

24.57

Tesis para Licenciatura de Física

ESTUDIO TERMODINAMICO DE UNA  
ESTUFA DOMESTICA DE LEÑA PARA  
USO RURAL

---

Claudia Sheinbaum Pardo

Facultad de Ciencias, UNAM

México D.F., noviembre-diciembre de 1988

(año en que ganó Cárdenas)



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## INDICE

INTRODUCCION	1
¿PORQUE ESTUFAS MEJORADAS PARA EL CAMPO?	3
1.1. La cocción en el campo mexicano.	3
1.2. Técnicas de medición del funcionamiento de las estufas mejoradas.	6
1.3. Estudio de caso en la comunidad de Cheranatzicurin (Cheranástico), Michoacán.	8
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y MODELO	19
II.1. Problema.	19
II.2. Modelo.	22
COMBUSTION	25
III.1. Algo de teoría.	25
III.1.1. Una aproximación cualitativa al proceso de combustión de madera.	26
III.1.2. Exceso de aire y temperatura de flama.	28
III.1.3. Valor calorífico.	29
III.1.4. Contenido de humedad y valor calorífico.	29
III.1.5. Análisis último.	30
III.2. Análisis específico modelo de combustión.	30
ANALISIS DE LOS FENOMENOS DE TRANSPORTE EN UNA ESTUFA DE LEÑA	41
IV.1. Introducción.	41
IV.2. Teoría Clásica de los Procesos de Transporte.	42
IV.4. Análisis de los Fenómenos de Transporte en una Estufa de Leña.	50
IV.4.1 Flujo Estacionario de un Fluido Viscoso Monocomponente.	51
IV.4.2 El Proceso de Convección Natural. Flujo en la Chimenea.	53

## INTRODUCCION

En el campo mexicano la escasez de leña se ha vuelto un problema de gravedad para muchas regiones. La deforestación que en las últimas décadas ha generado la explotación extensiva del bosque para la industria sigue creciendo y aun no se han tomado medidas para su control. Esta situación, aunada a que el cocinado doméstico de alimentos se realiza con dispositivos tradicionales de leña muy ineficientes, ha ido generando la necesidad de buscar alternativas a esta tecnología de cocción, que permitan resolver, en parte, el problema que para los campesinos implica la escasez de este recurso. Una de estas alternativas es la construcción y difusión de estufas de leña más eficientes.

El trabajo que a continuación se presenta es un esfuerzo por contribuir al estudio y diseño de estufas mejoradas de leña.

Este análisis cuenta fundamentalmente con dos partes. La primera es el resultado de un estudio de campo realizado en una comunidad purépecha de Michoacán a lo largo de un año. La segunda es la generación de un modelo (utilizando como base los modelos de Bennett K.M.E. y Lepeliere G.D.) que permita conocer el funcionamiento de una estufa de leña de una geometría dada.

## ¿PORQUE ESTUFAS MEJORADAS PARA EL CAMPO?

### 1.1. La cocción en el campo mexicano.

En el campo mexicano la mayor parte de la población cocina sus alimentos con leña. El dispositivo tradicional de cocción son tres piedras y sobre ellas un comal o una olla. Esta forma de cocinado es muy ineficiente y además provoca enfermedades visuales y respiratorias producto de la presencia de humos de combustión en el lugar de cocinado.

Estas razones han estimulado la búsqueda de alternativas a la forma tradicional de cocción rural. Algunas de estas nuevas tecnologías conocidas como "estufas mejoradas" están enmarcadas dentro de las llamadas "Tecnologías Apropriadas". Para reconocer la importancia y la posibilidad de desarrollo que tienen estas tecnologías en el campo mexicano, es necesario hacer algunas reflexiones.

De los 80 millones de mexicanos, el 30% son habitantes rurales, de los cuales en 1970 el 58% vivía en zonas y núcleos marginados donde los niveles de vida no alcanzaban los mínimos recomendados por la OMS<sup>1</sup>. El 80% de esta población rural cultiva tierras de temporal con agricultura de subsistencia, habiendo cada vez mas campesinos obligados a vender

1 COPLAMAE. "Necesidades esenciales de México". Ed. Siglo XXI, México, 1982.

## INDICE

INTRODUCCION	1
¿PORQUE ESTUFAS MEJORADAS PARA EL CAMPO?	3
1.1. La cocción en el campo mexicano.	3
1.2. Técnicas de medición del funcionamiento de las estufas mejoradas.	6
1.3. Estudio de caso en la comunidad de Cheranatzicurin (Cheranástico), Michoacán.	8
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y MODELO	19
II.1. Problema.	19
II.2. Modelo.	22
COMBUSTION	25
III.1. Algo de teoría.	25
III.1.1. Una aproximación cualitativa al proceso de combustión de madera.	26
III.1.2. Exceso de aire y temperatura de flama.	28
III.1.3. Valor calorífico.	29
III.1.4. Contenido de humedad y valor calorífico.	29
III.1.5. Análisis último.	30
III.2. Análisis específico modelo de combustión.	30
ANALISIS DE LOS FENOMENOS DE TRANSPORTE EN UNA ESTUFA DE LEÑA	41
IV.1. Introducción.	41
IV.2. Teoría Clásica de los Procesos de Transporte.	42
IV.4. Análisis de los Fenómenos de Transporte en una Estufa de Leña.	50
IV.4.1 Flujo Estacionario de un Fluido Viscoso Monocomponente.	51
IV.4.2 El Proceso de Convección Natural. Flujo en la Chimenea.	53

vi INDICE

IV.5.1. Cálculo de la transferencia de calor a la primera hornilla.	74
RESULTADOS Y CONCLUSIONES	85
BIBLIOGRAFIA	89

## INTRODUCCION

En el campo mexicano la escasez de leña se ha vuelto un problema de gravedad para muchas regiones. La deforestación que en las últimas décadas ha generado la explotación extensiva del bosque para la industria sigue creciendo y aun no se han tomado medidas para su control. Esta situación, aunada a que el cocinado doméstico de alimentos se realiza con dispositivos tradicionales de leña muy inefficientes, ha ido generando la necesidad de buscar alternativas a esta tecnología de cocción, que permitan resolver, en parte, el problema que para los campesinos implica la escasez de este recurso. Una de estas alternativas es la construcción y difusión de estufas de leña más efficientes.

El trabajo que a continuación se presenta es un esfuerzo por contribuir al estudio y diseño de estufas mejoradas de leña.

Este análisis cuenta fundamentalmente con dos partes. La primera es el resultado de un estudio de campo realizado en una comunidad purépecha de Michoacán a lo largo de un año. La segunda es la generación de un modelo (utilizando como base los modelos de Bennett K.M.E. y Lepeliere G.D.) que permita conocer el funcionamiento de una estufa de leña de una geometría dada.

## 2 INTRODUCCION

Se encuentran resultados que permiten conocer la eficiencia y la potencia de la estufa para cierta geometría, determinada calidad de la combustión y también determinado valor de las temperaturas internas de la estufa.

En el último capítulo se presentan los resultados obtenidos en este estudio, así mismo se dan las perspectivas concretas de análisis que permitirán un mejor entendimiento del funcionamiento de este tipo de estufas.

México D.F., noviembre-diciembre de 1988

## ¿PORQUE ESTUFAS MEJORADAS PARA EL CAMPO?

### I.1. La cocción en el campo mexicano.

En el campo mexicano la mayor parte de la población cocina sus alimentos con leña. El dispositivo tradicional de cocción son tres piedras y sobre ellas un comal o una olla. Esta forma de cocinado es muy ineficiente y además provoca enfermedades visuales y respiratorias producto de la presencia de humos de combustión en el lugar de cocinado.

Estas razones han estimulado la búsqueda de alternativas a la forma tradicional de cocción rural. Algunas de estas nuevas tecnologías conocidas como "estufas mejoradas" están enmarcadas dentro de las llamadas "Tecnologías Apropriadas". Para reconocer la importancia y la posibilidad de desarrollo que tienen estas tecnologías en el campo mexicano, es necesario hacer algunas reflexiones.

De los 80 millones de mexicanos, el 30% son habitantes rurales, de los cuales en 1970 el 58% vivía en zonas y núcleos marginados donde los niveles de vida no alcanzaban los mínimos recomendados por la OMS<sup>1</sup>. El 80% de esta población rural cultiva tierras de temporal con agricultura de subsistencia, habiendo cada vez mas campesinos obligados a vender

1 COPLAMAR. "Necesidades esenciales de México". Ed. Siglo XXI, México, 1982.

su fuerza de trabajo debido a que no cuentan con tierra o ésta no les da para satisfacer las necesidades mínimas de alimentación<sup>2</sup>.

En el terreno energético el sector rural presenta un patrón de consumo basado en las energías no comerciales. En las zonas de temporal, el trabajo productivo se cubre fundamentalmente con trabajo humano y animal y el consumo doméstico está basado en la leña.

Esta situación, aunada a la cada vez mas acentuada crisis económica en nuestro país, muestra la urgencia de avanzar hacia el desarrollo de alternativas agrícolas de pequeña producción, energéticas, etc., que se orienten a la satisfacción de las necesidades básicas de la población rural.

Para desarrollar este tipo de cambios tecnológicos, es necesario un estudio pormenorizado del patrón de consumo energético, en sus fuentes, necesidades, eficiencias, distribución social, problemática cultural, etc., para poder vislumbrar el impacto que puedan tener. Esto requiere de una relación adecuada hacia la comunidad, localidad o región de trabajo, donde los habitantes tengan la oportunidad de participar en la creación y generación de dichas técnicas.

Las alternativas a crearse reflejan una concepción de lo que debe ser la nueva tecnología para el campo. Desde un punto de vista distinto al tradicional ésta debe enmarcarse

---

<sup>2</sup> Cervantes J. et al. "Uso eficiente de la Energía en México". Sector rural. Ed. Colegio de México. 1985.

dentro de lo que se ha dado en llamar tecnología apropiada<sup>3</sup>, cuya orientación consiste fundamentalmente en:

- La satisfacción de las necesidades básicas de la población más pobre.
- La armonía con el ambiente.
- La promoción del manejo y control social sobre ellas mismas.

En el plano energético, es muy reciente en el país el conocimiento de que en el sector rural existe una situación claramente distinta a la de las ciudades. Por lo mismo, el panorama es ante todo el de una falta generalizada de información sobre las características y problemas particulares del consumo energético rural.

Dentro de esta carencia de información se encuentra la ausencia de estudios que determinen las causas más importantes de la deforestación, a pesar de la gravedad de este problema. Así debido entre otras razones a la tala inmoderada de árboles destinados a la industria papelera y maderera, a la venta regional de leña, a la apertura de tierras para el cultivo, y quizá a la baja eficiencia de los dispositivos para cocción, muchas comunidades rurales que antes tenían asegurado el abastecimiento de leña, desde hace algún tiempo sufren de escasez.

---

<sup>3</sup> Reddy A. "Algunos problemas en la generación de Tecnología Apropiada". En: Tecnologías Apropiadas para el desarrollo del Tercer Mundo. Ed. Fondo de Cultura Económica. México 1982.

Esta situación obliga a tomar medidas de ahorro en la cocción de alimentos, además de buscar solución a las causas que están provocando la deforestación a gran escala.

En algunos lugares se ha intentado introducir estufas de gas. El resultado no ha sido exitoso debido fundamentalmente a que es tecnología de difícil acceso económico, el transporte de combustible no está asegurado para estas zonas y no funcionan bien para la cocción de alimentos tradicionales (tortillas). Es por ello que una opción viable a corto plazo son estufas apropiadas de leña.

Una de estas alternativas es el uso extensivo de las estufas masivas de leña, en particular las "lorenas" (lodo y arena)<sup>4</sup> nacidas en Guatemala y que resultan ser viables para algunas regiones del campo mexicano. Estas estufas están hechas de barro y arena (materiales accesibles en muchas comunidades), tienen una chimenea que saca los humos de combustión fuera de la cocina y por ser cerradas disminuyen las pérdidas de calor, permitiendo ahorro de leña.

#### I.2. Técnicas de medición del funcionamiento de las estufas mejoradas.

La necesidad de tecnologías apropiadas rurales comenzó a plantearse como un problema mundial desde hace ya varios años. La similitud de la situación energética rural en diversos países económicamente dependientes ha generado la

4 F.A.O.-S.I.D.A. "Tecnología Apropriada en Guatemala".

discusión sobre este tipo de alternativas más allá de los marcos de un país.

En particular para las estufas mejoradas, después de varios intentos, en 1982, se logran conjuntar esfuerzos de varios investigadores mundiales sobre el tema para determinar una metodología estandar de medición del funcionamiento de estas estufas. Esta metodología se resume en tres pruebas:

- Funcionamiento de la cocina.

Esta es la prueba más cercana a las condiciones reales de cocción de alimentos y consiste en medir la diferencia del consumo de leña, por persona, para determinado periodo de tiempo, para dos estufas, la tradicional y la innovada.

- Control de cocinado.

Esta prueba mide el promedio de combustible utilizado para una tarea específica. Así midiendo varias veces la cantidad de leña que se consume por peso de comida preparado, (independientemente del proceso de cocinado), se obtiene una estimación del consumo de leña para determinada comida y el ahorro de esta tarea, entre una estufa y otra. El consumo específico de combustible, que es la forma de medir esta prueba, está dado por:

$$CEC = \text{Leña seca consumida (kg)} / \text{Alimento preparado (kg)}.$$

- Ebullición de agua.

Se simula el cocinado de ciertos alimentos por medio de dos fases, la de alta potencia que representa el calentamiento de agua hasta su ebullición y el de baja potencia que simula el calentamiento de agua en ebullición, durante determinado tiempo. Con estas dos fases se mide el porcentaje de calor útil mediante la siguiente fórmula:

$$\text{PCU} = \frac{\text{calor sensible} + \text{calor latente absorbido por el H}_2\text{O}}{\text{el poder calorífico de la leña} - \text{el poder calorífico del carbón restante}}$$

Esta prueba permite obtener una estimación de la eficiencia de la estufa, solamente para aquellos alimentos que se cocinan por medio de la ebullición de agua.

La realización de estas tres pruebas permite tener una visión amplia sobre el funcionamiento de la estufa. Aun así, en algunos casos, los resultados de estas pruebas no son suficientes para obtener una explicación del funcionamiento de la estufa, es por ello que a veces se requiere de información adicional más detallada que permita realizar un análisis termodinámico más riguroso sobre este dispositivo. Justamente ese es el principal objetivo de este trabajo.

### I.3. Estudio de caso en la comunidad de Cheranatzicurin (Cheranástico), Michoacán.

Debido a la falta de información acerca del patrón de consumo energético rural, es necesaria la realización de investigaciones de campo profundas que capten la complejidad y

diversidad de este patrón y que identifiquen los problemas del sector.

En este contexto, desde hace dos o tres años el Grupo de Energética de la Facultad de Ciencias de la UNAM, realizó un estudio del patrón de consumo energético y su diferenciación social en una comunidad rural de la región purépecha de Michoacán<sup>6</sup>. Este estudio determina los usos finales de la energía el gasto y el tipo de fuente con que se llevan a cabo, así como la eficiencia de primera ley (trabajo efectivo "entre" calor de entrada) y de segunda ley (calor o trabajo útil transferido por el sistema "entre" máximo trabajo útil que podría transferirse para la misma tarea por cualquier dispositivo o sistema que use la misma entrada de energía) de la termodinámica con la que operan<sup>7</sup>.

Así mismo, este trabajo comenzó a desarrollar algunas tecnologías, en particular, se instalaron estufas mejoradas y se desarrollaron pruebas de su funcionamiento.

A continuación se describen algunas características de la comunidad, así como la metodología utilizada y los resultados obtenidos.

Cheranatzicuri (nombre de la comunidad donde se realiza el estudio) es una comunidad de 2400 habitantes. Su actividad principal es el cultivo de maíz aunque la mayor parte de la población tiene actividades productivas complementarias.

6 Masera et al, "El Patrón de Consumo Energético y su diferenciación social", en Cuadernos sobre Prospectiva Energética, Colegio de México, Número 108, agosto 1987.

7 Ibidem.

La metodología utilizada para este trabajo fue diversa. Los primeros meses de estudio, se avocaron a obtener información acerca de los aspectos más generales de la comunidad, a conocer sus problemas y a iniciar una convivencia con los pobladores para ser partícipes en alguna forma de su cotidianidad.

En esta primera fase se realizaron encuestas generales a una muestra representativa de la comunidad y algunas entrevistas específicas según la actividad económica del jefe de familia.

