

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECANICA



“MODELAMIENTO Y OPTIMIZACION DEL DISEÑO  
DE UN CARBURADOR PARA BIOGAS”

TESIS

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

JUAN PABLO TRELLES SALVADOR

PROMOCIÓN 2000 –II

Lima – Perú

2001

**A mis Padres, por sus esfuerzos en mi educación**

**A mis Maestros, por mi formación como Ingeniero**

**A mi Alma Matter y sus futuros Ingenieros ...**

**porque lucharemos por un Perú mejor.**

## ÍNDICE

<b>PRÓLOGO</b>	1
<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	4
1.1 Antecedentes	4
1.2 Proyecto: “Biogás para la Generación de Energía”	6
1.2.1 Investigación sobre el proceso	7
1.2.2 Investigación sobre la utilización	8
1.3 Biogás	10
1.4 Importancia del tema	11
1.5 Objetivos del trabajo	12
1.6 Descripción general del trabajo	13
<b>2. CONSIDERACIONES TÉCNICAS GENERALES DEL CARBURADOR PARA BIOGÁS</b>	17
2.1 Descripción del carburador original	17
2.2 Funcionamiento del carburador para biogás	20
2.3 Criterios de optimización del carburador	21
2.4 Consideraciones para el modelo	22
2.5 Geometría en estudio	24

<b>3. FORMULACIONES PARA LA SOLUCIÓN DE PROBLEMAS DE TRANSPORTE</b>	<b>26</b>
3.1 Formulaciones analíticas	26
3.2 Formulaciones semianalíticas	31
3.3 Formulaciones numéricas	33
3.3.1 Elementos Finitos	33
3.3.2 Volúmenes Finitos	34
3.4 Comparación entre las formulaciones	35
<b>4. DESARROLLO DEL MODELO</b>	<b>38</b>
4.1 Flujo de aire	38
4.1.1 Distribución de propiedades medias	38
4.1.2 Desarrollo de la capa límite	44
4.1.3 Distribución de velocidades puntuales	48
4.1.4 Distribución de presiones puntuales	50
4.2 Flujo de biogás	51
4.2.1 Contrapresión al flujo de biogás	52
4.2.2 Flujo másico de biogás originado	53
4.3 Coeficiente de exceso de aire	54
4.4 Desprendimiento de la capa límite	56
4.5 Curvas características del carburador	58

<b>5. DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO NUMÉRICO</b>	<b>60</b>
5.1 Diagrama de flujo general para la modelación	60
5.2 Utilización de Matlab	69
<b>6. DISEÑO ÓPTIMO PROPUESTO</b>	<b>70</b>
6.1 Perfil de la tobera	70
6.2 Otros parámetros del diseño	78
6.3 Secuencia para el dimensionamiento de nuevos carburadores	79
<b>7. PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS</b>	<b>83</b>
7.1 Resultados de la modelación	83
7.1.1 Flujo de aire	83
7.1.2 Región de influencia para el flujo de gas	96
7.1.3 Desprendimiento de la capa límite	97
7.1.4 Curvas características del carburador	100
7.1.5 Tablas	103
7.2 Resultados de los ensayos con el motor	106
7.2.1 Descripción de los ensayos	106
7.2.2 Resultados de los ensayos	110
7.3 Análisis de los resultados obtenidos	114

<b>CONCLUSIONES</b>	117
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	119
<b>PLANOS</b>	122
<b>ANEXOS</b>	127
A. Listados del programa	128
B. Resumen del proyecto de investigación: “Biogás para la generación de energía”.	151

## PRÓLOGO

El modelamiento de los procesos y fenómenos físicos está adquiriendo cada vez más importancia debido a su bajo costo frente a la experimentación directa y a la creciente capacidad de procesamiento numérico de las computadoras.

