

## **CÁLCULO DE PROPORCIONES RADIATIVAS Y CONVECTIVAS DE UNA ESTUFA DE ALTO RENDIMIENTO UTILIZANDO GAS O BIOMASA COMO COMBUSTIBLE**

**L. I. Boccaccini <sup>1</sup>, A. L. Hernández <sup>2</sup>, G. A. Berra <sup>2</sup>**

1. Facultad Regional San Rafael, Universidad Tecnológica Nacional (UTN)  
Av. Justo José de Urquiza N° 314, C.P.:M5602GCH, San Rafael | Mendoza,  
Tel-Fax: +542604421078, + 549 260 440 5353, E-mail: [liboccaccini@gmail.com](mailto:liboccaccini@gmail.com)

2. Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO, UNSa – CONICET). Universidad Nacional de Salta, Avda. Bolivia N° 5.150, CP. 4400, Salta Capital. Tel. 0387-4255579 – Fax 0387-4255489.

*Recibido: 12/10/2021; Aceptado: 30/11/2021.*

**RESUMEN.-** En el marco del desarrollo y estudio energético de una estufa de mampostería de alto rendimiento, y ya habiendo calculado su rendimiento térmico, se determinaron las proporciones radiativas y convectivas del total de la potencia térmica transferida por la estufa hacia los recintos calefaccionados. Valiéndose de la toma de datos reales de la estufa en funcionamiento, se determinó también la cantidad de energía que se transfiere a ambientes contiguos por medio de un intercambiador de calor integrado a la estufa y específicamente diseñado para tal fin. Ambos estudios se realizaron utilizando gas como combustible y luego biomasa como combustible y sus resultados fueron comparados.

**Palabras claves:** Eficiencia Energética. Estufas alto rendimiento. Calefacción. Transferencia de Calor

## **CALCULATION OF RADIATIVE AND CONVECTIVE PROPORTIONS OF A RUSSIAN STOVE USING GAS OR BIOMASS AS FUEL**

**ABSTRACT.-** As part of the development and energy study of an efficient Russian stove, and having already calculated its thermal efficiency, the radiative and convective proportions of the total thermal power transmitted by the stove to the heated rooms were determined. Using real data from the stove in operation, the amount of energy that is transferred to adjoining rooms was also determined by means of a heat exchanger integrated into the stove and specifically designed for this purpose. Both studies were conducted using gas as fuel and then biomass as fuel and their results were compared.

**Keywords:** Energy Efficiency. High performance stove. Heating. Heat Transfer.

### **1. INTRODUCCIÓN**

Este trabajo se enmarca en el estudio termo físico de una estufa de alto rendimiento, motivado por la falta de acceso a fuentes de energía limpia, segura y sustentable en gran parte de la población, ya sea por falta de recursos o falta de infraestructura en la comunidad.

En cuanto a calefacción y cocción de alimentos se refiere, esta escasez lleva a que la principal fuente de calor sea la quema de biomasa disponible en la región, lo cual no siempre es sustentable, y en la mayoría de los casos insalubre. En el texto “Principios de diseño para estufas de cocción con leña”, Bryden et al. (2006), analizan la contaminación del aire intradomiciliario y concluyen que causa serios problemas de salud para 2 mil millones de personas en todo el mundo que usan biocarburos tradicionales para sus necesidades de cocción y calefacción. En el libro “Estufas en Imágenes”, Westhoff y Germann (1995) abordan la problemática referida a los distintos métodos de calefacción con biomasa empleados en diversas zonas geográficas de África, Asia y

América Latina y establece que las distintas alternativas fueron evolucionando según cercanías al combustible utilizado, adaptación a otras necesidades como cocina o calentamiento de agua, o solamente al costumbrismo o desconocimiento de otras opciones.

Con el objetivo de divulgar métodos más eficientes de calefacción con biomasa, el INTA (Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria) en su informe “Estufa a leña de alto rendimiento”, INTA (2002) recomienda el uso de las llamadas “estufas rusas” (estufas de mampostería de hogar cerrado) que aprovechan la masa térmica de los ladrillos de su estructura para acumular calor y reducir el consumo de leña, destacando textualmente que: “Las estufas rusas alcanzan un rendimiento de 84 a 93%, muy superior a las de hierro (20% a 40%) y a las cocinas económicas (30%). La estufa rusa produce el mismo calor con 100 kg de leña que una estufa común de hierro con 400 kg”.

Además INTI y CONICET (2014), Estufa Social Argentina de Rendimiento Alto (SARA), estudia el funcionamiento de una estufa de doble combustión demostrando que la eficiencia de este tipo de estufas alcanza valores de más de 70%.

Sjaak van Loo y Jaap Koppejan, (2008), editaron el libro “The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing”. En su capítulo 4 denominado “Domestic Wood-burning” incluyen múltiples opciones de diseño de sistemas de calefacción domésticos de alta eficiencia. Aquí se refieren al calor generado, ya que este es transferido uniformemente a la habitación en forma de calor radiante. Normalmente, las estufas de almacenamiento de calor se sobrecalientan una o dos veces al día durante aproximadamente dos horas durante la temporada de calefacción. El resto del tiempo el calor se libera lentamente desde la masa de piedra por radiación y convección. Las estufas de almacenamiento de calor son adecuadas para las condiciones climáticas frías nórdicas en las que la temperatura del aire exterior no cambia muy rápidamente, ya que la respuesta temporal de la transferencia de calor es bastante lenta. También ponen en consideración prototipos de hogar abierto similares a los que se utilizan para calentar casas de campo, pequeñas tiendas, etc., siendo una fuente importante de quejas su producción excesiva de humo por lo cual su uso se está restringiendo cada vez más.