Una segunda fase del proyecto consistió en la obtención de información acerca de los usos finales de energía, sus fuentes y los dispositivos tecnológicos. En lo que respecta al sector doméstico se realizó primero una encuesta muy detallada sobre composición familiar, tipos de comida, formas, horarios y combustibles para la cocción de alimentos, transporte o trabajo humano utilizado para la recolección de agua y leña, trabajo humano para el lavado de ropa y calentamiento de agua para aseo personal.

Posteriormente, en lo que respecta también al sector doméstico, se determinó, para una medición directa del gasto de leña, un grupo de 24 familias escogidas con base en la encuesta general, tomando diferentes actividades del jefe de familia, así como tamaño y composición familiar.

Para esta muestra, se midió a lo largo de un año (una medida diaria durante una semana de cada mes) el consumo familiar de leña, tomando las siguientes especificaciones para

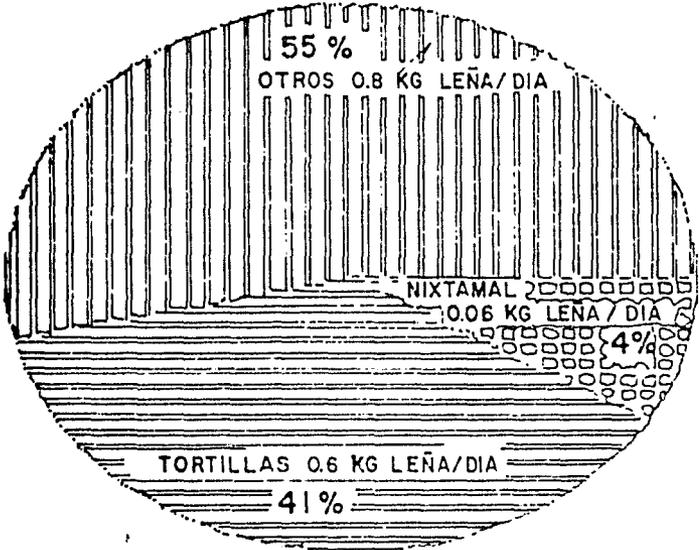
cada medida: consumo de leña diario en peso por especie y parte del árbol, tipo de comida, leña consumida para otros usos que no fuesen cocción y número de personas que comen en la casa cada día.

La visita mensual a cada casa, aportó información sobre el trabajo de la mujer, las distintas formas de recolección de agua y leña, la forma como se realiza el trabajo doméstico, los tipos de instrumentos utilizados y la división del trabajo que se genera para cada uno de los integrantes de la familia.

Así mismo se realizó una medición en seis familias del consumo de leña por unidad de peso para la tarea de realización de tortillas y de nixtamal.

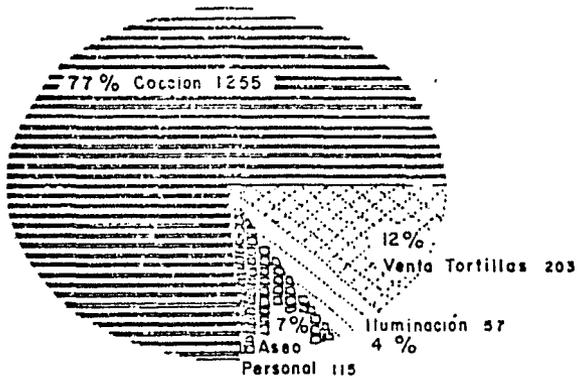
Como resultados del consumo doméstico de energía, el estudio muestra que la mujer realiza en promedio 6 horas de trabajo diario intenso, representando 1.3 hrs para la recolección de leña y 3 horas en la cocción de alimentos. Este trabajo aumenta para aquellas mujeres cuyo esposo es jornalero y se emplea fuera de la comunidad. La leña representa el 85.9% del gasto energético total de la comunidad y el 96.2% del combustible doméstico (ver figuras 1, 2 y 3).

CONSUMO PERCAPITA DE LEÑA PARA COCCION

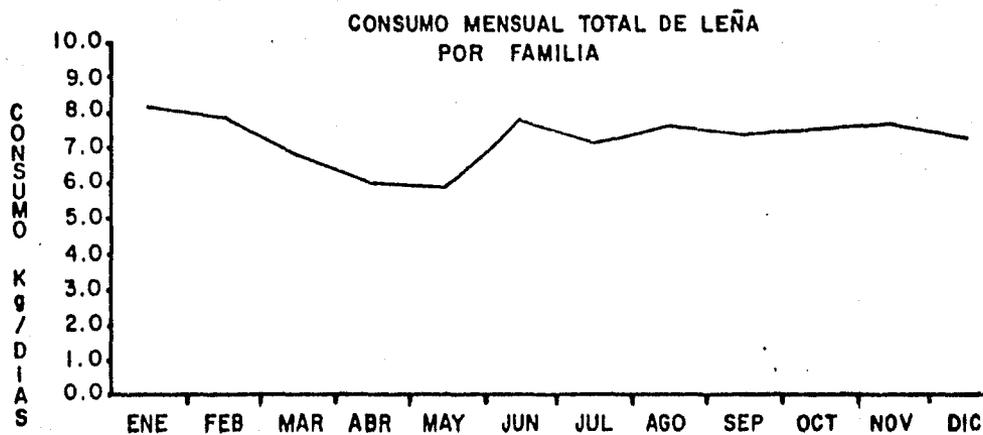


TOTAL 1.46 KG/LEÑA/DIA

**CONSUMO DE LEÑA POR USO FINAL**



TOTAL 1630 Ton./ año



Este consumo tan elevado de leña, aunado al intenso trabajo de recolección, planteó la necesidad de construir estufas de leña mejoradas. Así con la ayuda de algunos comuneros en un año se construyeron 62 estufas "Parangua Cuerecutzari" (nombre que le pusieron los habitantes de la comunidad a la "lorena" y que significa barro y arena en purépecha), que representaron el 13% de las casas habitación de la comunidad.

Sin profundizar en el proceso de difusión es importante comentar los resultados referentes al ahorro de leña, el humo, el trabajo doméstico.

#### - Funcionamiento de la cocina.

En esta prueba se midió el consumo diario (durante una semana de cada mes a lo largo de un año) a 24 familias. Cada mes se tenía un promedio de 12 estufas tradicionales y 12 estufas mejoradas. Esto permitió realizar un estudio del ahorro total de leña en sus variaciones estacionales. Esta prueba dio como resultado un promedio de ahorro entre las dos estufas de 34% anual, presentándose para diferentes familias un mínimo de ahorro anual de 20% y un máximo de 50%.

El consumo diario per cápita en la "Parangua Cuerecutzari" resultó ser de 1.05 Kg. y en las tres piedras de 1.59 Kg.

- Control de cocinado.

Se midió en la estufa tres piedras y en la "Parangua Cuerecutzari" el consumo de leña para la manufactura de tortillas a nivel doméstico. El resultado fue de una diferencia del 52%, obteniéndose un promedio de consumo de 0.31 Kg. para las tres piedras y de 0.6 Kg. para la "Parangua Cuerecutzari". A nivel estadístico, estos dos grupos de medidas correspondieron a dos poblaciones distintas con un intervalo de confianza del 95%.

- Trabajo doméstico.

El ahorro de leña significa menor trabajo de recolección, así mismo el tiempo de cocinado es menor en la "Parangua Cuerecutzari" porque permite cocinar por lo menos dos alimentos al mismo tiempo.

- Chimenea.

La chimenea representó una considerable disminución del humo dentro de la cocina.

- Eficiencia.

En la prueba estandar de eficiencia<sup>8</sup> resultó que la "Parangua Cuerecutzari" tenía la misma eficiencia que las tres piedras, alrededor del 10%.

<sup>8</sup> Navia Jaime, "Pruebas de Eficiencia en una estufa de leña", trabajo presentado en Congreso de la Sociedad Mexicana de Física, 1987.

Así las pruebas realizadas que mostraron un ahorro global y en la tarea de elaboración de tortillas, no se vieron reflejadas en la prueba de eficiencia. Esta situación implicó la necesidad de hacer un estudio más detallado de la "Parangua Cuerecutzari".

El objetivo de este trabajo es realizar una primera aproximación al funcionamiento hidrodinámico y termodinámico de la estufa, que permita mejorar su diseño, en la búsqueda de un mayor ahorro en el consumo doméstico de leña.



Por "A" entra aire que permite se realice el proceso de combustión. En "B" se quema la leña y los productos de la combustión transfieren calor a la "hornilla 1", a las paredes, a la "hornilla 2" y a la chimenea. Esta última permite el flujo de los productos de combustión, en la dirección mostrada.

Dentro de la estufa ocurren fenómenos de transporte de masa, momento y energía, transferencia de calor por radiación, conducción y convección, reacciones químicas y transiciones de fase. Todos estos procesos son irreversibles y fuera del equilibrio.

El quemado de la leña, genera gran cantidad de compuestos volátiles, que al mezclarse con oxígeno, dependiendo de la temperatura, arden como flama o escapan como humos. A estos compuestos se les denomina gas de combustión y no son un fluido clásico sino una mezcla multicomponente.

En términos de la transferencia de calor, el balance cualitativo de la energía es el siguiente:

El calor generado por la leña proviene de la combustión y está dado por el valor calorífico de la leña menos las pérdidas por hidrógeno y las pérdidas de calor debidas a la combustión incompleta de la leña.

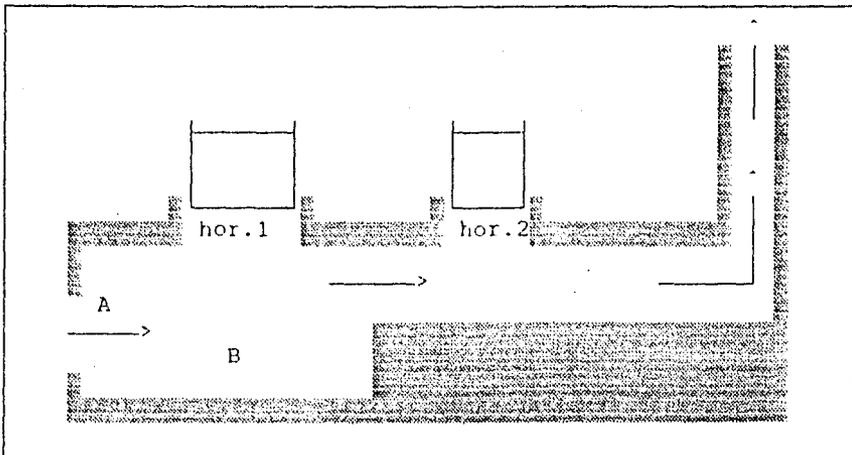
Este calor neto proporciona la energía para el cocinado pero además de calentar las ollas, se pierde en calentar el cuerpo de la estufa y se desperdicia cuando parte de los gases calientes de combustión salen por la chimenea.

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y MODELO

### II.1. Problema.

Analizar el funcionamiento de una estufa de leña no es tarea sencilla. Los procesos que se generan dentro de ella son complejos. En este capítulo se hace una presentación cualitativa de estos procesos y se muestra el modelo (como una primera aproximación al problema) que se utilizará para su descripción.

La estufa de leña "Parangua Cuerecutzari" consta de una cámara de combustión, dos hornillas, un tunel y una chimenea (ver figura).



nida en la leña, descomposición de las moléculas que forman la madera, generando compuestos volátiles que arden y carbón; y la combustión del carbón y volátiles sobrantes.

Si hay un suministro continuo de leña, se puede decir que estas tres fases ocurren simultáneamente.

## II.2. Modelo.

Para analizar los fenómenos que ocurren en el interior de la estufa de leña, se hacen algunas simplificaciones que permiten construir un modelo y obtener una primera aproximación al conocimiento su funcionamiento.

Dicho modelo consta de tres partes: a) la simulación del proceso de combustión que permite obtener la temperatura adiabática de la flama y la producción de masa (cantidad de gases de combustión por kilogramo de leña) utilizando las reacciones químicas fundamentales que ocurren en el proceso; b) la descripción de los fenómenos hidrodinámicos a través de las ecuaciones de balance de masa, momento y energía y de algunas suposiciones, justificadas, que permiten simplificar los cálculos; y c) la transferencia de calor de la flama y los gases de combustión a las hornillas, encontrando los coeficientes de transferencia por convección natural y radiación.

Para la descripción hidrodinámica se divide la estufa en tres regiones,  $R_1$  que corresponde a la cámara de combustión,  $R_2$  al túnel y  $R_3$  a la chimenea, y se hacen algunas suposiciones como por ejemplo que el gas de combustión es un

Es decir, el balance de calor de la estufa estará dado por:

$$Q(\text{ollas}) + Q(\text{paredes}) + Q(\text{gas}) = Q_{\text{total}} - (Q(\text{combin}) + Q(\text{evap}) + Q(\text{hidr}))$$

donde:

$Q(\text{ollas}) =$  Calor que se transfiere a las ollas por conducción y radiación principalmente. Este será el calor útil que llega a la olla. A éste, habrá que restarle las pérdidas por convección, radiación y evaporación de la propia olla.

$Q(\text{paredes}) =$  Calor a las paredes. Cuando la estufa está fría se pierde calor en calentar el cuerpo de ésta. Cuando se calienta, la diferencia de temperatura entre su exterior y el ambiente también provoca pérdidas por radiación y convección.

$Q(\text{gas}) =$  Calor transportado por el flujo de gas de combustión. Hay pérdidas de calor debido a la diferencia de entalpía entre el aire que entra a la estufa y los gases calientes que la dejan.

$Q(\text{total}) =$  Calor total. Es el valor calorífico más alto de la leña.

$Q(\text{combin}) =$  Calor perdido debido a la combustión incompleta de la leña. Parte del potencial de calentamiento de la leña se pierde debido a que productos incompletos de la combustión, como el CO, no llegan a arder en la flama.

$Q(\text{evap}) =$  Calor perdido por evaporación del contenido de humedad de la leña. La leña "seca" tiene por lo menos un contenido de humedad del 15%. Esto provoca que parte del calor de combustión se utilice para evaporarla.

$Q(\text{hidr}) =$  Calor requerido para evaporar el agua producida por la combustión del hidrógeno contenido en la leña.

El proceso de combustión no es uniforme, consta por lo menos de tres pasos dados por la evaporación del agua conte-

Esta es una descripción cualitativa de un modelo que constituye el primer acercamiento al análisis de los procesos termodinámicos e hidrodinámicos que ocurren en la estufa. Con éste se obtendrán los primeros resultados que a su vez permitirán ir modificándolo y haciéndolo más cercano a la realidad.

fluido simple, que el flujo es estacionario y que los efectos viscosos son importantes de tomarse en cuenta sólo en el túnel. El desarrollo de las ecuaciones de balance y los intervalos para los cuales son importantes de tomarse en cuenta la variación en la velocidad, la presión y la temperatura permiten describir el cambio de presión en la chimenea únicamente debido a la fuerza boyante y permiten también igualarlo con la caída de presión en el túnel debido a la viscosidad del fluido. Estos resultados generan una ecuación para obtener el gasto a la entrada de la segunda región, como función de las temperaturas y la geometría de la estufa.

El análisis de transferencia se divide a su vez en dos regiones. La que corresponde a  $R_1$  en el análisis hidrodinámico y el túnel y la chimenea (las regiones  $R_2$  y  $R_3$  en la sección de hidrodinámica) se analizan conjuntamente. Para la primera región, utilizando la temperatura adiabática obtenida en el modelo de combustión, se encuentran los coeficientes de transferencia de calor debidos a la convección natural y a la radiación. Estos valores permiten a su vez obtener la temperatura efectiva para esta región que será, a su vez, la de la entrada al túnel. En la segunda región se encuentra una expresión para el flujo, la cual se iguala a la obtenida por medio del análisis hidrodinámico. Esto permite obtener una expresión para la eficiencia de la estufa en función de las temperaturas y la geometría.

## COMBUSTION

### III.1. Algo de teoría.

La combustión de leña es un proceso extremadamente complicado que aun no ha podido ser representado en su totalidad por un modelo teórico. Por esta razón se desarrollan modelos simples cuya validez se prueba con medidas experimentales o con los modelos analíticos más desarrollados que más se aproximan al proceso real y en muchos casos se trata el problema desde distintos puntos de vista. Así, por ejemplo, se realizan análisis llamados "próximos" que listan las fracciones de biomasa en términos de su humedad, volátiles, carbón y ceniza; los llamados "últimos" que determinan la composición más elemental de la leña y a partir de ahí sus propiedades; o los de valor calorífico y contenido de humedad.

