO_2e en las tres ciudades analizadas, seguida por el sistema a pellet, mientras que el kerosene presentó el mayor impacto ambiental. Respecto al $\text{MP}_{2,5}$, la bomba de calor no generó emisiones locales durante su operación, en contraste con los sistemas de combustión, donde la leña presentó los niveles más elevados y el pellet emisiones considerablemente menores, aunque no nulas.

En síntesis, la bomba de calor con refrigerante R290 constituye la alternativa de mejor desempeño integral para la calefacción y la producción de agua caliente sanitaria en viviendas unifamiliares chilenas, al combinar alta eficiencia energética, competitividad económica durante su ciclo de vida y el menor impacto ambiental entre las tecnologías evaluadas. Aunque el pellet representa la alternativa convencional más competitiva desde el punto de vista económico, la bomba de calor se consolida como la opción más favorable desde una perspectiva de sostenibilidad y eficiencia energética, contribuyendo además a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y de contaminantes atmosféricos asociados a la calefacción residencial.

Referencias

- [1] Organización de las Naciones Unidas, The Sustainable Development Goals Report 2023 (Spanish Edition), 2023.
- [2] Project Management Institute, *A Guide to the Project Management Body of Knowledge (PMBOK Guide), 6th ed. Newtown Square, PA, USA: PMI, 2017
- [3] Organización de las Naciones Unidas, Objetivo 11: Ciudades y comunidades sostenibles.
- [4] BVP, Atlas, How heat pumps can decarbonize global heating and cooling, 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.bvp.com/atlas/how-heat-pumps-can-decarbonize-global-heating-and-cooling>
- [5] Ministerio de Energía, Informe final de usos de la energía de los hogares Chile 2018, In-Data SpA y Corporación de Desarrollo Tecnológico (CDT), Santiago, Chile, 2019.
- [6] Ministerio del Medio Ambiente, Ley N° 21.455: Ley Marco de Cambio Climático, Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2022.
- [7] Agencia de Sostenibilidad Energética, Guía técnica: Bombas de calor para climatización y agua caliente sanitaria, Santiago, Chile, 2021.
- [8] Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, Estudio de mercado: Bombas de calor geotérmicas y aerotérmicas en Chile, Santiago, Chile, 2019.
- [9] Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, Bombas de calor: Una guía para el usuario, Ministerio de Energía, Gobierno de Chile, Santiago, Chile, 2019.
- [10] Ministerio del Medio Ambiente, Ley N° 21.455: Ley Marco de Cambio Climático, Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2022.
- [11] Ministerio de Vivienda y Urbanismo (MINVU), «Vivienda de albañilería: EP Fernanda Valdivia Herrera SMA-036», Catálogo de Viviendas Tipo, s.f. [En línea]. Disponible en: <https://www.minvu.gob.cl/casas/albanileria/ep-fernanda-valdivia-herrera-sma-036/>. [Accedido: 14-may-2026].
- [12] Instituto Nacional de Estadísticas (INE), «Censo 2024: el 61,1% de los hogares residen en una vivienda propia y el 26,2% en una vivienda arrendada», 30 de mayo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.ine.gob.cl/sala-de-prensa/prensa/general/noticia/2025/05/30/censo-2024-el-61-1-de-los-hogares-residen-en-una-vivienda-propia-y-el-26-2-en-una-vivienda-arrendada>. [Accedido: 14-may-2026].
- [13] ASHRAE, 2017 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI Edition). Atlanta, GA, EE. UU.: ASHRAE, 2017.
- [14] Ministerio de Vivienda y Urbanismo (MINVU), «Instrucción de informar a DOM de comunas con PDA sobre exigencias de aislación térmica de sobrecimiento y ventanas en viviendas nuevas», Ordinario N° 0209, Santiago, Chile, 20 de abr. 2018.