Teniendo en cuenta estos aspectos mencionados, la escasa diversificación de las fuentes primarias de energía empleadas en Argentina, la alta dependencia de los combustibles fósiles que contaminan severamente el medio ambiente y la baja eficiencia de los métodos de combustión de biomasa tradicionales, Boccaccini (2021) explora en su investigación la importancia de realizar un análisis detallado de una estufa de mampostería de alto rendimiento que sea capaz de utilizar diferentes combustibles y resulte accesible a las poblaciones de menores recursos económicos, puntualizando su importancia en la reducción del consumo de biomasa mediante una mayor eficiencia en el proceso de combustión y aprovechamiento de los gases calientes para cocción y/o calefacción de otros ambientes.

Para tal fin se construyó un prototipo de mampostería de hogar cerrado y horno para cocción de alimentos (figura 1) en una vivienda de 90m<sup>2</sup> de planta ubicada en la localidad de San Rafael, Mendoza. Dicho prototipo ya fue evaluado anteriormente en otros trabajos: Boccaccini y Hernández, 2014 y 2021. Este prototipo incluye como innovación tecnológica en su diseño un intercambiador de calor de flujo cruzado, cuyo rendimiento también se estudia en este trabajo.

En este trabajo se determinan las potencias térmicas transferidas por radiación desde cada pared de la estufa, y las proporciones totales de transferencia convectiva y radiativa desde toda la estufa hacia los recintos calefaccionados. También se determina la cantidad de energía que se transfiere por medio de los intercambiadores para calefaccionar el dormitorio de la vivienda.

En las secciones 2 y 3 se presentan las mediciones, cálculos y resultados obtenidos utilizando gas natural como combustible, y luego en la sección 4 se comparan con los resultados obtenidos utilizando biomasa como combustible.

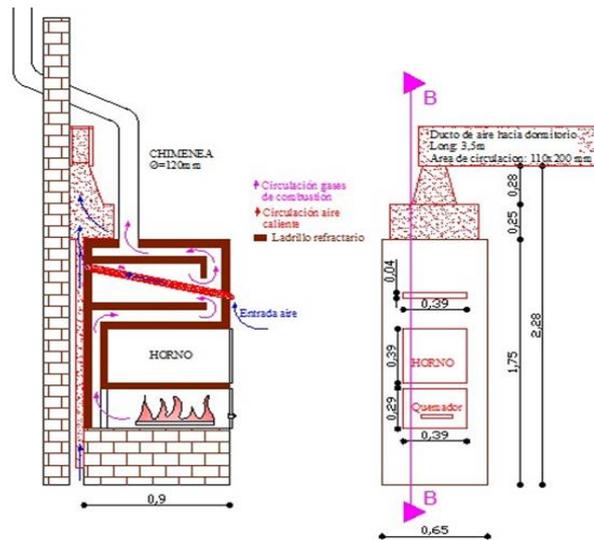


Fig. 1: Vista anterior y corte del prototipo construido. Se observa el sentido de circulación de gases calientes y aire.

## 2. CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES

Para la medición de temperatura y velocidad de viento se utilizó un Testo 405i Anemómetro de Hilo Caliente., se midieron valores de temperaturas y velocidad de aire en cada ducto, promediando 5 valores del barrido en cada área transversal, a la entrada y salida de cada ducto.

La estufa cuenta con dos intercambiadores, uno interno y el otro externo, como muestra la figura 2.

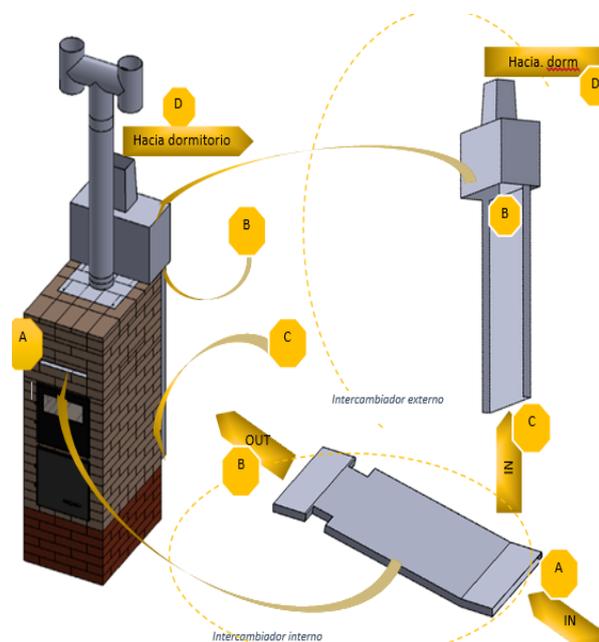


Fig. 2: Vista de ubicación y detalle del intercambiador de calor externo e interno.

El ingreso de aire del local al intercambiador interno se encuentra ubicado en la parte frontal de la estufa (A). En este punto el aire tiene alrededor de 24 °C, cuando la estufa se encuentra en régimen constante de funcionamiento. El aire es

calentado en el intercambiador y sale aproximadamente a 57°C en el punto (B). Este flujo se mezcla con el del aire que fue calentado dentro del intercambiador externo en la parte posterior de la estufa.

El intercambiador externo tiene su toma de aire en (C) a una temperatura de 21°C y la salida en (B) a 47°C aproximadamente.

La cantidad de calor transferida en ambos intercambiadores resulta:

$$Q_T = Q_{AB} + Q_{CB} \quad (1)$$

Donde:

$Q_T$  = cantidad de calor total intercambiada por seg. entre la estufa y ambos intercambiadores (W)

$Q_{AB}$  = cantidad de calor intercambiada por seg. en el intercambiador interno (W)

$Q_{CB}$  = Cantidad de calor intercambiada por seg. en el intercambiador externo (W)

En el punto (B), se juntan las dos corrientes de aire caliente provenientes de ambos intercambiadores y el flujo resultante se dirige hacia el dormitorio.