Para desarrollar algunos de estos puntos sería necesario comenzar describiendo el proceso de combustión<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Baldwin S. "Biomass stoves: Engineering design, development and dissemination". Volunteers in Technical Assistance, USA. Baldwin.

### III.1.1. Una aproximación cualitativa al proceso de combustión de madera.

La madera seca está compuesta de moléculas de celulosa y ligninio que a su vez son largas cadenas compuestas principalmente de oxígeno, hidrógeno y carbono.

Cuando la leña se calienta a 100 °C, el agua contenida hierve y sale fuera de la madera o se cuele a partes más frías.

Conforme la temperatura aumenta (desde los 200 °C) las moléculas de la madera comienzan a descomponerse, haciéndose extensivo el proceso alrededor de los 300 °C. Se producen así los primeros compuestos volátiles que escapan como humo o se recondensan en zonas más frías de la madera.

Conforme sigue aumentando la temperatura (desde 500 °C) los volátiles, al mezclarse con oxígeno arden produciendo una flama amarilla encima de la superficie de la leña. El calor radiante de la flama enciende más leña que a su vez se descompone, provocando la salida de más volátiles, que arden como flama y continúan con el ciclo. Así la velocidad de combustión la determina la velocidad de liberación de los volátiles.

La temperatura de los gases calientes encima de la leña es típicamente de alrededor de 1100 °C y está limitada por la pérdida de calor por radiación y por su mezcla con el aire frío del ambiente. Entre los compuestos volátiles se han encontrado 213 diferentes. Estos volátiles ardientes

representan dos terceras partes de la energía liberada, mientras que el otro tercio corresponde al carbón (único compuesto sólido producido por la combustión).

En la parte baja de la flama se produce carbón libre en forma de hollín y monóxido de carbono que a su vez vuelve a reaccionar en la parte alta de la flama convirtiéndose en bióxido de carbono. La combustión incompleta de la leña se asocia al monóxido de carbono que se forma, pues en teoría la reacción entre el carbono y el oxígeno debería convertirse totalmente en bióxido de carbono.

Las moléculas de los volátiles que se mezclan con el aire y no arden se condensan y al mezclarse con los gases no condensados provocan el llamado humo.

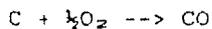
Conforme se van quemando las capas de leña, sólo queda carbón poroso. En la superficie del carbón el bióxido de carbono reacciona produciendo monóxido de carbono, que al arder produce una flama azulosa. El monóxido de carbono vuelve a reaccionar nuevamente con oxígeno para producir nuevamente bióxido de carbono. La temperatura cerca de la superficie del carbón es de alrededor de 800 °C, la cual está limitada por la reacción endotérmica del bióxido de carbono a monóxido de carbono y oxígeno y la pérdida de calor por radiación.

Cuando todo el carbón arde sólo quedan sales minerales que ya no siguen ardiendo.

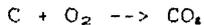
### III.1.2. Exceso de aire y temperatura de flama.

En la combustión completa del carbono y del hidrógeno para producir  $H_2O$  y  $CO_2$  se requiere de una cantidad específica de oxígeno, dada por la reacción estequiométrica. Cuando un proceso no usa esta cantidad se presenta una deficiencia o un exceso en el oxígeno utilizado para la combustión<sup>2</sup>.

En la combustión incompleta de un combustible, el carbono reacciona como:



en vez de:



como debería ser teóricamente. En la práctica siempre hay monóxido de carbono en los productos de combustión, aunque se haya suministrado exceso de oxígeno. Esto puede atribuirse a un mezclamiento incompleto durante el proceso o bien a tiempo insuficiente para que la combustión sea completa.

Si se permite que el proceso de combustión sea adiabático, la temperatura final que alcanzan los productos se denomina temperatura adiabática de flama. En este caso todo el calor de reacción se convierte en energía interna. Como el proceso de combustión es generalmente incompleto y no adiabático, debe hacerse una corrección a esa temperatura.

<sup>2</sup> Holman, "Termodinámica", Ed. Mc Graw Hill, segunda edición.

### III.1.3. Valor calorífico.

El valor calorífico se expresa normalmente como valor calorífico grueso o valor de calentamiento. Este valor se define como el calor liberado cuando el material arde completamente en bióxido de carbono y agua a 25 °C.

El valor calorífico neto se diferencia del grueso en que el agua final está en la fase gaseosa (vapor de agua), es decir a 100 °C.

Como la leña seca tiene una composición típica de alrededor de 6% de hidrógeno, 0.54 Kg de agua se producen por kilogramo de leña seca quemada<sup>3</sup>. El calor absorbido para calentar y vaporizar el agua reducirá el valor calorífico neto comparado con el grueso.

En este caso se utilizará el valor calorífico neto y posteriormente se restará las pérdidas de calor por hidrógeno.

### III.1.4. Contenido de humedad y valor calorífico.

El contenido de humedad de la leña se puede expresar en base húmeda o en base seca:

$$C.H.húmedo = \frac{\text{agua(Kg)}}{(\text{leña seca} + \text{agua (Kg)})} \times 100\%$$

$$C.H.seca = \frac{\text{agua(Kg)}}{\text{leña seca(Kg)}} \times 100\%$$

<sup>3</sup> Bennett K.M.E. "Woodfuel use in improved high mass cookstoves", en revista Dept. of Chemical Engineering and Chemical Technology, Imperial College of Science and Technology, University of London, septiembre 1980.

El contenido de humedad cambia el valor calorífico de la leña. Almeida<sup>4</sup> mostró que esta variación no depende de la especie ni la parte del árbol y está dada por la ecuación:

$$VC = -0.18 CH + 18.90 \text{ MJ/Kg.}$$

Así mismo, se tiene la relación de Bialy<sup>5</sup>, la cual establece el valor calorífico dependiendo del contenido de hidrógeno (H) en la madera, así como el contenido de humedad (CH) la cual está dada por:

$$VC \text{ neto} = 100 VC \text{ grueso} - 21.8 H - 2.4 CH / (1 + CH)$$

### III.1.5. Análisis último.

La composición más elemental de la leña está dada por<sup>6</sup>:

- de 49 a 51 % carbono.
- de 6 a 6.9% hidrógeno.
- de 42 a 45% oxígeno.
- de 0.2 a 1.4% ceniza.

La composición más común que se utiliza es la de 50% carbono, 6% hidrógeno, 43% oxígeno y 1% ceniza.

### III.2. Análisis específico: modelo de combustión.

Para modelar en una forma sumamente sencilla el proceso de combustión de la leña se realizó un programa<sup>7</sup> que determina temperaturas adiabáticas, composición del gas de com-

4 Almeida E. "Variación del valor calorífico de la leña según especie", parte del árbol y contenido de humedad. Trabajo presentado en el Congreso Mexicano de la Sociedad Mexicana de Botánica, México 1987.

5 Bennett K.M.E. "Woodfuel use in improved high mass cookstoves", en revista Dept. of Chemical Engineering and Chemical Technology, Imperial College of Science and Technology, University of London, septiembre 1980.

6 Ibidem.

7 Ibidem.

bustión y su grado de completés, en función del exceso de aire, del contenido de humedad de la leña y de concentraciones  $\text{CO/O}_2$  en el flujo de gas.

Para dicho programa se asume:

a) Que la composición de la leña es constante durante el proceso de combustión a pesar de que en la realidad no lo sea. Si no se hiciera de esta forma se complicaría el desarrollo del principal objetivo del estudio: la transferencia de calor. Por otro lado los errores surgidos por este tratamiento son menores<sup>8</sup>, que aquellos surgidos del análisis de transferencia.

b) El oxígeno contenido en la leña participa en el proceso de combustión. Habría que señalar que no está comprobado que esto sea así, sin embargo es común en los modelos de combustión considerarlo de esta manera.

c) Todo el carbono contenido en la leña se oxida para formar dióxido o monóxido de carbono. Estudios han demostrado<sup>9</sup> que si la temperatura de combustión es mayor de los 540 °C, la emisión total de hidrocarburos y partículas es de un orden muy pequeño. Aun así, estas emisiones son importantes en cierto periodo de tiempo, sin embargo no son de tan alta magnitud como para significar decrecimiento en la eficiencia de combustión o en la reducción de la temperatura adiabática.

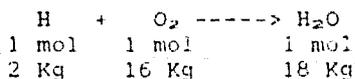
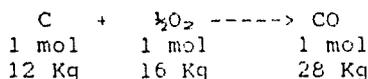
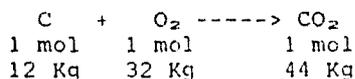
<sup>8</sup> Ibidem.

<sup>9</sup> Baldwin S. " Biomass stoves: Engineering design, development and dissemination". Volunteers in Technical Assistance, USA. Baldwin.

El programa está basado en el llamado análisis último de la leña. El desarrollo para dicho programa consiste en determinar el peso total del flujo de gas seco, del vapor de agua, sus valores caloríficos y la combustión incompleta de la leña para determinar las temperaturas adiabáticas.

A continuación se presenta su desarrollo:

- Se toma la composición última de la madera de acuerdo a este capítulo.
- Las ecuaciones estequiométricas de las reacciones de combustión, se definen por las siguientes ecuaciones:



El grado de incompletez en la combustión (formación de CO) se define como  $x$  = fracción de carbono en la leña que se convierte en CO. Este valor se obtiene comunmente en forma experimental.

Se definen las siguientes cantidades:

$x$  = fracción de carbón que se convierte en CO

$(1-x)$  = fracción de carbón que se convierte en  $\text{CO}_2$

$Cx$  = carbón que en un Kg. de leña formará CO

$C(1-x)$  = carbón que en un Kg. de leña formará  $\text{CO}_2$

De las ecuaciones estequiométricas, por cada 12Kg. de carbón se requieren 32Kg. de oxígeno para hacer  $CO_2$ , así el oxígeno requerido para formar  $CO_2$  es:

$$32 (C(1-x)/12) \text{ Kg.}$$

y para formar CO será:

$$16 (Cx /12) \text{ Kg.}$$

El oxígeno requerido para formar  $H_2O$  se calcula de la siguiente manera:

La leña contiene H Kg. de hidrógeno por cada kilogramo, y según las ecuaciones estequiométricas, requiere 8H Kg. de oxígeno, para hacer 9H Kg. de  $H_2O$ . Pero como existen O Kg. de oxígeno en la leña, entonces se requieren  $(8H-O)$ Kg. de oxígeno, es decir:

$$32 (8H - O /32) \text{ Kg. de Oxígeno para } H_2O.$$

El oxígeno total requerido para la combustión será:

$$32 (C (1-x)/12) + 16 (Cx/12) + (8H - O) \text{ Kg}$$

ó

$$C/12 (32 - 16x) + (8H - O)$$

ó

$$1/32 [C/12 (32 - 32x + 16x - 8H - O)] \text{ mol Kg}$$

es decir el oxígeno requerido para la combustión (OCOMB):

$$OCOMB = C/24 (2 - x) + (8H - O)/32 \text{ Kg mol.}$$

La determinación del nitrógeno en el flujo de gas se da de la siguiente forma:

El aire contiene 79% de nitrógeno y 21% de oxígeno, de tal forma que  $79/21 = 3.76$  es la cantidad de nitrógeno por unidad de oxígeno.

Para determinar el exceso de aire (E) hacemos:

$E$  = moles de oxígeno en el flujo de gas / oxígeno requerido para la combustión.

$$E = \text{OFG}/\text{OCOMB}$$

Para la determinación del peso total de gas seco y húmedo, hacemos lo siguiente:

$$\text{Nitrógeno en el gas, NFG} = \text{OCOMB} (E + 1) 3.76 \text{ Kg mol.}$$

$$\text{CO en el gas, CO}_2\text{FG} = C (1-x)/12 \text{ Kg mol.}$$

$$\text{CO en el gas, COFG} = Cx/12 \text{ Kg mol}$$

$$\text{Vapor de agua en el gas, H}_2\text{OFG} = (9H + CH)/18 \text{ Kg mol.}$$

Total de moles en el gas seco:

$$\text{SUMFGS} = \text{OFG} + \text{NFG} + \text{CO}_2\text{FG} + \text{COFG}$$

El peso total de flujo de gas seco es:

$$\text{PTFGS} = 32 \text{ OFG} + 28 \text{ NFG} + 44 \text{ CO FG} + 28 \text{ COFG Kg}$$

El peso total de vapor de agua en el gas es:

$$\text{PTH}_2\text{O} = 9H + CH \text{ Kg.}$$

La combustión incompleta de la leña se define como la formación de CO. Esto concuerda con el valor calorífico bajo que asume que los productos de combustión son el  $\text{CO}_2$  y el  $\text{H}_2\text{O}$ .

La entalpía de formación del  $\text{CO}_2$  ( $\text{CO} + \frac{1}{2}\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$ ) es:

$$H = 10.1 \text{ MJ/Kg}$$

De esta forma, las pérdidas de calor debidas a la combustión incompleta de la leña están dadas por:

$$\text{PERCOMB} = 10.1 \times 28 \text{ COFG} = 28.8 \text{ COFG MJ/Kg en base seca.}$$

Para determinar el calor específico del gas<sup>10</sup> asumimos que los productos de reacción están compuestos principal-

<sup>10</sup> Byron Bird et al "Transport Phenomena". Ed Wiley International, London 1960.

mente de nitrógeno. Esta afirmación proviene del hecho de que el aire (79% de nitrógeno) que entra a la cámara de combustión se calienta a las temperaturas adiabáticas y es una buena parte del gas que sale por la chimenea. Se toman valores de calores específicos del aire y del nitrógeno para 25 °C y para 1000 °C (temperatura mas baja y más alta en la estufa).

$$\text{aire a } 25 \text{ } ^\circ\text{C } C_p = 1.005 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{K}$$

$$\text{N}_2 \text{ a } 25 \text{ } ^\circ\text{C } C_p = 1.03$$

$$\text{aire a } 1000 \text{ } ^\circ\text{C } C_p = 1.185$$

$$\text{N}_2 \text{ a } 1000 \text{ } ^\circ\text{C } C_p = 1.2$$

y al tomar el promedio no se tendrá un gran margen de error, así asumimos que el calor específico del flujo de gas seco es:

$$C_p = 1.1 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{K}$$

De igual manera se toma un promedio del calor específico del agua a 100 °C y a 1000 °C para la humedad contenida en la leña y para el hidrógeno contenido que se transforma en agua, los valores son :

$$\text{agua a } 100 \text{ } ^\circ\text{C } = 2.14 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{K}$$

$$\text{agua a } 1000 \text{ } ^\circ\text{C } = 2.48$$

y el promedio:

$$C_p (\text{H}_2\text{O}) = 2.3 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{K}$$

Se supone una temperatura ambiente de 25 °C.

El balance de calor para la determinación de la temperatura adiabática ( $\theta$  ad) para  $(1 + CH)$  Kg de leña está dado por:

$$\text{Peso total de la leña (PTleña)} = 1 + CH \text{ Kg}$$

Energía de combustión (Eleña)(PTleña),

$$(\text{Eleña})(\text{PTleña}) = \text{PTFGS}(\text{CPFGS}) + \text{PTH}_2\text{O}(\text{CPH}_2\text{O})(\theta \text{ ad} - 25^\circ\text{C}) + \text{PERCOMB}$$

Y despejando la  $\theta$  ad se tiene (multiplicando por 1000 para obtener MJ):

$$\theta \text{ ad} = (1000(\text{Eleña})(\text{PTleña}) - \text{PERCOM}) / (\text{PTFGS})(\text{CPFGS}) + (\text{PTH}_2\text{O})(\text{CPH}_2\text{O}) + 25^\circ\text{C}) \cdot K$$

El calor efectivo cedido por la leña será:

$$Q = Q_{\text{leña}} - Q_{\text{combincom}} + Q_{\text{evap}}$$

donde:

$Q_{\text{combincom}} = \text{COMBINC (MP)} / \text{PTLEÑA}$  (es negativo pues es calor perdido del  $Q_{\text{leña}}$ ) y se refiere al calor perdido por la combustión incompleta de la leña, es decir, el calor que se pierde por formar monóxido de carbono.

$Q_{\text{evaporación}} = CH (\text{MP})(L)$ , (es positivo porque es un calor adicional que no se toma en cuenta en  $Q_{\text{leña}}$ ) y se refiere al calor perdido por evaporar el contenido de humedad en la leña.