- [15] Instituto Nacional de Normalización (INN), «Arquitectura y Construcción - Zonificación climática habitacional para Chile», NCh1079:2008, Santiago, Chile, 2008.
- [16] Ministerio de Vivienda y Urbanismo (MINVU), «Nueva Reglamentación Térmica», s.f. [En línea]. Disponible en: <https://www.minvu.gob.cl/nueva-reglamentacion-termica/>. [Accedido: 14-may-2026].
- [17] Instituto Nacional de Normalización (INN), «Acondicionamiento térmico - Envolvente térmica de edificios - Cálculo de resistencias y transmitancias térmicas», NCh853:2007, Santiago, Chile, 2007.
- [18] EIFS Industry Members Association (EIMA), «Guide to Exterior Insulation and Finish System (EIFS) Process and Application», Falls Church, VA, EE. UU., 2020. [En línea]. Disponible en: <https://www.eima.com>. [Accedido: 14-may-2026]
- [19] Instituto Nacional de Normalización (INN), «Acondicionamiento térmico - Paneles estructurales aislantes (SIP) - Requisitos y métodos de ensayo», NCh3309:2014, Santiago, Chile, 2014.
- [20] Meteonorm, «Meteonorm: Meteorological database for solar energy and applied meteorology», Version 8.x, Remund, J., Kunz, S., Schmutz, S., Berna, Suiza, 2026. [En línea]. Disponible en: <https://meteonorm.com>.
- [21] Asociación Española de Normalización (UNE), «Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: Sistemas prefabricados», UNE 94002:2005, Madrid, España, 2005.
- [22] Ministerio de Vivienda y Urbanismo (MINVU), «Itemizado Técnico para Proyectos de Sistemas Solares Térmicos (SST) - Sistemas Individuales para Viviendas», Versión V.3_2018, Santiago, Chile, Ene. 2019.
- [23] M. Carbonell, J. Degroote, B. Belkassem, y M. De Paepe, «Influence of the cold water feed temperature on the performance of heat pump systems for domestic hot water production», Applied Thermal Engineering, vol. 196, p. 117288, sep. 2021.
- [24] Instituto de Investigaciones Agropecuarias (INIA), «Red Agrometeorológica de INIA: Registros de temperatura de suelo», 2026. [En línea]. Disponible en: <https://agrometeorologia.cl>.
- [25] S. Díaz y J. González, «La importancia de la temperatura del agua en las redes de abastecimiento», Ingeniería del Agua, vol. 26, n.º 2, pp. 107-123, abr. 2022.
- [26] Copeland, Copeland™ Scroll ZHKCU Compressors*. [En línea]. Disponible en: <https://www.copeland.com/en-gb/shop/copeland-scroll-zhkcuc-compressors#pdp-filterablelist>. [Accedido: 7-jul-2026].
- [27] Efizity, «Informe Final: Consultoría para el apoyo técnico en materias de calefacción y agua caliente sanitaria (ACS) en el sector edificación», Informe Final ID 584105-20-LE23, preparado para el Ministerio de Energía, Santiago, Chile, 2023.

- [28] Bosca Chile, Estufa a pellet Hera+ Charcoal + kit de instalación. [En línea]. Disponible en: <https://www.bosca.cl/estufa-a-pellet-hera-charcoal-kit-de-instalacion>. [Accedido: 7-jul-2026].
- [29] Bosca Chile, Estufa a leña Limit 360 + kit de instalación. [En línea]. Disponible en: <https://www.bosca.cl/estufa-a-lena-limit-360-kit-instalacion>. [Accedido: 7-jul-2026].
- [30] Toyotomi Chile, Estufa a Kerosene Tiro Forzado 7 kW FR-700F. [En línea]. Disponible en: <https://toyotomi.cl/product/estufa-kerosene-tiro-forzado-7-kw-fr-700f/>. [Accedido: 7-jul-2026].
- [31] Bosca Chile, Pack Calefactor digital Solius 1500 W. [En línea]. Disponible en: <https://www.bosca.cl/calefaccion-y-climatizacion/calefactores-electricos/pack-solius-1500-w>. [Accedido: 7-jul-2026].
- [32] Splendid Chile, Calefont 14 litros Gas licuado Tiro natural Splendid. [En línea]. Disponible en: <https://www.splendid.cl/product/calefont-14-litros-gas-licuado-tiro-natural-splendid/848d7caa-7a8b-4595-832e-c241e509a019>. [Accedido: 8-jul-2026].
- [33] Ministerio de Energía. (2020). Estrategia de Transición Energética Residencial. Gobierno de Chile.
- [34] Ministerio del Medio Ambiente. (2019). Guía metodológica para la estimación de emisiones provenientes de fuentes puntuales. Registro de Emisiones y Transferencia de Contaminantes (RETC).
- [35] Ecomas. (s.f.). Ficha técnica: Pellet Ecomas de madera. Calor Sustentable. <https://ecomas.cl>
- [36] Universidad Católica de Temuco. (2015). Poder calorífico inferior en función de humedad para distintas especies (Tabla 160). En Guía de caracterización de biocombustibles sólidos. UCT.
- [37] Intergovernmental Panel on Climate Change, 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories, Volume 2: Energy. Hayama, Japón: Institute for Global Environmental Strategies (IGES), 2006.
- [38] Coordinador Eléctrico Nacional, Sistema Eléctrico Nacional (SEN). [En línea]. Disponible en: <https://www.coordinador.cl/sistema-electrico/>. [Accedido: 8-jul-2026].
- [39] Neurtek, ¿Cómo afecta el Reglamento de Gases Refrigerantes Fluorados a las Cámaras Climáticas para Ensayos Ambientales? [En línea]. Disponible en: <https://www.neurtek.com/es/academia/articulos-tecnicos/ensayos-ambientales/como-afecta-el-reglamento-de-gases-refrigerantes-fluorados-a-las-camaras-climaticas-para-ensayos-ambientales>. [Accedido: 8-jul-2026].
- [40] T. T. Matheus, Avaliação do Ciclo de Vida no Contexto da Economia Circular de Pellets e Briquetes Produzidos na América Latina, M.Sc. dissertation, Universidade Federal de São Carlos, Sorocaba, Brazil, 2022.

[41] V. Ortega, R. Reyes, A. Schueftan, A. González y F. Rojas, Contaminación atmosférica: Atacando el síntoma, no la enfermedad. Análisis de los sistemas de calefacción residencial y los programas de descontaminación atmosférica en la Región de Los Ríos, Boletín BES: Bosques, Energía y Sociedad, Año 2, no. 3, Observatorio de los Combustibles Derivados de la Madera (OCDM), Instituto Forestal (INFOR), Santiago, Chile, feb. 2016, 24 p.