La tasa a la cual el calor es transferido al dormitorio resulta:

$$Q_D = Q_T - Q_P \quad (2)$$

Donde:

$Q_D$  = tasa transferida al dormitorio (W)

$Q_P$  = cantidad de calor perdido por el ducto de transporte de aire caliente hacia el dormitorio.

### 3. CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES UTILIZANDO GAS COMO COMBUSTIBLE

#### 3.1. Intercambiador de calor Interior.

El intercambiador interno observado en la figura 3, transfiere energía térmica desde los humos calientes que circulan por fuera hacia el aire que circula dentro del ducto. En el ingreso, que se encuentra en la parte frontal de la estufa, se midió una temperatura de 24 °C cuando la estufa está en régimen de funcionamiento constante. En la salida, situada 30 cm más arriba en la parte posterior de la estufa, el aire sale a 57 °C. La velocidad promedio medida fue de 0,29 m/s.

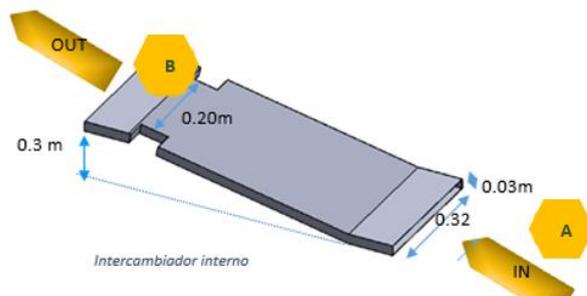


Fig. 3: Intercambiador de calor interno.

El calor transferido al aire está dado por:

$$Q_{AB} = \dot{m} * C_p * (T_b - T_a) \quad (3)$$

Donde:

$\dot{m}$  = Flujo másico que circula por el ducto en Kg/s.

$C_p = 1.006,9 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg} * \text{K}}$  obtenido para el aire a menos de 300 K (Incropera & De Witt, 1999)

$T_a, T_b$  = Temperaturas del aire a la entrada y salida del ducto respectivamente en K.

Para calcular  $\dot{m}$ , se tuvo en cuenta la densidad del aire a la temperatura de trabajo y el área transversal del ducto:

$$\dot{m} = v * \rho * A \quad (4)$$

Donde:

$\rho = 1,1748 \text{ kg/m}^3$ . Densidad del aire a 300 K

$A = 0,015 \text{ m}^2$ . Área transversal a la entrada del ducto

$v = 0,29 \text{ m/s}$ . Velocidad promedio del aire en el ingreso del ducto.

Reemplazando esos valores en la ecuación (3) resulta:

$$\dot{m} \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right] = 0,29 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 1,1748 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0,015 \text{m}^2$$

$$\dot{m} = 0,0051 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Reemplazando este valor en la ecuación (3) se obtiene:

$$Q_{AB} = 0,0051 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1.007 \frac{\text{Joule}}{\text{kg K}} * (330 \text{ K} - 297 \text{ K})$$

$$Q_{AB} = 169,81 \text{ W}$$

Entonces el intercambiador de calor interno aporta una potencia de calefacción de 169,8 W en régimen de funcionamiento constante.

Ahora bien, para determinar la efectividad  $\varepsilon$  del intercambiador, se calculó el cociente entre la cantidad de calor transferida, y la máxima cantidad de calor que se podría transferir entre los flujos caliente y frío con ese intercambiador:

$$\varepsilon = \frac{(\dot{m} * C_p)_a * (T_{a,s} - T_{a,e})}{(\dot{m} * C_p)_{min} * (T_{g,s} - T_{a,e})} \quad (5)$$

Donde:

$(\dot{m} C_p)_a$  = producto del flujo másico y el  $C_p$  del aire que circula por el interior del intercambiador

$(\dot{m} C_p)_{min}$  = mínimo valor del producto del flujo másico y el  $C_p$  entre el aire y los gases de combustión.

$T_{a,s}$  = Temperatura del aire a la salida del ducto

$T_{a,e}$  = Temperatura del aire a la entrada del ducto

$T_{g,s}$  = Temperatura de los gases de combustión, medida alrededor del ducto en su región de entrada.

Dado que los gases de combustión alrededor del ducto fluyen con mayor velocidad que el aire en su interior, el  $(\dot{m} C_p)_{min}$

corresponde al del aire, por lo que la efectividad del intercambiador se calcula mediante:

$$\varepsilon = \frac{(\dot{m} * cp)_{\text{a}} * (T_{a,s} - T_{a,e})}{(\dot{m} * cp)_{\text{a}} * (T_{g,s} - T_{a,e})}$$

$$\varepsilon = \frac{330,2 - 297,4}{448,3 - 297,4} = 0,218$$

### 3.2. Intercambiador de calor externo.

En la figura 4, puede observarse el intercambiador externo, con una entrada de aire de 45 cm de ancho por 5 cm de espesor.

El intercambio de calor se realiza entre el muro caliente de la estufa y el ducto de chapa envolvente, hacia el aire que circula por el interior del ducto entre los puntos C (entrada) y el punto B (Salida).