COMBINC = Combustión incompleta.

MP = Velocidad de quemado de la leña.

PTLEÑA = Peso total de la leña.

PTFGS = Peso total del flujo de gas seco.

CPFGS = Calor específico del flujo de gas seco.

PTH<sub>2</sub>O = Peso total del vapor de agua en el flujo de gas.

CPH<sub>2</sub>O = Calor específico del vapor de agua en el flujo de gas.

CH = Contenido de humedad en la leña.

L = Calor latente del vapor de agua.

La velocidad de quemado de la leña es la cantidad de combustible que se quema durante determinado periodo de tiempo. Esta cantidad varía dependiendo de la entrada de aire y la calidad de la combustión. Así mismo, desde el punto de vista del usuario, dependiendo del tipo de tarea que vaya a realizarse en la estufa, el proceso de quemado variará. De esta forma, para la ebullición de agua, por ejemplo, la velocidad de quemado será mayor pues se está hablando de un proceso de alta potencia (se requiere mayor energía por unidad de tiempo), mientras que para mantener hirviendo agua, el calor requerido por unidad de tiempo será menor, por lo que será un proceso de baja potencia y por tanto la velocidad de quemado de la leña será menor.

Debido a la complejidad de la descripción del proceso de combustión, es difícil obtener un valor teórico para este valor, por lo que los cálculos se hacen normalmente con valores experimentales. En particular, para este capítulo, se utilizará un valor experimental obtenido de diez medidas realizadas en diferentes paranguas cuerecutzri para la cocción de tortillas, reconociendo que es necesaria una investigación mayor sobre este punto.

Los resultados del programa que se utilizarán, son aquellos que tienen un valor típico de contenido de humedad (15%) y son los siguientes:

Para CH = .15

Para E = 0

% O = 9.5

% CO = 1.4

% H<sub>2</sub>O = 19.3

PTH<sub>2</sub>O = 0.69 Kg.

PTFGS = 6.19 Kg.

Eleña = 15.94 MJ.

θ ad = 2389.8 °K

COMBINC = 0.77 MJ./Kg.

Para E = 1

% O = 10.51

% CO = 9.77

% H<sub>2</sub>O = 6.41

PTH<sub>2</sub>O = 0.69 Kg.

PTFGS = 11.94 Kg.

Eleña = 15.94 MJ.

θ ad = 1492.6 °K

COMBINC = 0.77 MJ./Kg.

Para E = 2

% O = 14.01

% CO = 6.52

% H<sub>2</sub>O = 6.41

PTH<sub>2</sub>O = 0.6 Kg.

PTFGS = 17.6 Kg.

Eleña = 15.94 MJ.

θ ad = 1134.4 °K

COMBINC = .77 MJ./Kg.

Para E = 3

% O = 15.76

% CO = 4.89

% H<sub>2</sub>O = 4.81

PTH<sub>2</sub>O = 0.69 Kg.

PTFGS = 23.44 Kg.

Eleña = 15.94 MJ.

θ ad = 941.6 °K

COMBINC = 0.77 MJ./Kg.

Tomando E=1 y E=2 como valores más comunes en los procesos de combustión, calculamos el valor de Q para los valores obtenidos para estos excesos de aire, para el valor ex-

perimental  $M_p = 0.0006$  Kg leña / segundo y según las ecuaciones expuestas anteriormente, se tendrá:

Para  $E=1$  y para  $E=2$  (no dependen del exceso de aire)

$Q$  leña = 8113 Watts

$Q$  evaporación = 203.13 W

$Q$  combinc = 396.5 W

1

# ANALISIS DE LOS FENOMENOS DE TRANSPORTE EN UNA ESTUFA DE LEÑA

## IV.1. Introducción.

El análisis de los procesos que tienen lugar en una estufa de leña no es, en sentido alguno, un problema simple. En una estufa de leña ocurren una gran cantidad de fenómenos complicados como los de transporte de masa (difusión), momento (flujos viscosos) y energía (transferencias de calor por conducción, convección y radiación), reacciones químicas y transiciones de fase durante la combustión de la leña, y otros fenómenos más que, en general, son procesos irreversibles y fuera de equilibrio y donde el fluido involucrado es una mezcla multicomponente de gases y partículas sólidas. La combustión de la leña, en particular, representa una de las mayores dificultades en el análisis de los fenómenos de transporte en este sistema, ya que este proceso, que constituye la fuente de calor de la estufa, se encuentra relacionado de manera muy estrecha con las características particulares de la leña que se utiliza como combustible.

El fenómeno de la combustión de la leña fue considerado ya en el capítulo anterior de este trabajo, donde se presentaron la teoría correspondiente y su aplicación para el pro-

blema concreto que nos interesa. En el presente capítulo se realiza el análisis de las transferencias de calor y de los flujos hidrodinámicos de masa, momento y energía en una estufa de leña. Estos análisis se realizan en términos de modelos relativamente simples pero que permiten, en alguna medida, proporcionar respuestas cuantitativas, o al menos cualitativas, para algunas de las múltiples cuestiones que se han venido acumulando de las experiencias de muchos años en este campo. Lo que se espera también de estos análisis es que permitan ir construyendo una base teórica que en algún momento haga posible la obtención de diseños de estufas de leña más eficientes.

En las siguientes secciones de este capítulo se establecen las ecuaciones generales de balance de masa, momento y energía dentro del marco de la termodinámica irreversible clásica, se describe la geometría de una estufa de leña típica, y se propone un modelo sencillo con el que se estudian los fenómenos de transporte que ocurren el interior de la misma.

#### IV.2. Teoría Clásica de los Procesos de Transporte.

La base de la teoría clásica de los procesos de transporte en un fluido formado por  $r$  componentes  $\alpha$  ( $\alpha = 1, 2, \dots, r$ ) se encuentra en los principios generales de

balance de masa, momento, y energía expresados por las ecuaciones siguientes<sup>1</sup>:

$$\text{Balance de Masa Parcial : } D(\rho_a) = \Gamma_a - \text{div}(\rho_a \vec{u}_a) \quad (1)$$

$$\text{Balance de Masa Total : } D(\rho) = 0 \quad (2)$$

$$\text{Balance de Momento : } D(\rho \vec{v}) = \rho \vec{F} - \text{div } P \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{Balance de Energía : } D(\rho e) &= -P \\ &: D - \text{div } \vec{q} + \sum \rho_a \vec{u}_a \cdot \vec{F}_a \end{aligned} \quad (4)$$

donde se ha utilizado la siguiente notación:

$\rho_a$  Densidad de Masa del Componente  $a$

$\rho = \sum_{a=1}^r \rho_a$  Densidad de Masa Total

$\vec{v}_a$  Velocidad del Componente  $a$

$\vec{v} = \sum_{a=1}^r (\rho_a / \rho) \vec{v}_a$  Velocidad Baricéntrica

$\vec{u}_a = \vec{v}_a - \vec{v}$  Velocidad de Difusión

$\Gamma_a$  Producción de Masa del Componente  $a$  (por unidad de volumen y unidad de tiempo)

$\vec{F}_a$  Fuerza de Cuerpo Específica sobre el componente  $a$

$\vec{F} = \sum_{a=1}^r (\rho_a / \rho) \vec{F}_a$  Fuerza de Cuerpo Específica Baricéntrica

$P$  Tensor de Presiones (simétrico)

$e$  Energía Interna Específica

$D$  Tensor de Rapidez de Deformación

$\vec{q}$  Flujo de Calor No-Convectivo

<sup>1</sup> Bowen, R.M. "Theory of Mixtures" En Continuum Physics, Vol III. Editor A.C. Eringen, Academic Press, N.Y. 1976.

y se ha definido el operador D de acuerdo con la relación

$$DA = (dA/dt) + A \operatorname{div} v = (\partial A/\partial t) + \operatorname{div} (A\vec{v}) \quad (5)$$

para cualquier función A de la posición y del tiempo.

Cuando alguno de los componentes  $\alpha$  del fluido participa en varias reacciones químicas diferentes, el correspondiente término de producción de masa  $\Gamma_\alpha$  tiene también varias contribuciones. Para tomar en cuenta estas contribuciones se introduce una matriz W cuyo elemento  $W_{\alpha\beta}$  representa la cantidad de masa del componente  $\alpha$  que se produce en la reacción química  $\beta$  por unidad de volumen, y una cantidad  $R_\beta$  que representa la rapidez con que ocurre dicha reacción química. De esta manera, la producción de masa  $\Gamma_\alpha$  queda expresada como:

$$\Gamma_\alpha = \sum_{\beta} W_{\alpha\beta} R_\beta$$

donde la suma se extiende sobre todas las reacciones químicas en las que participa el componente  $\alpha$ . Los términos de producción de masa deben satisfacer, además, una ecuación estequiométrica como la siguiente:

$$\sum_{\alpha=1}^r \Gamma_\alpha = \sum_{\alpha,\beta} W_{\alpha\beta} R_\beta = 0 \quad (6)$$

a fin de que se satisfaga también el principio de conservación de la masa total.

Para incluir la segunda ley de la termodinámica en esta teoría se introduce también una ecuación de balance para la entropía :

$$D(\rho\eta) = \sigma - \operatorname{div} \vec{J} \quad (7)$$

donde  $\eta$  es la entropía específica,  $\sigma$  es la producción de entropía (por unidad de volumen y unidad de tiempo), y  $J$  es el flujo noconvectivo de entropía. La segunda ley de la termodinámica, entonces, queda expresada por la condición

$$\sigma \geq 0, \quad (8)$$

pues de acuerdo con la formulación clásica de esta ley, en el caso de un sistema aislado, por lo que no intercambia entropía, ni conductiva ni convectivamente con sus alrededores, el cambio que sufre su entropía es cero en un proceso reversible y positivo en uno irreversible<sup>2</sup>. Las expresiones para la producción y el flujo de entropía se obtienen usando la ecuación (4) que expresa el balance de energía y la hipótesis de equilibrio local, la cual implica que la entropía específica del fluido debe ser función de las mismas propiedades intensivas de las que depende en el caso de equilibrio,

$$\eta = \eta(e, p, N_\alpha) \quad (9)$$

y que las ecuaciones de estado para la temperatura  $\theta$ , la presión  $p$  y el potencial químico  $\mu_\alpha$  se determinan por:

$$\frac{1}{\theta} = \frac{\partial \eta}{\partial e} \quad (10)$$

$$\frac{p}{\theta} = - \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial \eta}{\partial p} \quad (11)$$

$$\frac{\mu_\alpha}{\theta} = - \frac{\partial \eta}{\partial N_\alpha} \quad (12)$$

<sup>2</sup> Yourgrau, M., Vander Merwe, A., Raw, G., "Treatise on Irreversible and Statistical Thermophysics" The Macmillan Company, N.Y., 1966.

donde  $N_\alpha = \rho_\alpha / \rho$  es la fracción de masa del componente  $\alpha$ .<sup>3</sup>

Las expresiones que se obtienen para  $J$  y  $\sigma$  son las siguientes<sup>4</sup>:

$$\vec{J} = \frac{(\vec{q} - \sum_{\alpha} \rho \mu_{\alpha} \vec{u}_{\alpha})}{e} \quad (13)$$

$$\sigma = \vec{q} \cdot \text{grad}(1/\theta) - (1/\theta)T:D - \sum_{\alpha} (\rho \vec{u}_{\alpha}) \left[ \text{grad}(\mu_{\alpha}/\theta) - (F_{\alpha}/\theta) \right] + \sum_{\alpha} R_{\alpha} (A_{\alpha}/\theta) \quad (14)$$

donde  $A_B$  es la afinidad química de la reacción B, la cual está definida como:

$$A_B = - \sum_{\alpha=1}^r \mu_{\alpha} W_{\alpha B} \quad (15)$$

y T es la parte viscosa del tensor de presiones, esto es,

$$T = P - pI \quad (16)$$

siendo I el tensor unidad.

Dentro de este formalismo es necesario proporcionar ecuaciones constitutivas para el tensor de presiones y el flujo de calor. Tales ecuaciones, en el caso de fluidos isotrópicos newtonianos, son relaciones lineales entre el tensor de presiones y el tensor de rapidez de deformación y entre el flujo de calor y el gradiente de la temperatura, esto es,

$$P = (p - \gamma \text{Tr } D)I - 2\mu D \quad (17)$$

$$\vec{q} = -k \text{grad } \theta \quad (18)$$

<sup>3</sup> Glansdorff, D y Prigogine, I., "Thermodynamic Theory of Structure, Stability and Fluctuations", Wiley-Interscience, London, 1971.

<sup>4</sup> Ibidem.

donde  $p$  es la presión termodinámica,  $\gamma$  y  $\mu$  son los coeficientes de viscosidad,  $\text{Tr } D$  es la traza del tensor de rapidez de deformación  $D$ ,  $k$  es la conductividad térmica y  $\theta$  la temperatura<sup>5</sup>. Aquí cabe señalar que los coeficientes de viscosidad y la conductividad térmica del fluido no son constantes en general sino funciones de las propiedades que caracterizan el estado termodinámico de éste. Las ecuaciones constitutivas (17) y (18) se conocen como las leyes de Navier-Newton y de Fourier-Newton, respectivamente.

Cuando estas ecuaciones constitutivas son introducidas en la ecuación para el balance de momento (3) se obtienen las conocidas ecuaciones de Navier-Stokes :

$$D(\rho \vec{v}) = \rho \vec{F} - \text{grad } p + \text{grad}(\gamma \text{ div } \vec{v}) + \text{div}(2\mu D) \quad (19)$$

Estas ecuaciones se reducen a la expresión

$$D(\rho \vec{v}) = \rho \vec{F} - \text{grad}[p - (\gamma + \mu)(\text{div } \vec{v})] + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (20)$$

cuando los coeficientes de viscosidad pueden suponerse constantes.

Terminaremos esta sección con una observación adicional sobre los coeficientes de viscosidad y la relación entre las presiones termodinámica y mecánica.

La presión mecánica  $\langle p \rangle$  es la media de los esfuerzos normales,

$$\langle p \rangle = \frac{1}{3} \text{Tr } P$$

<sup>5</sup> Currie, I.G., "Fundamental Mechanics of Fluids", Mc Graw Hill, N.Y., 1974.

y su naturaleza es puramente hidrostática o hidrostática más una componente que surge de los esfuerzos que resultan del movimiento del fluido. Esta presión es, en general, diferente de la presión termodinámica  $p$  definida por la ecuación (11). La relación entre las presiones mecánica y termodinámica en un fluido se desprende de la ecuación constitutiva (17) :

$$\langle p \rangle = p - \left[ \Upsilon + (2\mu/3) \right] \operatorname{div} \vec{v}$$

Esta relación expresa que la diferencia entre las presiones mecánica y termodinámica es proporcional a la divergencia de la velocidad. El factor de proporcionalidad en esta relación se llama viscosidad de bulo y se denota por  $K$ . Esto es,

$$p - \langle p \rangle = K \operatorname{div} \vec{v}$$

donde  $K = \Upsilon + 2\mu/3$ . De los tres coeficientes de viscosidad  $\Upsilon$ ,  $\mu$  y  $K$ , solamente dos son independientes, el tercero está determinado por la ecuación anterior. En el caso de los gases monoatómicos las presiones mecánica y termodinámica son iguales dado que el único modo de energía molecular es la traslacional, y consecuentemente la viscosidad de bulo es cero para estos gases. De esto se desprende que para los gases monoatómicos existe solamente un coeficiente de viscosidad independiente, pues  $K = 0$  implica

$$\Upsilon = - (2\mu/3).$$

Esta ecuación se conoce como la relación de Stokes. Para los gases poliatómicos y para los líquidos se encuentra

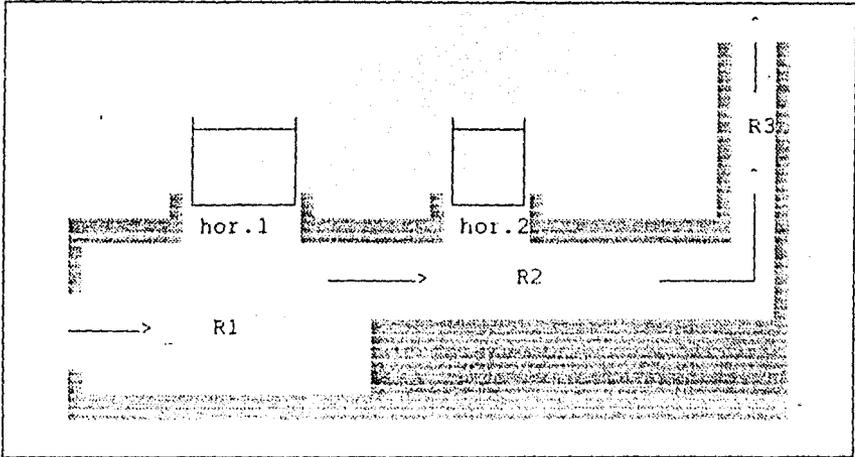
que la viscosidad de bulto no difiere mucho de cero generalmente, por lo que muchas veces la relación de Stokes es incorporada en la ecuación (17) para el tensor de presiones. Las ecuaciones de Navier-Stokes, en este caso quedan como:

$$D(\rho \vec{V}) = \rho \vec{F} - \text{grad} p - (\mu/3)(\text{div} \vec{V}) + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (21)$$

#### IV.3. Geometría de una Estufa de Leña.

En el interior de una estufa de leña, lo que constituye nuestro sistema de interés, existen tres regiones importantes,  $R_1$ ,  $R_2$  y  $R_3$ , donde tienen lugar los procesos de transporte. Estas tres regiones, tal como se muestra esquemáticamente en la figura 1, son la cámara de combustión, la zona de transferencia y la chimenea. La cámara de combustión tiene una entrada, de área  $A_1$ , por donde se introduce la leña y entra el aire que hace posible la combustión. En la parte alta de esta región se encuentra también una de las dos hornillas de la estufa. La zona de transferencia es un conducto que conecta la cámara de combustión con la chimenea, y en su parte superior se encuentra la segunda hornilla. Este conducto es recto, tiene una sección transversal de área  $A_2$  uniforme y su longitud es  $L$ . La chimenea alcanza una altura  $H$  y el área

de su sección transversal es  $A_3$ . El área de cada una de las hornillas es  $a$ .



#### IV.4. Análisis de los Fenómenos de Transporte en una Estufa de Leña.

En el análisis que a continuación se realiza de los fenómenos de transporte en una estufa de leña será utilizado un modelo sencillo definido por la siguiente lista de suposiciones :

a) La mezcla de gases y partículas sólidas que constituyen los humos que resultan de la combustión se considera como un fluido simple cuyas propiedades de transporte son iguales a las del aire, el cual, además, se considera como gas ideal.

Esta hipótesis implica, en particular, que en el modelo no serán considerados los procesos de difusión.

b) El flujo de los gases se supone en régimen estacionario. La respuesta dinámica del sistema en la transición al estado estacionario no será considerada.

c) El flujo de los gases se considera como un proceso de convección natural (no forzada).

d) Los efectos de viscosidad sólo se tomarán en cuenta en la zona de transferencia.

e) Excepto en las hornillas, las paredes de la estufa (cámara de combustión, zona de transferencia y chimenea) se suponen adiabáticas.

f) La calidad de la combustión de la leña será considerada en términos de la temperatura  $\theta_c$  de los gases en la entrada a la zona de transferencia. Esta temperatura es un indicador adecuado de la calidad de la combustión debido a que está relacionada estrechamente con la eficiencia de combustión.

Antes de pasar al análisis detallado de los transportes de momento y energía para cada una de las regiones importantes de la estufa, se verá de que manera se reducen las ecuaciones de balance generales usando las hipótesis introducidas en este modelo.

#### IV.4.1 Flujo Estacionario de un Fluido Viscoso Monocomponente.

Tal como se indica en la hipótesis (a) de nuestro modelo, el estudio del flujo de los gases será realizado sin considerar el proceso de difusión de los diferentes compo-

mentos de la mezcla. El flujo de los gases, entonces, se considera como el de un fluido monocomponente con densidad de masa  $\rho$ , la cual es un promedio de las densidades de los componentes de la mezcla real.

De esta manera, y suponiendo condiciones estacionarias, las ecuaciones generales de balance de masa (2), momento (3) y energía (4) se reducen a las expresiones siguientes :

$$\text{Balance de Masa Total : } \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (22)$$

$$\text{Balance de Momento : } \rho \vec{v} \text{grad } \vec{v} = \rho \vec{g} - \text{grad } p - \text{div } T \quad (23)$$

$$\text{Balance de Energía : } \text{div}(h\vec{v} + \vec{q}) = \vec{v} \text{grad } p - T:D \quad (24)$$

donde

$$h = Pe + p \quad (25)$$

es la densidad de entalpía del fluido y el tensor de presiones ha sido expresado en términos de la presión  $p$  y la parte viscosa  $T$ .

Las ecuaciones (22), (23) y (24) pueden combinarse para dar lugar a la siguiente expresión :

$$\text{div} \left[ \left( \frac{\rho v^2}{2} + \rho \phi + h \right) \vec{v} + T\vec{v} + \vec{q} \right] = 0 \quad (26)$$

donde  $\phi$  es el potencial gravitacional, del cual la aceleración de la gravedad se obtiene como:

$$\vec{g} = - \text{grad } \phi$$

La ecuación (26) tiene una forma particularmente útil para el análisis de los procesos de transporte en términos de volúmenes de control como son las regiones  $R_1$ ,  $R_2$ , y  $R_3$  que se muestran en la figura anterior. Esta ecuación se reduce a la expresión

$$\operatorname{div} \left[ \left( \frac{\rho v^2}{2} + p\theta + h \right) \vec{v} \right] = 0 \quad (27)$$

para el caso de un fluido no-viscoso y sin conducción de calor.

#### IV.4.2 El Proceso de Convección Natural. Flujo en la Chimenea.

El proceso de convección natural o libre, a diferencia de la convección forzada, consiste en el flujo de un fluido determinado únicamente por el efecto boyante que resulta de los gradientes de densidad producidos por calentamiento del fluido. Este proceso nos interesa para el caso del flujo en un tubo de sección uniforme (la chimenea de la estufa).

Aquí serán considerados tres casos. En el primero se calculan las distribuciones de presión, densidad y temperatura para la chimenea en condiciones de equilibrio. En el segundo caso se trata el flujo estacionario no-viscoso en la chimenea, y se determinan también las distribuciones de presión, densidad y temperatura. En el tercero, y último de los casos, se consideran los efectos de la viscosidad en el flujo de los gases en la chimenea. Las razones por las que se consideran estas tres situaciones se reducen a que los resultados de los dos primeros casos permiten la justificación de las aproximaciones que se introducen en el tercer caso, donde se deduce una relación que luego será de utilidad para el cálculo de la eficiencia de la estufa.

a) Las Distribuciones de Presión, Densidad y Temperatura para las Condiciones de Equilibrio.

La chimenea es un tubo recto de longitud  $H$  y sección uniforme de área  $A$ , que se encuentra dispuesto verticalmente. En el extremo inferior de la chimenea, el cual se encuentra en  $z = 0$ , el fluido tiene una densidad de masa  $\rho_0$  y una temperatura  $\theta_0$  a la presión  $p_0$ . Los valores de la presión  $p$ , la densidad  $\rho$ , y la temperatura  $\theta$  para cualquier otro punto dentro de la chimenea, bajo condiciones adiabáticas (las cuales se satisfacen para la atmósfera bajo las condiciones de equilibrio<sup>6</sup>), están determinadas por la ecuación térmica de estado y la ecuación de adiabáticas del fluido. Tales ecuaciones, en el caso de un gas ideal [hipótesis (a) del modelo propuesto], son las siguientes<sup>7</sup>:

$$p = R\rho\theta \quad (28)$$

$$p = p_0 \left[ \frac{\rho}{\rho_0} \right]^\gamma \quad (29)$$

donde  $R$  es la constante de los gases, y  $\gamma = C_p/C_v$  es el cociente de los calores específicos a presión y a volumen constantes.

Por su parte, la ecuación de balance de momento se reduce a la condición de equilibrio

$$\frac{dp}{dz} = -\rho g \quad (30)$$

<sup>6</sup> Fermi., "Thermodynamics", Dover.

<sup>7</sup> Ibidem.

cuya integración, y usando las ecuaciones (28) y (29), conduce a las expresiones siguientes para las distribuciones de presión, densidad y temperatura de equilibrio :

$$p = p_0 \left[ 1 - (g/c^2)(\gamma - 1)z \right]^{1/(\gamma - 1)} \quad (31)$$

$$\rho = \rho_0 \left[ 1 - (g/c^2)(\gamma - 1)z \right]^{1/(\gamma - 1)} \quad (32)$$

$$\theta = \theta_0 \left[ 1 - (g/c^2)(\gamma - 1)z \right] \quad (33)$$

donde  $c^2 = (p_0 / \rho_0)$  es la velocidad del sonido a la temperatura  $\theta_0$ . Las gráficas de estas funciones se muestran en la figura 4 para el intervalo de  $z = 0$  a  $z = H = 2.0$  m. que corresponde a la longitud típica de la chimenea de una estufa de leña. Los valores  $p_0$ ,  $\rho_0$  y  $\theta_0$  de las propiedades en el extremo inferior de la chimenea que se consideraron para estas gráficas son los que corresponden a las condiciones normales ( $p_0 = 1.013 \cdot 10^5$  N/m<sup>2</sup>,  $\rho_0 = 1.29$  Kg/m, y  $\theta_0 = 273.16$  °K).

#### b) Flujo No-Viscoso y Estacionario.

El flujo de los gases en la chimenea ocurre a lo largo de ésta, y la velocidad, dado que el fluido se supone no-viscoso, depende solamente de la coordenada en esa dirección, esto es,

$$\vec{v} = v(z) \hat{k}$$

donde  $\hat{k}$  es el vector unitario que apunta en la dirección positiva del eje coordenado Z (verticalmente hacia arriba).

La ecuación de balance de masa (22) para este caso implica:

$$\rho(z)V(z) = \rho_0 V_0 \quad (34)$$

donde  $\rho_0$  y  $V_0$  son los valores de la densidad y la velocidad en el extremo inferior del tubo.

Ahora, si la transferencia de calor en la chimenea se debe solamente al proceso de convección, entonces la ecuación que rige el transporte es la ecuación (27), de la cual se sigue que:

$$V^2 + 2\Phi + 2(h/\rho) = V_0^2 + 2\Phi_0 + 2(h_0/\rho_0) \quad (35)$$

Entonces, tomando en cuenta que la densidad de entalpia para un gas ideal está dada por la relación

$$h = (C_p/R) \cdot p \quad (36)$$

y usando la ecuación (29) que rige procesos adiabáticos de un gas ideal, de la ecuación (35) se obtiene la siguiente expresión para la distribución de velocidades del fluido en la chimenea :

$$2gz = [ V_0^2 - V^2 ] - \left[ \frac{2c^2}{\gamma - 1} \right] \left[ (V_0/V)^{\gamma-1} - 1 \right] \quad (37)$$

De manera análoga se obtienen también las distribuciones para la presión, la densidad y la temperatura:

$$2gz = V_0^2 \left[ 1 - (p_0/p)^{\gamma/\gamma-1} \right] + \frac{2c^2}{\gamma - 1} \left[ 1 - (p_0/p)^{(1-\gamma)/\gamma-1} \right] \quad (38)$$

$$2gz = V_0^2 \left[ 1 - (p_0/\rho)^2 \right] + \frac{2c^2}{\gamma - 1} \left[ 1 - (p_0/\rho)^{(1-\gamma)} \right] \quad (39)$$

$$2gz = V_0^2 \left[ 1 - (\theta_0/\theta)^{2/(\gamma-1)} \right] + \frac{2c^2}{\gamma - 1} \left[ 1 - (\theta_0/\theta)^{-1} \right] \quad (40)$$

las cuales se reducen a las expresiones correspondientes para el caso de equilibrio cuando  $V_0 = 0$ . En la gráfica de la ecuación (37) (Fig. 3a) se puede observar claramente que para alturas  $H$  de la chimenea, relativamente pequeñas (del orden de unos cuantos metros), la velocidad en la chimenea es prácticamente constante. Esto tiene la consecuencia importante de que, tal como se observa en las gráficas (3b) y (3c) de las ecuaciones (38) y (39), las variaciones en la presión y en la densidad que resultan únicamente por virtud del flujo son muy pequeñas también para tales distancias. Esto significa, entonces, que el gradiente de presión en la chimenea se debe prácticamente al peso del fluido. La distribución de temperaturas (gráfica 3d) también coincide esencialmente con la de equilibrio para alturas pequeñas.

### c) Flujo Viscoso y Estacionario.

El campo de velocidades para este caso tiene, en general, la forma siguiente  $\vec{v}(x,y,z) = v(x,y,z) \hat{k}$  y la ecuación de balance de momento es la ecuación estacionaria de Navier-Stokes :

$$v \left[ \begin{array}{c} \frac{\partial v}{\partial z} \end{array} \right] = - \rho g - \frac{\partial}{\partial z} \left[ p - \frac{\mu}{3} \frac{\partial v}{\partial z} \right] + \mu \nabla^2 v$$

donde la viscosidad  $\mu$  se supuesto constante. Sin embargo, tal como se mostró en el caso no-viscoso, los cambios de la velocidad en la dirección  $z$  son muy pequeños y pueden ser ignorados, por lo que la ecuación anterior se reduce a

$$\mu \nabla^2 v = \mu [(\partial^2 v / \partial x^2) + (\partial^2 v / \partial y^2)] = \rho g + dp/dz \quad (41)$$