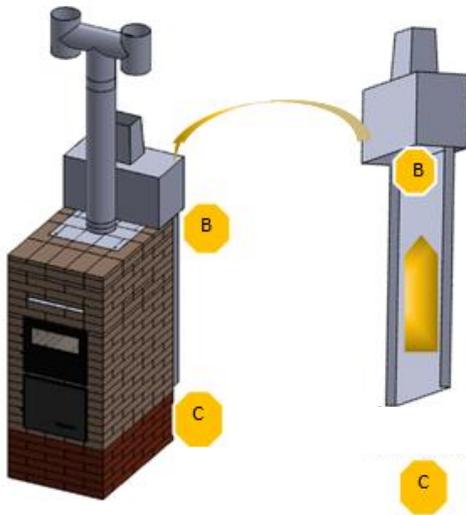


Fig. 4: Intercambiador de calor externo

La ecuación de cantidad de calor transferida es:

$$Q_{CB} = \dot{m} * Cp * (T_b - T_c) \quad (6)$$

Para este cálculo, se utilizaron las mismas condiciones térmicas que en el intercambiador interior, y se obtuvieron los siguientes valores:

$$\dot{m} = 0,0099 \frac{Kg}{seg}$$

$C_p = 1.006,88 \frac{Joule}{Kg * K}$  obtenido para el aire a menos de 300K (Incropera & De Witt, 1999)

$A = 0,0224 \text{ m}^2$ , área transversal del canal de flujo.

Como las temperaturas de entrada y salida son  $T_b = 294 \text{ K}$  y  $T_c = 320 \text{ K}$  respectivamente, reemplazando en la ecuación (6) se obtiene:

$$Q_{CB} = 0,0099 \left[ \frac{kg}{seg} \right] * 1,007 \left[ \frac{Joule}{Kg * K} \right] * (320 [K] - 294 [K])$$

La cantidad total de calor transferido desde la estufa hacia el aire que circula por el ducto exterior será:

$$Q_{CB} = 264,904 \left[ \frac{Joule}{seg} \right]$$

Lo que es equivalente a 264,90 W

### 3.3. Cantidad de calor transferida por ambos intercambiadores.

Como ambos intercambiadores se unen en el punto B, la suma de los aportes dará como resultado la potencia total intercambiada, (Ec. 1).

$$Q_T = Q_{AB} + Q_{CB}$$

Donde:

$$Q_{AB} = 169,81 \text{ W}$$

$$Q_{CB} = 264,90 \text{ W}$$

$$Q_T = 434,72 \text{ W}$$

### 3.4. Ducto de traslado de aire caliente al dormitorio.

La potencia total calculada a la salida de los intercambiadores, es mayor que la que ingresa al dormitorio, y esto es debido a que parte de la energía disponible se pierde por convección y radiación, desde la superficie del ducto que transporta el aire caliente hacia la cocina comedor.

La cantidad de calor perdida es:

$$Q_P = \dot{m} * Cp * (T_b - T_d) \quad (7)$$

Bajo las mismas condiciones de los intercambiadores anteriormente calculados, se evaluó el ducto que traslada aire caliente hacia el dormitorio.

$$\dot{m} = 0,0085 \frac{Kg}{seg}$$

$C_p = 1.010,9 \frac{Joule}{Kg * K}$  obtenido para el aire a más de 300 K (Incropera y DeWitt. 1999).

$$T_d = 319 \text{ K}$$

$$T_b = 323 \text{ K}$$

Remplazando en la ecuación (6) se obtiene:

$$Q_P = 0,0085 \left[ \frac{kg}{seg} \right] * 1,011 \left[ \frac{Joule}{Kg * K} \right] * (323 [K] - 319 [K])$$

La cantidad de calor perdida por el ducto de transporte de aire caliente es:

$$Q_P = 34,48 \left[ \frac{Joule}{seg} \right]$$

Lo que es equivalente a 34,48 W

### 3.5. Cantidad de calor utilizado para calefaccionar el dormitorio.

Para calcular la potencia utilizada para calefacción en el dormitorio, la relación entre las cantidades de calor es:

$$Q_D = Q_T - Q_P = Q_{AB} + Q_{CB} - Q_P \quad (8)$$

Reemplazando las potencias calculadas anteriormente se obtiene:

$$Q_D = 400,3 \text{ W}$$

Entonces, la potencia útil que ingresa al dormitorio, con la estufa en estado estacionario, utilizando gas, es de 400,3 W.

### 3.6. Cálculo de porciones radiativo-convectiva de la estufa con gas como combustible.

En el trabajo de investigación de Boccaccini (2021), se calculó la tasa neta de transferencia de calor por radiación desde cada superficie de la estufa, ( $q_i$ ), cuando la estufa utilizaba gas como combustible. Los valores obtenidos son los siguientes.

$q_d$  = cantidad de calor intercambiada por la pared derecha, 363,03 W

$q_f$  = cantidad de calor intercambiada por la pared frontal, 327,27 W

$q_i$  = cantidad de calor intercambiada por la pared izquierda, 383,55 W

$q_s$  = cantidad de calor intercambiada por la pared superior, 78,6 W

La cantidad de calor intercambiada radiativamente por toda la estufa a través de las 4 paredes analizadas, es la suma de los valores individuales de cada una de ellas:

$$Q_{rt} = q_d + q_f + q_i + q_s \quad (9)$$

$$Q_{rt} = 1.152,47 \text{ W}$$

Donde:

$Q_{rt}$  = cantidad total de energía intercambiada radiativamente entre la estufa y la cocina comedor.

El calor útil o cantidad de calor aportada al sistema, (Boccaccini, 2021), cuando el combustible es gas, es de 3.387,59 Kcal/hr, lo que es equivalente a 3.939,76 W.

La porción de energía transferida en forma de radiación térmica desde la estufa al ambiente principal está dada por:

$$\% Q_r = \frac{Q_{rt}}{Q_{util}} * 100 \quad (10)$$

$$\% Q_r = 29,65\%$$

Donde:

$\% Q_r$  = Proporción de energía transferida en forma de radiación hacia el ambiente principal.