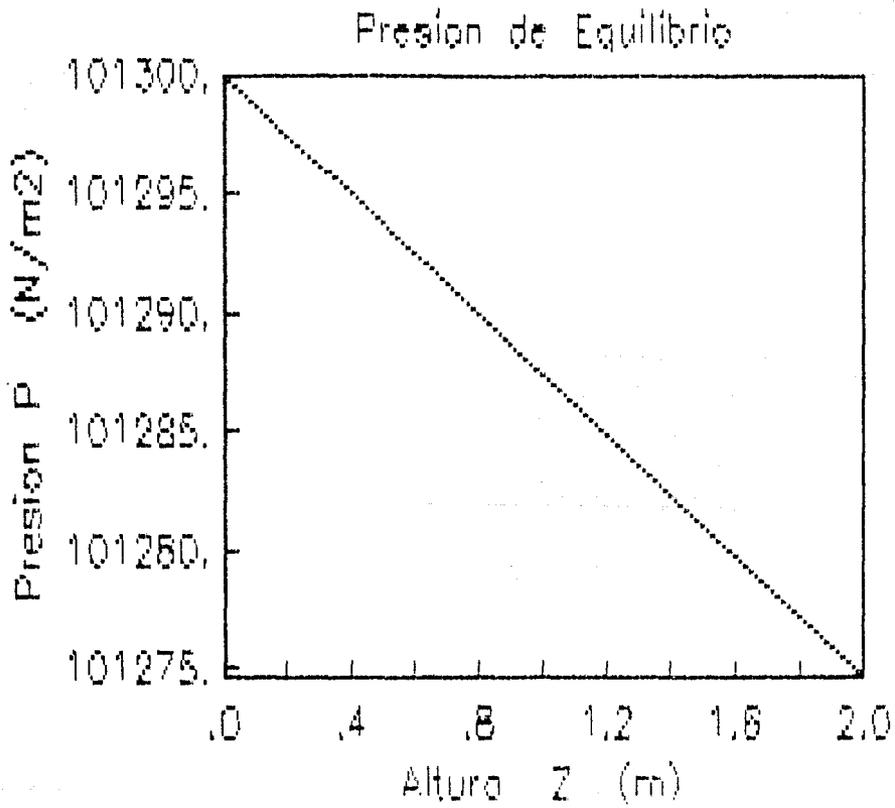


FIGURA 2a

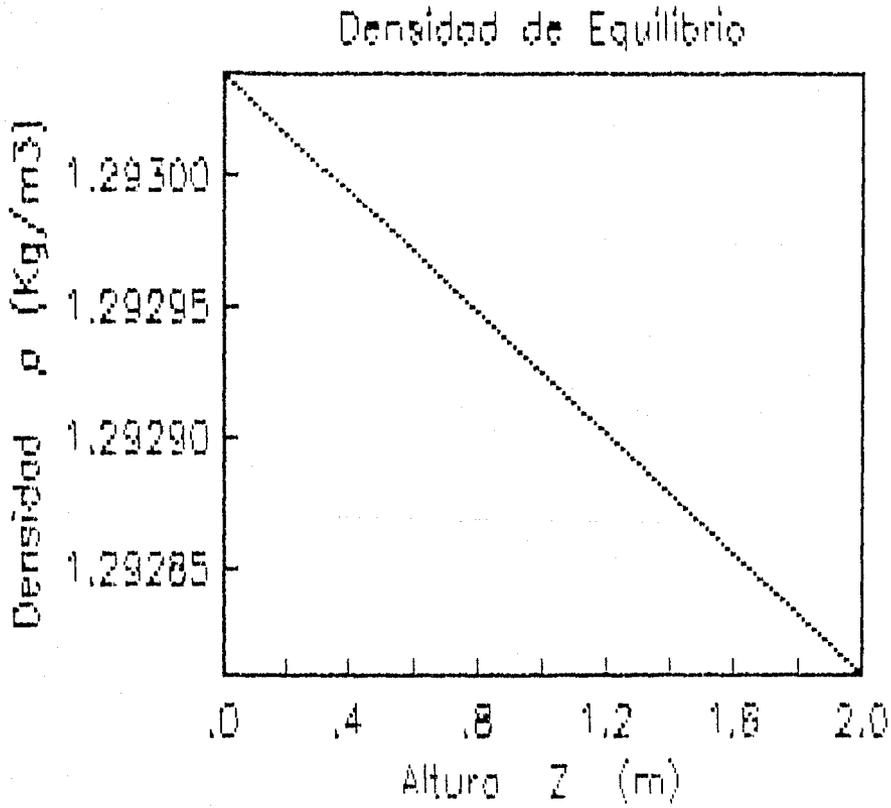


FIGURA 2b

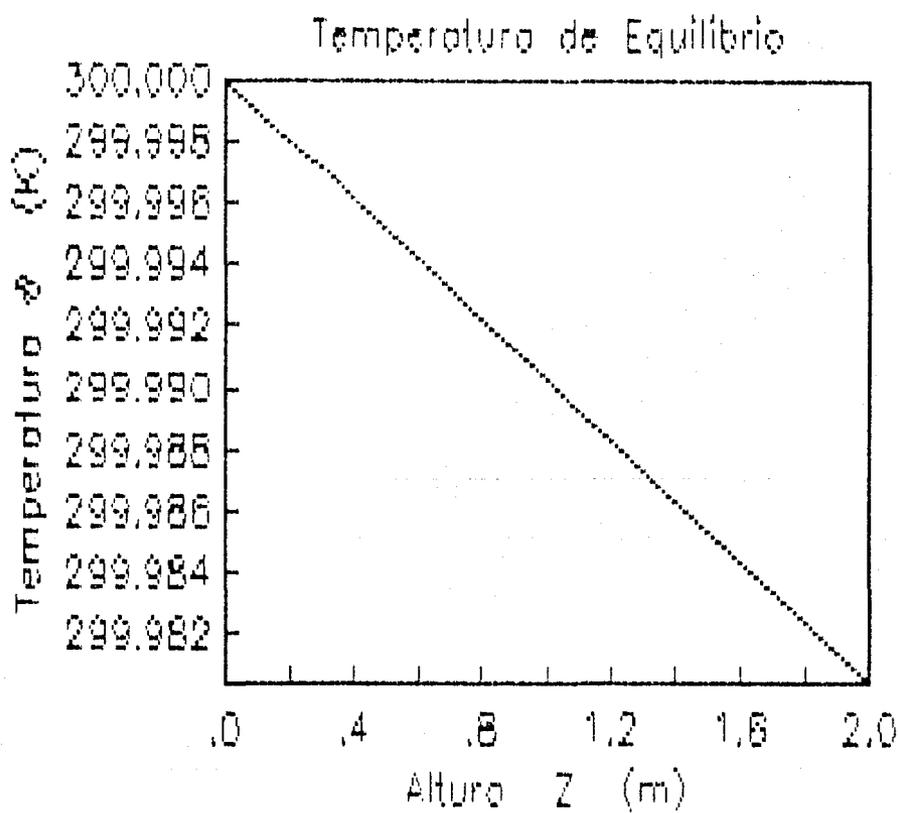


FIGURA 2c

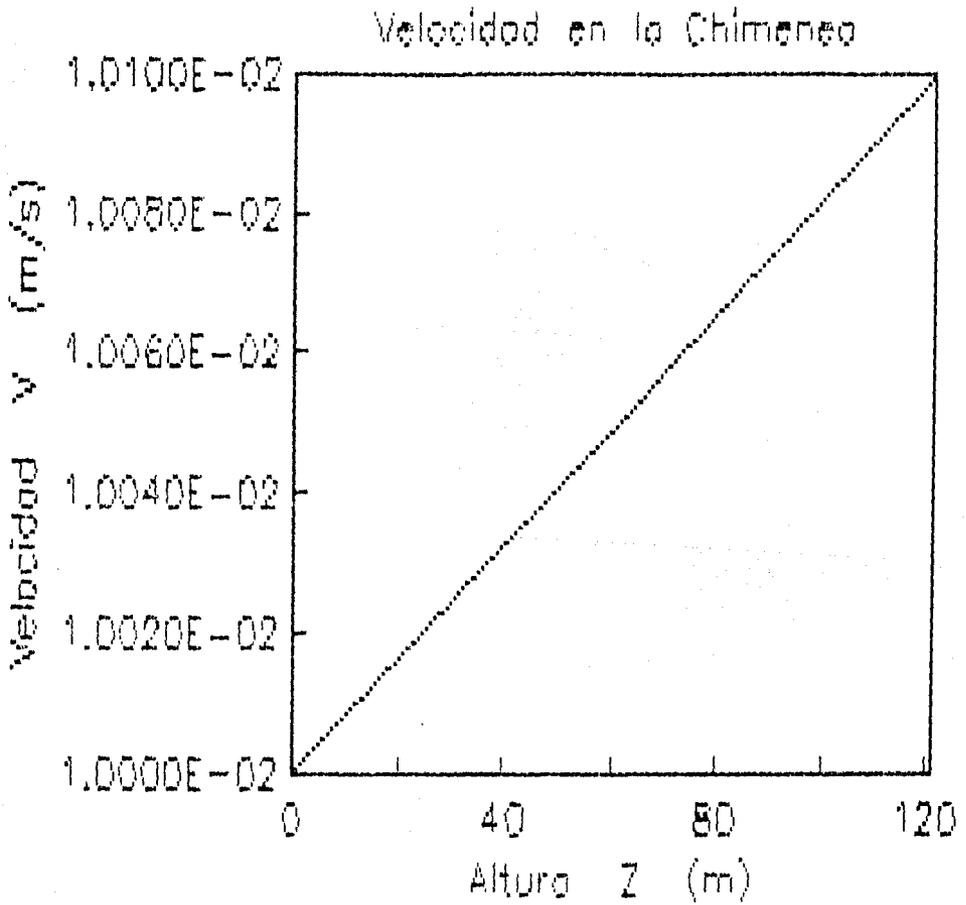


FIGURA 3a

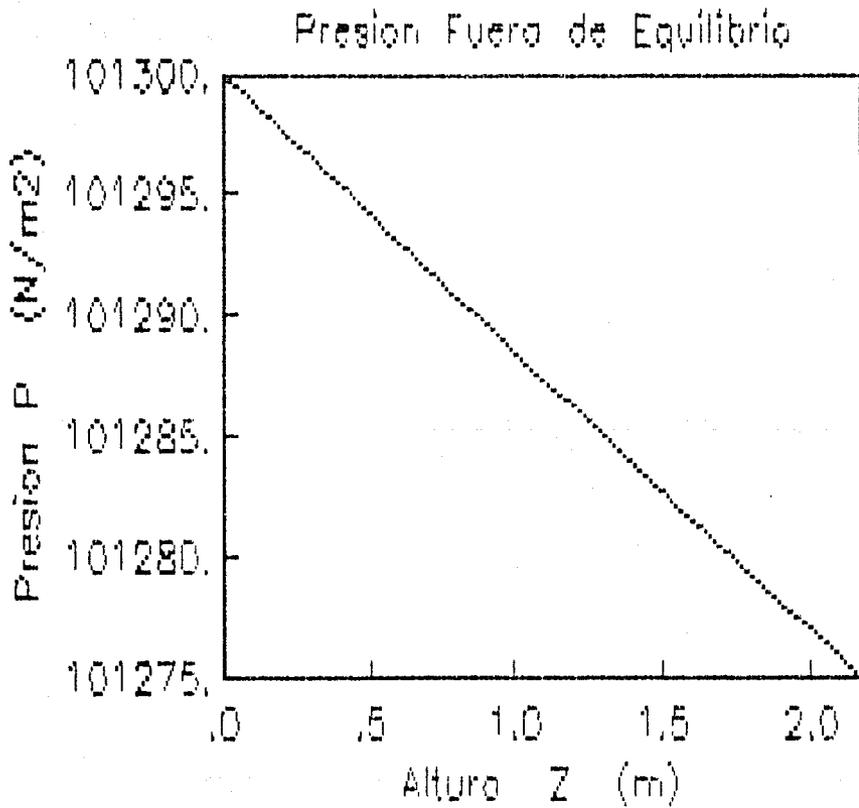


FIGURA 3b

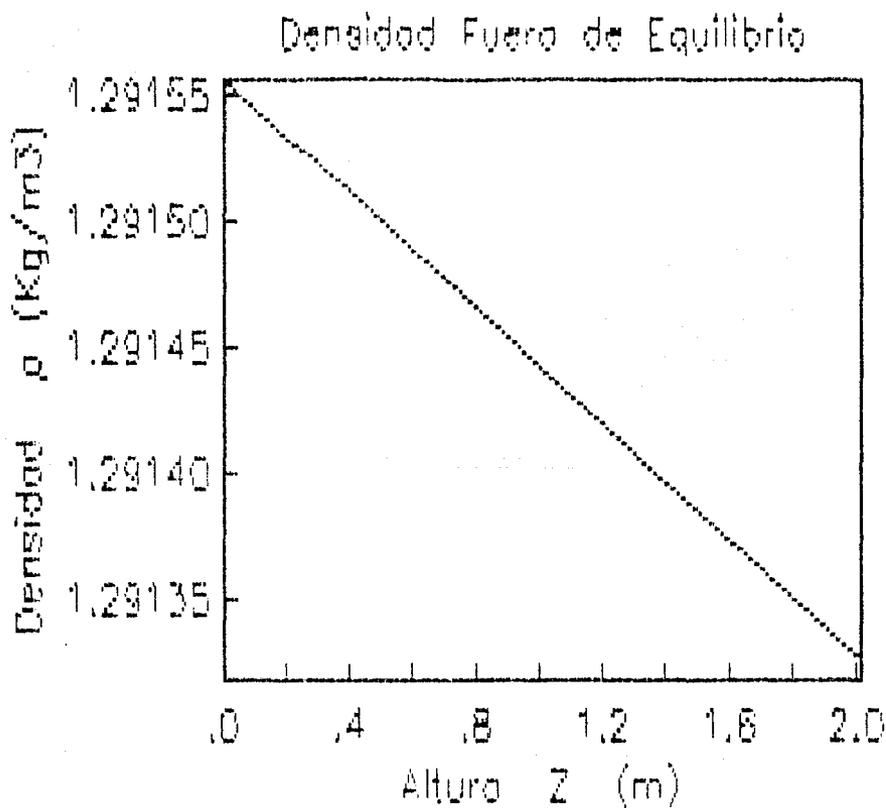


FIGURA 3c

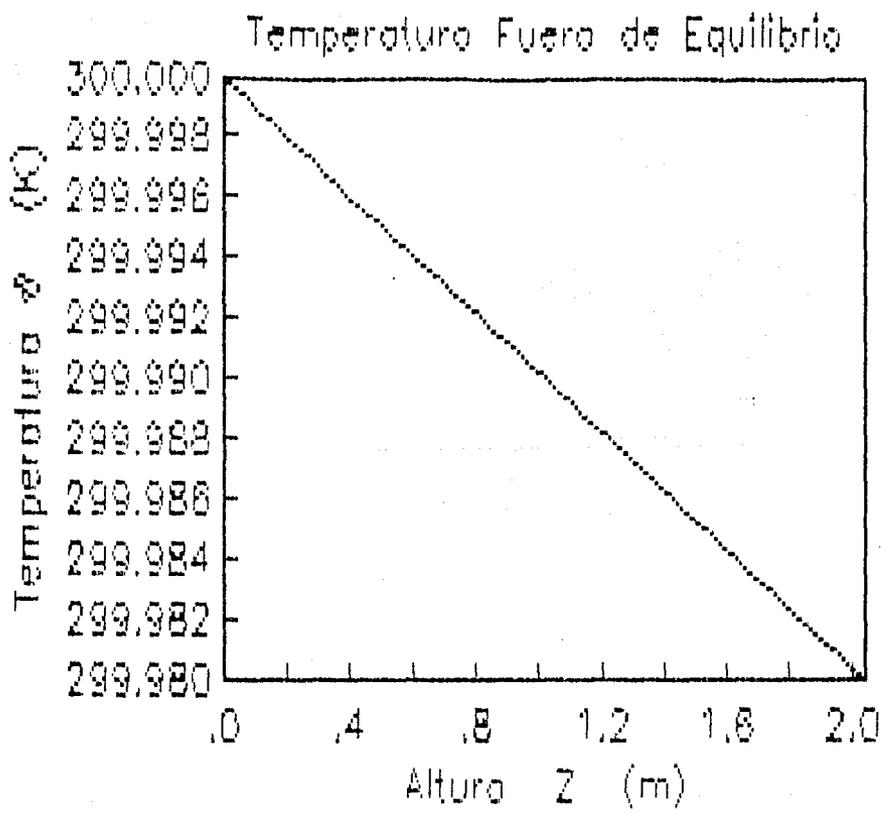


FIGURA 3d

Ahora, con el fin de observar únicamente los efectos de la viscosidad sobre el flujo, es conveniente efectuar los desarrollos de la presión y la densidad de masa alrededor de sus valores de equilibrio, los cuales aquí se denotan por  $\bar{p}$  y  $\bar{\rho}$ . Así se tienen

$$p = \bar{p} + \delta p$$

$$\rho = \bar{\rho} + \delta \rho$$

donde  $\delta p$  y  $\delta \rho$  son las desviaciones de la presión y la densidad de masa respecto a los valores de equilibrio. En estos términos la ecuación (41) queda como sigue :

$$\mu \nabla^2 v = (\bar{\rho} + \delta \rho)g + d(\bar{p} + \delta p)/dz$$

pero además se tiene que

$$\frac{d\bar{p}}{dz} = -\bar{\rho}g$$

y entonces se obtiene la siguiente forma reducida de la ecuación (41):

$$\mu \nabla^2 v = g\delta \rho + d(\delta p)/dz \quad (42)$$

Finalmente, recordando que el gradiente de presión en la chimenea se debe fundamentalmente al peso del fluido (lo cual se mostró en el análisis del flujo no-viscoso), la ecuación (42), con una buena aproximación, puede escribirse simplemente como:

$$\mu \nabla^2 v = g\delta \rho \quad (43)$$

o equivalentemente,

$$\mu \nabla^2 v = -\bar{\rho}\bar{p}g\delta \theta \quad (44)$$

donde  $\beta$  es el coeficiente de dilatación del fluido a la temperatura de equilibrio  $\theta$ .

El significado físico de esta última ecuación es que en el proceso de convección natural existe un balance entre las fuerzas viscosas (resistencia al flujo) y las fuerzas boyantes ( tiro de la chimenea).

Este balance entre la resistencia al flujo y el tiro de la chimenea puede utilizarse para calcular el gasto (el volumen de gas que fluye por unidad de tiempo) de la zona de transferencia a la chimenea en la estufa. Para ello se usará la cuarta hipótesis del modelo, según la cual los efectos de viscosidad solamente son importantes en la zona de transferencia.

En términos de esta hipótesis, el significado de la ecuación (44) se traduce en la condición de que el tiro de la chimenea está balanceado por la resistencia al flujo que tiene lugar en la zona de transferencia, o equivalentemente que las caídas de presión en la chimenea y en la zona de transferencia son iguales. Enseguida se calcularán por separado estas dos caídas de presión en términos de los parámetros relevantes de la estufa.

#### Caida de Presión en la Zona de Transferencia.

La zona de transferencia es un tubo recto de longitud  $L$  y con una sección transversal (uniforme) de área  $A$ . Este tubo está dispuesto horizontalmente (ver figura 1), digamos a lo largo del eje coordenado  $X$ , y el contorno de la sección

transversal tiene una geometría definida por una ecuación de la forma

$$f(y, z) = 0 \quad (45)$$

El flujo en la zona de transferencia, entonces, tiene asociada una velocidad que sólo tiene componente a lo largo del eje X y que depende solamente de las coordenadas transversales, esto es,

$$\vec{v} = v(y, z) \hat{i}$$

De aquí se desprende, entonces, que el flujo en esta zona se rige por la siguiente forma reducida de las ecuaciones de Navier-Stokes:

$$\mu \nabla^2 v = \mu [(\partial^2 v / \partial y^2) + (\partial^2 v / \partial z^2)] = dp/dx \quad (46)$$

Ahora, dado que el miembro derecho de esta ecuación es una función de x solamente, mientras que el miembro izquierdo sólo depende de las coordenadas y y z, es claro que la ecuación (46) se puede escribir en la forma siguiente:

$$\mu \nabla^2 v = \mu [(\partial^2 v / \partial y^2) + (\partial^2 v / \partial z^2)] = \frac{\Delta p}{L} \quad (47)$$

donde  $\Delta p$  es la caída de presión a lo largo de la longitud L de la zona de transferencia. Además, dado que la velocidad  $v(y, z)$  debe anularse en las paredes de esta zona (lo cual constituye las condiciones de frontera ordinarias del flujo viscoso), es natural proponer la velocidad es proporcional a la función  $f(y, z)$ ,

$$v(y, z) = \alpha f(y, z) \quad (\alpha = \text{constante})$$

ya que de esa manera las condiciones de frontera para la velocidad se satisfacen inmediatamente.

De esta forma se obtiene, entonces, la siguiente expresión para la velocidad en la zona de transferencia:

$$v(y,z) = \frac{\Delta p}{\mu L} \frac{f(y,z)}{[(\partial^2 f / \partial y^2) + (\partial^2 f / \partial z^2)]} \quad (48)$$

La forma explícita de la distribución de velocidades se obtiene de esta ecuación una vez que se especifica la geometría del contorno de la sección transversal de la zona de transferencia.

El gasto a través de una sección transversal cualquiera de la zona de transferencia está dado por la siguiente relación:

$$A \langle v \rangle = \int v(y,z) dA = \frac{\Delta p}{\mu L} \int \frac{f(y,z) dA}{[(\partial^2 f / \partial y^2) + (\partial^2 f / \partial z^2)]} \quad (49)$$

donde  $\langle v \rangle$  representa el promedio de la velocidad  $v(y,z)$  sobre el área  $A$ .

Para el caso en que la zona de transferencia es un cilindro rectangular de longitud  $L$ , ancho  $D$  y espesor  $d$ , con  $d \ll D$ , la ecuación (49) se reduce al siguiente resultado para la caída de la presión en esta zona :

$$\Delta p = - 12\mu \frac{L}{d^3} \langle v \rangle \quad (50)$$

o bien,

$$\Delta p = - \left[ 12\mu_m \frac{\theta_{m_T}}{e} \right] \left[ \frac{G}{d^3} \frac{L}{D} \right] \quad (51)$$

donde  $\mu$  es la viscosidad del gas a la temperatura  $\theta_{m_T}$ , la cual es el promedio de las temperaturas  $\theta_1$  y  $\theta_2$  que tiene el gas a la entrada y a la salida de la zona de transferencia, respectivamente y  $G$  es el gasto del flujo de gas a la tempe-

ratura de equilibrio  $\theta$  (la temperatura que aquí se ha considerado como referencia). Esta última ecuación se sigue de la (50) observando que, de acuerdo con la ecuación (34), el flujo de masa  $\rho_m v_m$  a la temperatura  $\theta_{m_T}$  debe ser igual al flujo de masa  $\bar{\rho} \bar{v}$  a la temperatura de referencia, y que, para una presión dada, la densidad media  $\rho_m$  está definida por la temperatura  $\theta_{m_T}$  de acuerdo con la ecuación de estado (28), esto es,

$$p = R \rho_m \theta_{m_T},$$

de tal suerte que, para la misma presión, las densidades media y de referencia están relacionadas con las temperaturas media y de referencia en la forma siguiente :

$$(\bar{\rho}/\rho_m) = (\theta_{m_T}/\bar{\theta}).$$

#### Caida de Presión en la Chimenea.

El término de fuerza boyante  $-\bar{\rho} \bar{g} \theta$  que aparece en el lado derecho de la ecuación (44) representa, físicamente, la densidad de la fuerza resultante del peso y la fuerza de presión que actúa sobre el gas. En consecuencia, el producto  $-\bar{\rho} \bar{g} \theta dz$  representa la caída de presión al pasar de un punto a la altura  $z$  a otro que se encuentra a la altura  $z + dz$ . Debido a esto, es claro que la caída de presión  $\Delta p$  a lo largo de la chimenea estará dada por

$$\Delta p = \int_0^H [-\bar{\rho} \bar{g} (\theta - \theta)] dz \quad (52)$$

donde  $\theta$  es la siguiente función de  $z$  :

$$\theta = \theta_e + (\theta_s - \theta_e)(z/H) \quad (53)$$

donde  $\theta_e$  y  $\theta_s$  son las temperaturas en los extremos inferior y superior de la chimenea, respectivamente, y  $H$  es la longitud de la misma. Esta ecuación para la temperatura se sigue de la condición adiabática expresada en la forma  $\text{div } \vec{q} = 0$ , la cual, usando la ley de Fourier para la conducción de calor, implica que  $d^2\theta/dz^2 = 0$ .

Entonces, sustituyendo (53) en (52) y efectuando la integral se obtiene

$$\Delta p = - \bar{\rho} \bar{\beta} g [ \theta_{mc} - \bar{\theta} ] H \quad (54)$$

donde  $\theta_{mc} = (\theta_s + \theta_e)/2$  es la temperatura media en la chimenea y  $\bar{\theta}$ , como antes, es la temperatura de equilibrio o de referencia.

Esta ecuación también puede escribirse en la forma

$$\Delta p = - g \bar{\rho} \left[ 1 - \frac{\bar{\beta}}{\bar{\beta}_{\theta_{mc}}} \right] H \quad (55)$$

si el coeficiente de dilatación  $\bar{\beta}$  se considera a la temperatura media  $\theta_{mc}$ .

#### El Gasto en la Zona de Transferencia.

Conocer el gasto en la zona de transferencia es importante porque está relacionado directamente con la transferencia de calor por convección, la cual será considerada en la siguiente sección.

Del balance que debe existir entre las caídas de presión en la zona de transferencia y en la chimenea se sigue

que las ecuaciones (51) y (55) deben proporcionar iguales resultados, por lo que

$$\bar{\Gamma}_g \left[ 1 - \frac{\bar{\theta}}{\theta_{mc}} \right] H = \left[ 12\mu_m \frac{\theta_{m_T}}{\theta} \right] \left[ \frac{G}{d^3} \frac{L}{D} \right]$$

donde  $\theta_{mc}$  y  $\theta_{m_T}$  son las temperaturas medias en la chimenea y en la zona de transferencia, respectivamente.

De la ecuación anterior se obtiene inmediatamente que el gasto en la zona de transferencia (a la temperatura de referencia) está dado por la relación

$$G = \frac{\bar{\Gamma}_g}{12\mu_m} \left[ 1 - \frac{\bar{\theta}}{\theta_{mc}} \right] \left[ \frac{d^3 DH}{L} \right] \left[ \frac{\theta}{\theta_{m_T}} \right] \quad (56)$$

Debe observarse que esta relación ha sido obtenida a partir de un análisis hidrodinámico del flujo de los gases en la estufa. Un resultado para la misma magnitud física puede obtenerse mediante un análisis de las transferencias de calor, y ambos resultados, desde luego, deben producir resultados iguales. Esto, como veremos más adelante, permite derivar una expresión para la eficiencia de la estufa.

#### IV.5. Transferencia de calor.

Para simplificar el análisis de la transferencia de calor en la estufa, se divide el sistema en dos regiones. La primera: la cámara de combustión y la segunda: el tunel y la chimenea.

El estudio de la primera región, dará el calor transferido a la olla o al comal situados sobre la cámara de combustión, pero además permitirá obtener su temperatura efectiva. Por otro lado, el análisis de la segunda región dará el calor transferido del túnel a la segunda hornilla y el calor perdido por la chimenea.

Para desarrollar este análisis se hacen las siguientes suposiciones:

a) Las paredes de la estufa y de la chimenea son adiabáticas.

b) La temperatura en la base inferior de ollas es la misma que en la base superior, pues se toma a la olla como un sistema en equilibrio termodinámico.

c) Para la primera hornilla, la temperatura de la base de la olla se toma para un promedio entre la temperatura de la olla y del comal, es decir, la de ebullición, 100 °C y la del comal, 155 °C. La diferencia de los coeficientes de transferencia para estas dos temperaturas no es muy grande y tomar una temperatura promedio permite describir los dos casos.

d) La transferencia de calor de la flama a la base inferior de la olla es fundamentalmente por radiación y convección (los gases son conductores pobres).

e) En la transferencia de calor por convección se supone convección natural.

f) La calidad de la combustión está representada por la temperatura efectiva en la cámara de combustión, que será la misma que a la entrada del túnel.

g) Los gases de combustión se suponen gases ideales, esto permite, sin cometer un error muy grave, igualar el valor de sus características físicas (densidad, viscosidad, expansión volumétrica, etc.) igual a las del aire.

De esta forma, el balance de calor en la cámara de combustión está dado por el calor transferido a las ollas más el contenido en el gas, lo cual puede expresarse como:

$$Q \text{ cámara de comb.} = Q \text{ transferencia} + Q \text{ flujo de gas}$$

donde:

$$Q \text{ cámara de comb.} = Q \text{ leña} - Q \text{ incom} + Q \text{ evap.}$$

$$Q \text{ transferencia} = Q \text{ radiación} + Q \text{ convección.}$$

$$Q \text{ transferencia} = h \text{ (radiación y convección)} A(\theta_e - \theta_1) \text{ y}$$

$$Q \text{ flujo de gas} = \text{es el calor contenido en los gases que no se transfiere a la olla.}$$

está dado por:

$$\begin{aligned} Q \text{ flujo de gas} &= 1/PTLENA \left[ (PTFGS)(CPFGS) + \right. \\ &\quad \left. + (PTH_2O)(CPH_2O) \right] (MP)(\theta_e - \theta_0) \\ &= B (\theta_e - \theta_0) \end{aligned}$$

donde a su vez:

$h$  = Coeficiente global de transferencia.

$\theta_e$  = Temperatura efectiva de la estufa.

$\theta_1$  = Temperatura en la base de la olla.

$\theta_0$  = Temperatura ambiente.

$A$  = Area de transferencia (en este caso, el área del comal)

Debido a que la temperatura adiabática depende del exceso de aire en la combustión, se tendrán diversos resultados según este valor.

Para la segunda hornilla, basándose en el modelo de Lepelier<sup>8</sup> el análisis consiste en evaluar la transferencia de calor por radiación y conducción a partir de los coeficientes de transferencia, los cuales se calculan para la temperatura efectiva de la cámara de combustión (que será la temperatura a la entrada del túnel). Una vez obtenidos estos valores se calcula el flujo en esta zona. La ecuación obtenida para el flujo, se iguala a la obtenida para el mismo flujo por medio del análisis hidrodinámico (ecuaciones 49 y 50 de la sección anterior). Esta igualdad permite obtener una ecuación para la eficiencia de la estufa, en términos de las temperaturas y su geometría.

#### IV.5.1. Cálculo de la transferencia de calor a la primera hornilla.

Como se mencionó anteriormente, la transferencia de calor a la primera hornilla es por radiación y convección natural.

<sup>8</sup> Lepeliere G.D. and Christiaens M. "Heat Transfer and Cooking Woodstove Modelling".

**Radiación.**

La transferencia de calor por radiación está dada por<sup>9</sup>:

$$Q = \sigma \epsilon ((\theta_{ad})^4 - (\theta_1)^4) \quad (1)$$

donde:

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzman.

$\epsilon$  = Emitancia.

$\theta_{ad}$  = Temperatura adiabática de la estufa.

$\theta_1$  = Temperatura de la base de la olla.

Debido a que los problemas de transferencia de calor por conducción se tratan por medio de la ecuación:

$$\partial\theta/\partial t = V^2\theta$$

cuya solución está dada en términos de un coeficiente de transferencia y como el calor total de transferencia es la suma de la convección, la radiación y la conducción, es común poner los problemas sobre las mismas bases, lo que significa la definición de un coeficiente de transferencia de calor<sup>10</sup> por radiación  $h_{rad}$  y otro por convección  $h_{conv}$ , así:

$$Q_{radiación} = h_{rad}(\theta_{ad} - \theta_1) \quad (2)$$

De tal manera que igualando las ecuaciones (1) y (2), y despejando el coeficiente de transferencia por radiación :

$$h_{rad} = \sigma \epsilon ((\theta_1)^4 - (\theta_2)^4) / (\theta_1 - \theta_2)$$

<sup>9</sup> Holman, "Termodinámica", Ed. Mc Graw Hill, segunda edición.

<sup>10</sup> Ibidem.

Para evaluar la emisividad del gas de combustión<sup>11</sup> se utiliza la ecuación para la emisión de un gas que contiene vapor de agua y bióxido de carbono, dada por:

$$\epsilon_{\text{total}} = (1 - e^{-KL}) + \epsilon_g e^{-KL}$$

donde:

$$k = \text{cte.} = .008 \text{ cm}$$

L = altura de la flama (altura de la cámara de combustión)

$\epsilon_g$  = emisividad del gas (sin flama)

A su vez está dada por:

$$\epsilon_g = C_c \epsilon_c + C_a \epsilon_a - \Delta \epsilon$$

donde:

$C_c$  = cantidad de  $\text{CO}_2$

$C_a$  = cantidad de  $\text{H}_2\text{O}$

$\epsilon_c$  = emisividad del  $\text{CO}_2$

$\epsilon_a$  = emisividad del vapor de agua

$\epsilon$  = factor de corrección cuando en el gas se encuentran los dos compuestos ( $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ ).

En el caso en que no haya flama,

$$\epsilon_{\text{total}} = \epsilon_g.$$

Tomando el valor de  $L = 0.16 \text{ m}$ , entonces:

$$\epsilon_{\text{total}} = 0.12 + 0.88 \epsilon_g$$

y evaluando  $\epsilon_g$  para los valores obtenidos por el programa de

11 Ibidem.

combustión para % CO<sub>2</sub> y % H<sub>2</sub>O para E=1 y E=2 (tabla de la referencia).

E	θ <sub>ad</sub>	% CO <sub>2</sub>	% H <sub>2</sub> O	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	g
1	1493 °K	9.77	6.41	0.045	0.022	0.066
2	1134 °K	6.52	6.41	0.046	0.024	0.069

Tomando un promedio de los valores,  $g = .067$

Así:

$$\epsilon_{\text{total}} = 0.018$$

y para E = 1

$$h_{\text{rad}} = 46.14 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

y para E = 2

$$h_{\text{rad}} = 22.6 \text{ W/M}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Convección.

La transferencia de calor por convección, de los gases de combustión a la primera olla, se calcula por medio de las relaciones dadas por la solución a problemas de transferencia mediante los números adimensionales (como son el de Reynolds, Prandtl, Nusselt, etc.)<sup>12</sup>.

En el caso de convección natural para un plato plano (en este caso olla o comal) estas relaciones están dadas por:

$$Nu = 0.54 (Gr Pr)^{-0.25} \text{ para } 1 \times 10^5 < Gr < 2 \times 10^7$$

$$Nu = 0.14 (Gr Pr)^{-0.33} \text{ para } 2 \times 10^7 < Gr < 1 \times 10^{10}$$

donde:

$$Gr = gD^3 \beta \theta \rho^2 / \mu^2$$

$Pr = \nu / a$ , y es prácticamente constante a la variación de la temperatura para gases.

$$Pr = 0.7 \quad y$$

$$Nu = h_{conv} D / k$$

donde:

$h_{conv}$  = coeficiente de transferencia de convección.

$D$  = dimensión característica.

$k$  = conductividad térmica.