Dado que son conocidas las cantidades de energía que se transfiere por radiación al recinto principal, y la cantidad de energía que se utiliza para calefaccionar el dormitorio con sus respectivas pérdidas asociadas al traslado del aire caliente; podemos concluir que, el resto de la energía utilizada para calefaccionar, es la proporción de energía convectiva.

$$Q_{conv} = Q_{util} - Q_{rt} - Q_d \quad (11)$$

$$\% Q_{conv} = 59,23\%$$

En la figura 5 se grafican las cantidades de calor radiativa y convectiva transferidas a la cocina comedor y la transferida por convección al dormitorio.

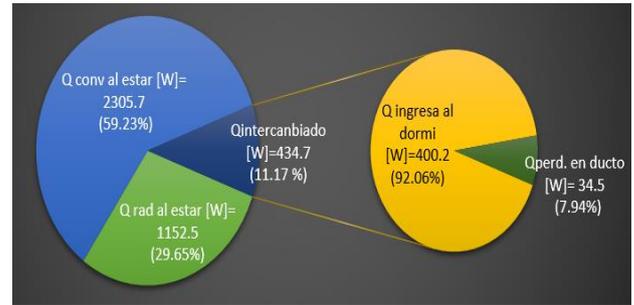


Fig. 5: Porciones radiativa y convectiva al usar gas.

Proporcionalmente, el 29,65% de toda la energía utilizado para calefaccionar la sala principal es radiativa, un 59,23% es convectiva y el 11,17% se transfiere desde la estufa al dormitorio. De este 11,17%, el 7,93% aproximadamente se pierde en el camino hacia el dormitorio y el 92,06% restante se utiliza para calefaccionar el dormitorio.

## 4. CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES CON BIOMASA

### 4.1. Intercambiador de calor Interior.

La cantidad de calor intercambiada en este ducto se puede calcular con la ecuación 3, y los valores asociados al cálculo son:

$$v = 0,0039 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$C_p = 1.007 \frac{[\text{Joule}]}{[\text{Kg} * \text{K}]}$$

$$T_a = 298,15 \text{ K} \text{ y } T_b = 331,15 \text{ K}$$

Para calcular ( $\dot{m}$ ), se utiliza la ecuación (4), donde la densidad del aire a la temperatura de trabajo es  $1,1748 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  y el área de flujo es  $0,015 \text{ m}^2$ .

Reemplazando en (4), los valores de cantidad de aire que circula por segundo en el ducto expresada en  $[\frac{\text{kg}}{\text{seg}}]$  resulta:

$$\dot{m} = 0,0068 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

Reemplazando este valor en la ecuación (3) se obtiene, que la cantidad total de calor transferido por los gases de la estufa al aire que circula por el intercambiador interior es:

$$Q_{AB} = 227,466 \frac{[\text{Joule}]}{[\text{seg}]}$$

Lo que es equivalente a 227,47 W

### 4.2. Intercambiador externo.

La ecuación 6 es la cantidad de calor transferida por el intercambiador externo hacia el edificio. Para este cálculo, se utilizaron las mismas condiciones térmicas que en el

intercambiador vertical, y se obtuvieron los siguientes valores:

$$\dot{m} = 0.0109 \frac{kg}{seg}$$

$$C_p = 1.007 \left[ \frac{Joule}{Kg \cdot K} \right]$$

$$A = 0,0224 \text{ m}^2 \text{ (Área transversal de flujo)}$$

Como las temperaturas de entrada y salida son  $T_c = 294,15 \text{ K}$  y  $T_b = 321,15 \text{ K}$  respectivamente, reemplazando en la ecuación (6) se obtiene la cantidad total de calor transferido desde la estufa hacia el aire que circula por el ducto exterior será:

$$Q_{CB} = 296,81 \left[ \frac{Joule}{seg} \right]$$

Lo que es equivalente a  $296,81 \text{ W}$

#### 4.3. Cantidad de calor transferida por ambos intercambiadores.

Como ambos intercambiadores de unen en el punto B, la suma de los aportes de cada uno dará como resultado la potencia total intercambiada, (Ec 1).

$$Q_T = Q_{AB} + Q_{CB}$$

Donde:

$$Q_{AB} = 227,47 \text{ W}$$

$$Q_{CB} = 296,81 \text{ W}$$

$$Q_T = 227,47 \text{ W} + 296,81 \text{ W}$$

$$Q_T = 524,28 \text{ W}$$

#### 4.4. Ducto de traslado de aire caliente al dormitorio.

Con ecuación 3, se calculó la cantidad de calor perdida por el ducto de transporte de aire caliente, utilizando los siguientes valores:

$$\dot{m} = 0,0085 \frac{m}{seg}$$

$$C_p = 1.011 \left[ \frac{Joule}{Kg \cdot K} \right]$$

$$T_b = 319,13 \text{ K}$$

$$T_d = 327,15 \text{ K}$$

Remplazando en la ecuación (3) se obtiene la cantidad total de calor perdido por el ducto hacia la cocina comedor.

$$Q_{BD} = 68,97 \left[ \frac{Joule}{seg} \right]$$

Lo que es equivalente a  $68,97 \text{ W}$

#### 4.5. Cantidad de calor utilizada para calefaccionar el dormitorio.

Para calcular la potencia utilizada para calefacción el dormitorio (Ec. 8), la relación entre las cantidades de calor es:

$$Q_D = Q_T - Q_P = Q_{AB} + Q_{CB} - Q_P$$

Reemplazando las potencias calculadas anteriormente se obtiene:

$$Q_D = 455,30 \text{ W}$$

Entonces, la potencia total que ingresa al dormitorio, con la estufa en estado estacionario, utilizando biomasa como combustible es de  $455,30 \text{ W}$ .