De esta forma, despejando:

$$h_{conv} = k D / Nu.$$

Conociendo los coeficientes de transferencia por radiación y convección, se puede calcular la temperatura efectiva en la cámara de combustión. Así, despejando de la ecuación de balance de energía:

$$Q = h_{total} A (\theta_e - \theta_1) + Q_{flujo \text{ de gas.}}$$

de tal forma que:

$$\theta_e = (Q - (h_{tot} A \theta_1 + B \theta_0)) / A h_{tot} + B$$

Si ahora se calcula el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección para las temperaturas adiabáticas cuando  $E = 1$  y  $E = 2$  y se toman los valores para la densidad, el coeficiente de viscosidad y el de expansión

volumétrica para dichas temperaturas<sup>13</sup> se tiene:

Para E = 1

$$\begin{aligned}\theta_{ad} &= 1493 \text{ } ^\circ\text{K} \\ \theta_1 &= 400 \text{ } ^\circ \\ \rho &= 0.23 \text{ Kg/m} \\ \mu &= 5.4 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/ms} \\ \beta &= 1/708 \text{ m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{K} \\ L &= 0.4 \text{ m} \\ K &= 0.09 \text{ W/m} \cdot \text{ } ^\circ\text{K} \\ Gr &= 1.7 \times 10^7 \\ Pr &= 0.7\end{aligned}$$

Así:

$$\begin{aligned}Nu &= 30.27 \text{ y} \\ h_{conv} &= 6.8 \text{ W/m} \cdot \text{ } ^\circ\text{K}\end{aligned}$$

Para E = 2

$$\begin{aligned}\theta_{ad} &= 1134 \text{ } ^\circ\text{K} \\ \theta_1 &= 400 \text{ } ^\circ\text{K} \\ \rho &= 0.32 \text{ Kg/m} \\ \mu &= 4.44 \text{ Kg/ms} \\ \beta &= 1/708 \text{ m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{K} \\ L &= 0.4 \text{ m} \\ K &= 0.073 \text{ W/m} \cdot \text{ } ^\circ\text{K} \\ Gr &= 3.4 \times 10^7 \\ Pr &= 0.7\end{aligned}$$

Así:

$$\begin{aligned}Nu &= 38.05 \text{ y} \\ h_{conv} &= 6.9\end{aligned}$$

Resolviendo para estos valores la temperatura efectiva de la cámara de combustión es :

$$\begin{aligned}\text{Para E} &= 1; \theta_e = 858.5 \\ \text{Para E} &= 2; \theta_e = 869.0 \text{ } ^\circ\text{K}\end{aligned}$$

Recalculando ahora el valor para cada parte se tiene:

Para E = 1

Q leña = 8113 W  
 Q evap = 203.13 W  
 Q comb = 369.5 W  
 Q gas = 4244.6 W  
 Q trans = 2888.5 W

Para E = 2

Q leña = 8113 W  
 Q evap = 203.13 W  
 Q comb = 369.5 W  
 Q gas = 6259.0 W  
 Q trans = 1660.0 W

De esta forma la eficiencia para la primera hornilla estará dada por:

$$\eta = Q_{\text{trans}} / Q_{\text{leña}} * 100\%$$

y calculándola:

$$\text{Para E = 1; } \eta = 35\%$$

$$\text{Para E = 2; } \eta = 20\%$$

IV.5.2.- Cálculo de la transferencia de calor a la segunda hornilla.

La transferencia de calor a la segunda hornilla está dada por radiación y convección de los gases de combustión.

Para la radiación el valor de h está dado por:

$$h_{\text{rad}} = \sigma \epsilon (\theta_e^4 - (373)^4) / (\theta_e - 373) \text{ y}$$

$$\epsilon_{\text{tot}} = \epsilon_g = .067 \text{ así}$$

$$\text{para E = 1; } h_{\text{rad}} = 4.33 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\text{para E = 2; } h_{\text{rad}} = 4.07 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Por otro lado la convección natural para la segunda hornilla, utilizando el modelo de G.D. Lepeliere está descrita por la ecuación<sup>14</sup>:

$$Nu = 1.86 (Re Pr d/L)^{.33} \text{ para } RePrd/L > 7.55$$

donde:

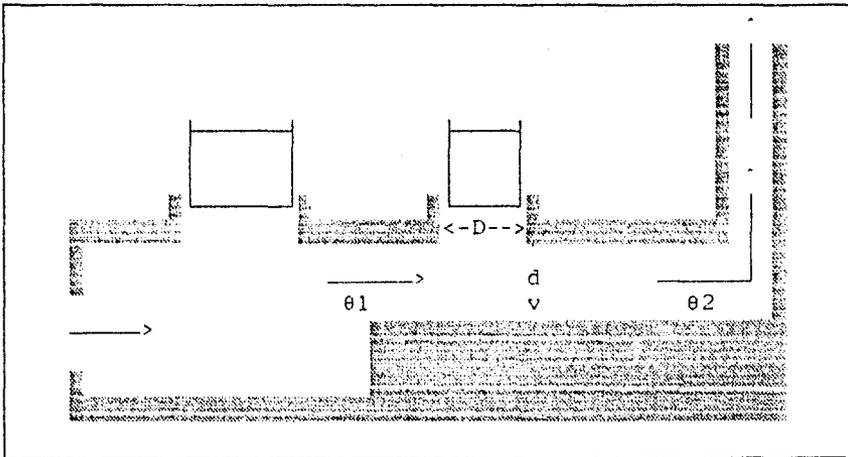
$Re = wd/\nu$  , donde a su vez:

$w$  = velocidad de flujo

$d$  = radio "hidráulico"

$\nu$  = viscosidad cinemática

y como  $Nu = hD/k$  y  $Pr = \nu/\alpha$



despejando se tendrá:

$$h_{conv} = NuK/d = (1.86)((wd/\nu)(\nu/\alpha)(d/L))^{.33}$$

Utilizando ahora la relación de la sección anterior (ecuaciones 49 y 50):

$$L/d^2w = \theta_m/\theta_o(Vo/d^3)(L/D)$$

y sustituyendo:

$$h_{conv} = (1.86/2 \cdot 10^{-3} a_m) (K_m) (V_o/DLd^2) (\theta_m/\theta_o) \cdot 10^3$$

donde:

$K_m$  = conductividad térmica del gas a  $\theta_m$

$V_o = G$  = gasto.

El calor transferido a la segunda hornilla, estará dado

por:

$$total = h_{total} A \theta_m$$

haciendo:

$$\Delta_1 = \theta_1 - \theta_B$$

$$\Delta_2 = \theta_2 - \theta_B$$

donde:

$\theta_1$  = temperatura en 1.

$\theta_2$  = temperatura en 2.

$\theta_B$  = temperatura de la olla 2 (temperatura de ebullición)

Calculando sobre el área  $A = LD$

haciendo:

$$C = ((1.86K_m)/(2 \cdot 10^{-3})(a_m) \cdot 10^3)$$

$$Q = C * ((V_o) \cdot 10^3) ((DL/d) \cdot 10^6) ((\theta_1 - \theta_2 / \ln \Delta_1 / \Delta_2)$$

Así mismo, en términos del calor específico a la temperatura media,  $C_m$ :

$$Q = V_o \beta_o C_m (\theta_1 - \theta_o)$$

Igualando las dos últimas ecuaciones y despejando  $V_o$ :

$$V_o = ((1.86)^{1.5} / (2) \cdot 10^3) (a_m) (\theta_o / \theta_m) (1 / (\ln \Delta_1 / \Delta_2)^{1.5}) (DL/d)$$

Rearreglando términos, se pueden poner de un lado todas

las variables relacionadas con la temperatura y del otro, las relacionadas con la geometría de la estufa:

$$F = (2^{1.5} (1 - (\theta_0 / \theta_2))) / (1.86)^{1.5} (\alpha_m 124_m) (\ln(\Delta_1 / \Delta_2)) = G$$

donde

$$G = L^2 / d^4 H$$

La función de temperatura  $F$  puede ser tabulada conociendo la temperatura de referencia  $\theta_0$ , la de la segunda hornilla (que es la de ebullición del agua) y la temperatura a la entrada del túnel que viene siendo la temperatura efectiva de la cámara de combustión. La función geométrica  $G$  se evalúa conociendo las medidas del túnel y la chimenea.

La eficiencia de la estufa puede ser calculada mediante la relación (calor útil/ calor de entrada):

$$\eta = (Cm_1 / Cm_2) ((\theta_1 - \theta_2) / (\theta_1 - \theta_0))$$

donde:

$$Cm_1 \text{ está calculado a } \theta_{m_1} = ((\theta_1 + \theta_2) / 2)$$

$$Cm_2 \text{ está calculado a } \theta_{m_2} = ((\theta_1 + \theta_0) / 2)$$

Conociendo además la expresión para la transferencia de calor neta:

$$Q = V_0 \beta_0 Cm (\theta_1 - \theta_2)$$

y sustituyendo  $V_0$ :

$$Q = 1.79 \alpha_m ((\theta_1 - \theta_2) / (\ln(\Delta_1 / \Delta_2))^{1.5}) (DL/d)$$

la densidad de flujo puede ser expresada como:

$$q = Q/DL = 1.79 \alpha_m ((\theta_1 - \theta_2) / (\ln(\Delta_1 / \Delta_2))^{1.5}) (1/d)$$

De esta forma se tendrá una densidad de flujo expresada en  $W/cm^2$ .

Esta densidad de flujo, expresada en Watts "entre" centímetro cuadrado, es una densidad de potencia cuya importancia es tan fundamental como la eficiencia para el análisis, ya que la estufa realiza tareas de baja y alta potencia (por ejemplo hervir agua es un proceso de alta potencia y mantener agua hirviendo es de baja potencia). Así, se tienen dos ecuaciones, una para la eficiencia y otra para la potencia, cuya combinación en los cálculos para diversas geometrías, permite conocer el funcionamiento del dispositivo que se está tratando según la altura, el diámetro, la distancia de las hornillas etc.

## RESULTADOS Y CONCLUSIONES

El trabajo que hasta aquí se ha presentado consta de distintas fases cuyo objetivo común es encontrar una descripción del funcionamiento de las estufas de leña, para así poder diseñar mejoras que permitan aumentar su eficiencia. Las conclusiones más importantes de este estudio son las siguientes:

1. El consumo de leña para el sector doméstico en el campo mexicano es muy alto. El estudio de caso realizado en la comunidad de Cheranástico da un consumo diario de leña por persona de 1.59 Kg. La introducción de estufas mejoradas en esta comunidad permitió realizar un análisis comparativo entre una estufa lorena y las tres piedras, cuyos resultados son los siguientes:

- a) Con la estufa de leña mejorada se da un promedio de ahorro de 34% con respecto a las tres piedras para el consumo de leña diario de una familia.
- b) Para la cocción de tortillas se presenta un ahorro todavía mayor. Este resultó ser de 54%.
- c) Sin embargo la prueba estandar de eficiencia da como resultado la misma eficiencia para la ebullición de agua para los dos tipos de estufas.

Estos resultados obligaron a un estudio más detallado de la estufa, por lo cual se desarrolló el modelo que en este trabajo se presenta.

2. Los resultados más importantes del modelo son los siguientes:

a) Se obtiene una medida de la calidad de la combustión de la leña, expresada por la temperatura efectiva de la cámara de combustión, dependiendo del exceso de aire y de la velocidad de quemado de la leña.

b) Se obtiene una relación que permite evaluar la eficiencia de la estufa en términos de temperaturas medias internas.

c) Se obtiene una expresión para la densidad de potencia en términos de las temperaturas internas y de la geometría de la estufa.

d) Estas dos últimas expresiones permiten tener una idea clara de la eficiencia y la potencia de la estufa (estos dos resultados son indispensables para conocer y mejorar el funcionamiento del dispositivo, ya que una buena eficiencia no es suficiente si no se tiene una potencia adecuada para la realización de ciertas tareas) y de su relación respecto a los parámetros que las expresan.

e) El análisis de estas expresiones genera los siguientes resultados:

- Para una  $D$  y una  $H$  fijas (ver figura) si disminuye el valor de  $d$ , la eficiencia aumenta pero la potencia dis-

minuye, de igual manera, un incremento en  $d$  produce una disminución en la eficiencia y un aumento en la potencia.

- Una consecuencia de este resultado es la dificultad para una relación óptima en la transferencia neta de calor para determinado valor de  $d$ .

- Existe una fuerte influencia en estas expresiones para el valor de  $T_e$ , es decir la temperatura que muestra la calidad de la combustión.

- Esta temperatura está determinada por la velocidad de quemado de la leña y el exceso de aire. Estos son de fundamental importancia en el resultado tanto de la eficiencia como de la densidad de potencia.

- Para una densidad de potencia dada, una mayor altura de la chimenea,  $H$ , dará un mejor funcionamiento.

3. El desarrollo de este modelo permite el diseño de algunos experimentos que revelen mayor información sobre determinados puntos cuya solución teórica es aun difícil, por ejemplo, se requiere mayor información acerca de la calidad de la combustión, de las velocidades y de las temperaturas en el interior de la estufa y de las características físicas del gas de combustión.

4. Con los resultados obtenidos por este modelo se abre la perspectiva de un mayor estudio que genere información sobre los siguientes aspectos:

- a) La influencia de la geometría de la estufa en su funcionamiento.

b) La producción de masa y la velocidad de quemado de la leña, en la optimización de la calidad de la combustión.

c) El establecimiento de una relación entre el exceso de aire y el modelo hidrodinámico de la chimenea, es decir, una relación entre la entrada de aire y el tiro de la chimenea.

5. Es importante recalcar la necesidad de un desarrollo experimental que permita probar la veracidad de este modelo.

## BIBLIOGRAFIA

1. Almeida R. "Variación del valor calorífico de la leña según especie, parte del árbol y contenido de humedad." Trabajo presentado en el Congreso Mexicano de la Sociedad Mexicana de Botánica. México 1987.
2. Bowen, R.M. "Theory of Mixtures" En Continuum Physics, Vol III. Editor A.C. Eringen, Academic Press, N.Y. 1976.
3. Byron Bird et al "Transport Phenomena". Ed Wiley International, London 1960.
4. Baldwin S. "Biomass stoves: Engineering design, development and dissemination". Volunteers in Technical Assistance, USA.
5. Bathia R. "Energy survey methodologies: a framework for measuring nonconventional energy sources in developing countries". ESCAP IEA. Workshop on energy statistics, Karachi, oct. 1980.
6. Bhatt S. "The efficiencies of firewood devices". En: Wood heat for cooking. Ed. Indian Academy of Sciences. Bangalore, 1983.
7. Cervantes J. et al. "Evaluación de requerimientos y recursos energéticos en México a nivel rural. Estudios de caso para cuatro comunidades rurales". Instituto de Investigaciones Eléctricas-Comunidad Económica Europea. 1983.
8. Cervantes J. et al. "Uso eficiente de la Energía en México. Sector rural". Ed. Colegio de México. 1985.
9. COPLAMAR. "Necesidades esenciales de México". Ed. Siglo XXI, México, 1982.
10. Currie, I.G., "Fundamental Mechanics of Fluids", Mc Graw Hill, N.Y., 1974.
11. Evans M. "The use of the firewood as domestic fuel and the patterns of change of alternatives". Institute of Agricultural Economics, Oxford University, Oxford.
12. Fermi., "Thermodynamics", Dover.

13. Glansdorff, D y Prigogine, I., "Thermodynamic Theory of Structure ,Stability and Fluctuations", Wiley-Interscience, London, 1971.
14. Geller H. "Fuel efficiency and performance of traditional and innovative cookstones". ASTRA. Bangalore. 1982.
15. Geller H. and Gautam Dutt. "Medición de la economía del combustible de cocción". F.A.O.-S.I.D.A. Roma,1982.
16. Howes M. "Rural Energy Surveys in the thridh world". Sussex University, Sussex,1983.
17. Lepeliere G.D. and Christiaens M. "Heat Transfer and Cooking Woodstove Modelling".
18. Maserá et al. "El Patrón de Consumo Energético y su diferenciación social", en Cuadernos sobre Prospectiva Energética, Colegio de México, Número 109, agosto 1987.
19. Navia Jaime, "Pruebas de Eficiencia en una estufa de leña", trabajo presentado en Congreso de la Sociedad Mexicana de Física, 1987.
20. Reddy A., "Algunos problemas en la generación de Tecnología Apropiada". En: Tecnologías Apropiadas para el desarrollo del Tercer Mundo. Ed. Fondo de Cultura Económica. México 1982.
21. Youngrau, W., Vander Merwe,A., Raw, G., "Treatise on Irreversible and Statistical Thermophysics" The Macmillan Company, N.Y., 1966.
22. Zemansky P. "Calor y Termodinámica". Ed. Aguilar. Madrid 1983.