#### 4.6. Cálculo de porciones radiativo-convectiva de la estufa con biomasa como combustible.

De Boccaccini (2021) se obtuvo la tasa neta de transferencia de calor por radiación desde cada superficie de la estufa ( $q_i$ ), cuando la estufa utiliza biomasa como combustible. Los valores obtenidos son los siguientes.

$q_d$ = cantidad de calor intercambiada por la pared derecha,  $426,62 \text{ W}$

$q_f$ = cantidad de calor intercambiada por la pared frontal,  $386,82 \text{ W}$

$q_l$ = cantidad de calor intercambiada por la pared izquierda,  $455,30 \text{ W}$

$q_s$ = cantidad de calor intercambiada por la pared superior,  $93,59 \text{ W}$

La cantidad de calor intercambiada por toda la estufa (Ec. 9), es la suma de los valores individuales de cada pared:

$$Q_{rt} = q_d + q_f + q_l + q_s$$

$$Q_{rt} = 1.363,34 \text{ W}$$

Donde:

$Q_{rt}$  = cantidad total de calor intercambiada entre la estufa y la cocina comedor.

El  $Q_{util}$ , o calor disponible para calefacción es de  $4.393 \text{ Kcal/hr}$ , lo que es equivalente a  $4.240,57 \text{ W}$ , (Boccaccini 2021).

La proporción de calor que aporta la estufa al ambiente principal está dada por:

$$\% Q_r = \frac{Q_{rt}}{Q_{util}} * 100$$

$$\% Q_r = 32,1\%$$

Donde:

$\% Q_r$  = Porcentaje de cantidad de calor transferida en forma de radiación hacia el ambiente principal.

Dado que es conocida la cantidad de calor que se transfiere por radiación al recinto principal, y la cantidad de calor que se utiliza para calefaccionar el dormitorio con sus respectivas pérdidas asociadas al traslado del aire caliente; podemos concluir que el resto del calor transferido es la proporción convectiva utilizada para calefaccionar el ambiente principal.

$$Q_{conv} = Q_{util} - Q_{rt} - Q_d$$

$$\% Q_{conv} = 55,49\%$$

En la figura 6 se presentan los resultados del cálculo de las cantidades de calor radiativa y convectiva utilizadas para calefaccionar cada ambiente del edificio.

Proporcionalmente, el 55,49% del calor total que se utiliza para calefaccionar la sala principal es convectivo, un 32,15% es radiativo y el 12,4% restante es lo que se transfiere al dormitorio por medio de los ductos. Del 12,4% intercambiado, el 13,15% aproximadamente se pierde en el camino hacia el dormitorio y queda en el ambiente principal, y el 86% restante se utiliza para calefaccionar el dormitorio.

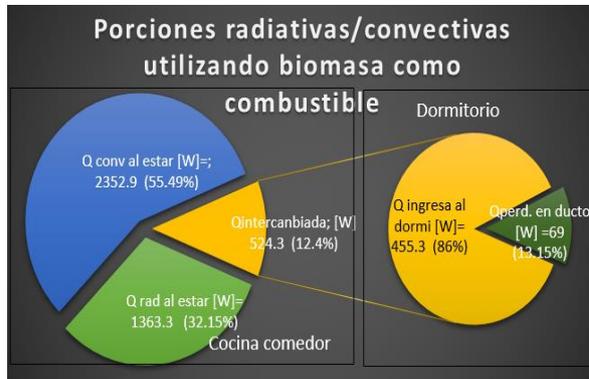


Fig. 6.: Porciones radiativo/convectiva utilizadas para calefaccionar cada ambiente (biomasa).

## 5. COMPARACIÓN DE LA ESTUFA UTILIZANDO GAS VERSUS BIOMASA COMO COMBUSTIBLES.

En la figura 7 se observan los flujos energéticos generados por la estufa utilizando gas como combustible (anillo interior), versus los flujos con la estufa utilizando biomasa como combustible (anillo exterior). Los flujos radiantes están representados en color verde, los convectivos en color celeste, y los flujos intercambiados para calefaccionar el dormitorio en color amarillo.



Fig. 7: Comparación entre irradiación, convectividad y calor intercambiado por la estufa utilizando ambos combustibles.

Se observa en la figura 6 que la radiosidad aumenta un 3% aproximadamente y la convectividad disminuye un 3%, cuando la estufa utiliza biomasa como combustible. Esto se debe a que aumenta la temperatura de trabajo cuando se combustiona leña. A medida que aumenta la temperatura de la estufa, la tasa de crecimiento de la energía irradiada es mayor a la convectiva, debido a que la temperatura en la expresión del flujo radiante (Stefan Boltzman) se encuentra

elevada a la 4<sup>ta</sup> potencia, siendo mucho más sensible a las variaciones térmicas que la componente convectiva.

En la Tabla 1 se muestra una comparación de los principales valores de interés obtenidos utilizando gas y biomasa como combustible.

Tabla 1: Comparación de resultados obtenidos con gas como combustible y biomasa de vid como combustible.

Valor		Resultados	
		Gas	Biomasa
Calor intercambiadores de calor	W	428.9	524.3
Calor ducto dormitorio	W	394.5	455.3
Intercambio radiativo total	W	1152.5	1363.3
Rendimiento de la combustión	%	85%	83%
Calor útil entregado al ambiente	W	3939.8	4342.7
Proporción radiativa	%	26.2%	31.4%
Proporción convectiva	%	60.7%	56.5%

El mismo detalle de la Tabla 1 puede observarse gráficamente en las figuras 8 (con gas) y 9 (con biomasa), siendo el resumen de resultados obtenidos de las proporciones utilizadas para calefaccionar la sala principal y el dormitorio, la cantidad de calor aportado por la estufa a la sala principal convectiva y radiativamente, las cantidades de energía que ingresan a la estufa y las que se pierden por chimenea.

## 6. CONCLUSIONES

En este trabajo se obtuvo la cantidad de calor transferida por convección y radiación desde la estufa, y las proporciones totales intercambiadas por toda la estufa en estado estacionario.

La cantidad de calor transferida desde la estufa hacia el edificio es en su mayoría convectiva, aunque mientras más temperatura superficial alcanza la estufa la componente radiativa crece en mayor proporción que la convectiva. Esta conclusión se destaca, ya que una gran cantidad de textos consultados menciona a estos medios de calefacción como radiativos, y en esta experiencia es mayor la cantidad de energía transferida convectivamente que radiativamente.

Se calculó la cantidad de calor que se transfiere por medio de los intercambiadores para calefaccionar el dormitorio. Esta es de alrededor de 500 W, el intercambiador interior que se planteó como innovación tecnológica tiene una efectividad muy baja, del 21,8%. La cantidad de energía intercambiada no alcanza para mantener el dormitorio en condiciones de confort térmico ya sea combustionando biomasa o gas.

Para aumentar la cantidad de calor intercambiada, se deberían diseñar intercambiadores con mayor efectividad, aumentando la diferencia de altura entre la entrada y salida en caso de utilizar convección natural, o introducir forzadores de aire que aumenten la velocidad de circulación del mismo, aumentando así, la transferencia de calor desde los gases de combustión calientes.

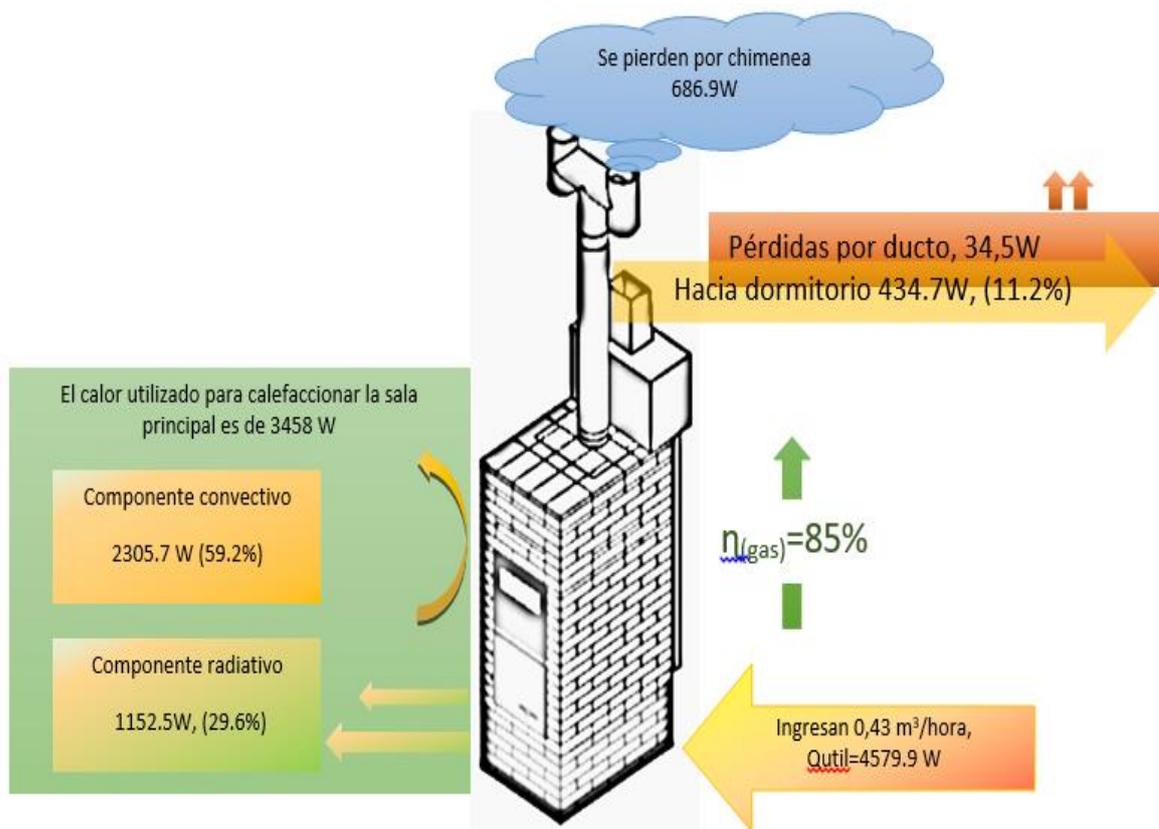


Fig. 8.: Porciones radiativo/convectiva empleadas en la calefacción de cada ambiente (Gas).

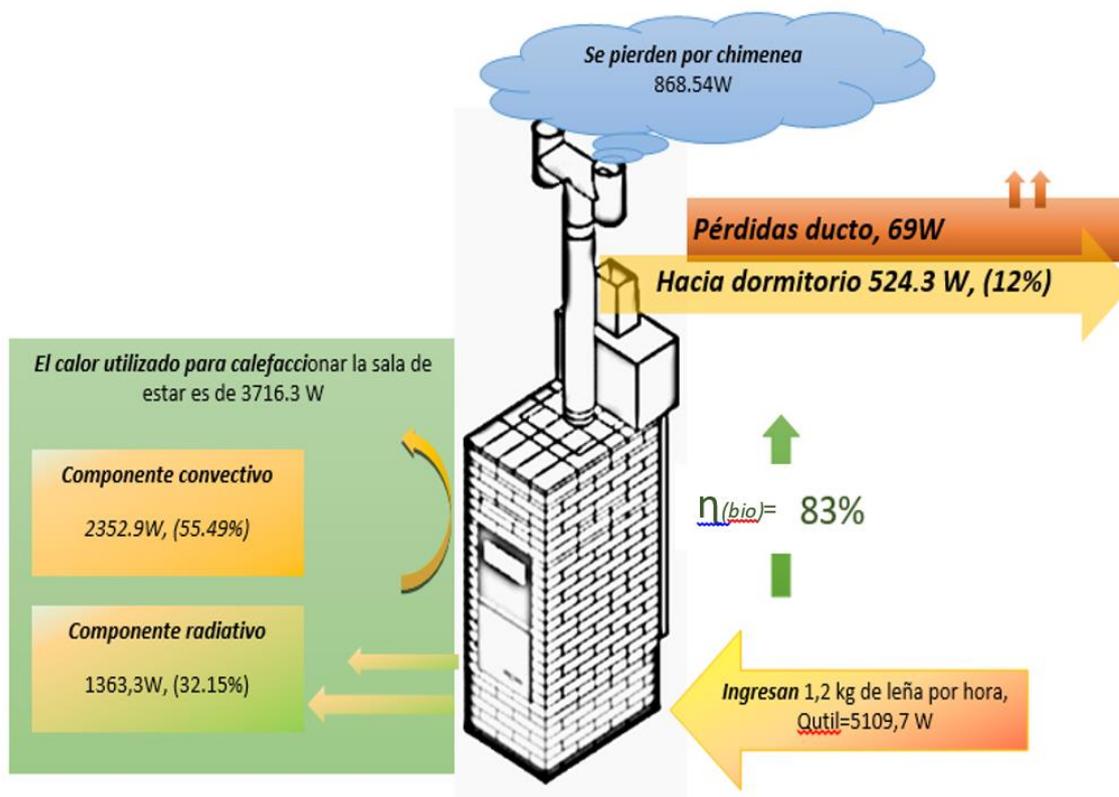


Fig. 9: Porciones radiativo/convectiva empleadas en la calefacción de cada ambiente (Biomasa).

El análisis de las porciones radiativas, convectivas e intercambiadas en este caso de estudio, permitieron obtener las siguientes conclusiones:

Cuando la estufa opera con gas como combustible transfiere a la cocina comedor 1.152,5 W radiativamente, lo que equivale al 29,6% de la potencia total disponible para calefacción, que es de 3,9 KW. Además, transfiere a la cocina comedor 2.305,7 W convectivamente, lo que equivale al 59,23% de la potencia total disponible para calefacción. Por último, intercambia con el aire que se calienta para calefaccionar el dormitorio 434,7 W, lo que equivale al 11,03% de la potencia total disponible para calefacción.

La estufa, cuando opera con biomasa de origen leñoso como combustible, disipa a la cocina comedor 1.363,3 W radiativamente, lo que equivale al 32,15% de la potencia total disponible para calefacción que es de 4,2 KW aproximadamente. Además, transfiere a la cocina comedor 2.352,9 W convectivamente, lo que equivale al 55,49% de la potencia total disponible para calefacción. Por último, intercambia con el aire que se calienta para calefaccionar el dormitorio 524,3 W, lo que equivale al 12% de la potencia total disponible para calefacción.

#### REFERENCIAS

- Boccaccini, L. (2021). Evaluación energético-económica de una estufa rusa mejorada y comparación de rendimiento empleando leña y gas. *Tesis de Doctorado*, Universidad Nacional de Salta.
- Boccaccini, L., Hernández, A. (2014): Evaluación experimental del funcionamiento de una estufa rusa mejorada instalada en una vivienda unifamiliar de San Rafael, Mendoza. *Avances en Energías Renovables y medio Ambiente*, **18**, 51-58.
- Boccaccini, L., Hernández, A. (2018). Estudio experimental de la radiación térmica emitida por una estufa de alto rendimiento con biomasa y gas. *Energías Renovables y Medio Ambiente*, **41**, 69–78.
- Bryden, M., Still, D., Scott, P., Hoffa, G., Ogle, D., Bailis, R., & Goyer, K. (2006). Principios de diseño para estufas de cocción con leña. *Informe técnico del Aprovecho Research Center, Shell Foundation y Partnership for Clean Indoor Air*. Recuperado de: <http://www.aprovecho.org>.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P. (1999). Fundamentos de transferencia de calor, 4ta edición. Prentice Hall.
- INTA (2002). Estufa a Leña de Alto Rendimiento – P. Batro, 1994. *Informe de la Estación Experimental Agropecuaria – Chubut – Centro Regional Patagonia Sur*.
- Nanami, A., Lambert A., Tejerina D., Dabbah F., Ogara M., Tedesco M., Hugón N., Romero P., Rotondaro R. Ilieff S. (2014), Estufa Social Argentina de Rendimiento Alto (SARA): manual para constructores. 1º Ed. San Martín: Instituto Nacional de Tecnología Industrial – INTI.
- Van Loo, S., & Koppejan, J. (Eds.). (2008). The handbook of biomass combustion and co-firing, Vol. 1. London: Earthscan.
- Van Loo, S., Koppejan, J. (2008). The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing. Vol. 1. London: Earthscan
- Westhoff, B., Germann, D. (1995). Estufas en imágenes: una documentación sobre las estufas mejoradas y tradicionales de África, Asia y América latina. Comisión de las Comunidades Europeas, Dirección General de Desarrollo.