Por otro lado, el progresivo ingreso de los combustibles gaseosos a nuestro mercado energético, así como la búsqueda de energéticos alternativos, de utilización sostenible, debe traer consigo desarrollo tecnológico propio para evitar, en lo posible, la dependencia tecnológica a la que nos vemos sometidos.

Este trabajo une el modelamiento matemático y el empleo de biogás en motores de combustión interna, buscando aportar desarrollo científico y tecnológico útil a nuestra realidad. El presente es un subproyecto del proyecto de investigación multidisciplinario: **“Biogás para la Generación de Energía”**; proyecto desarrollado en la Universidad Nacional de Ingeniería, el cual busca desarrollar conocimiento, tanto científico como tecnológico sobre la producción y utilización del biogás con el fin de integrarlo a nuestra realidad socioeconómica como un energético sostenible.

Cabe destacar la importancia de la utilización de biogás en motores de combustión interna, ya que éste, como un energético sostenible y de fácil obtención, es ideal para el reemplazo de los hidrocarburos convencionales; el biogás es en sí un energético adecuado para nuestra realidad.

En este trabajo se desarrolla la modelación de un carburador – mezclador para biogás con alimentación a baja presión con el fin de optimizar el diseño original y facilitar el diseño de nuevos carburadores.

Se comenzará exponiendo los antecedentes del trabajo, describiendo el proyecto “Biogás para la Generación de Energía” y el biogás con el fin de introducir al lector en el ámbito que motivó este trabajo.

En el segundo Capítulo se describe el carburador en estudio, se define los criterios de optimización y las consideraciones del modelo.

Para describir la base teórica del modelo, en el Capítulo 3 se tratan las distintas formulaciones para la solución de problemas de transporte.

En el Capítulo 4 se desarrolla, paso a paso, el modelo en forma teórica; con la información de este capítulo se logra elaborar los códigos de los programas de modelación; el método numérico empleado se describe en el Capítulo 5.

El diseño óptimo propuesto, así como la secuencia para el diseño de nuevos carburadores, se describen en el Capítulo 6.

En el Capítulo 7 se presentan y comentan los resultados obtenidos, tanto con el modelamiento como con los ensayos realizados para, finalmente, exponer las conclusiones a las que se ha llegado.

La modelación realizada se traduce en dos programas hechos en Matlab: Uno que permite analizar varios perfiles con el fin de determinar el óptimo y el otro permite dimensionar nuevos carburadores.

Se ha procurado realizar una descripción detallada y ordenada de los conceptos y deducciones teóricas. Se espera que la secuencia del trabajo permita un adecuado entendimiento del tema y a su vez sirva como aporte para futuros proyectos, ya sean éstos sobre la utilización del biogás o sobre el modelamiento de fenómenos de transporte.

Finalmente, mi sincero agradecimiento al **Ing. Alfredo Oliveros Donohue**, director del proyecto y al **Dr. Guillermo Lira Cacho**, asesor de mi tesis, por su interés y entrega por la investigación en nuestro país.

## INTRODUCCIÓN

### **1.1 Antecedentes**

El presente trabajo forma parte del proyecto de investigación: **“Biogás para la Generación de Energía”**, proyecto que se encuentra actualmente en desarrollo en la Universidad Nacional de Ingeniería; el referido proyecto tiene como antecedente el proyecto de investigación: **“Uso de biogás en motores”**.

Uso de Biogás en Motores /1, 4/ fue un proyecto realizado por la **Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI – FIM)**, a través de su **Instituto de Motores de Combustión Interna (IMCI)** y abarcó el período comprendido entre el 01 de Mayo de 1998 y el 31 de Setiembre de 1999; se utilizó como instalación experimental la planta piloto de biogás construida por el antiguo Instituto Nacional de Ciencia y Tecnología (ITINTEC) en la unidad del SENATI de Villa El Salvador.

En la propuesta de este proyecto se fijó como objetivo general estudiar el efecto del uso de biogás en el comportamiento de motores de combustión interna y como objetivo específico se fijó la caracterización del rendimiento de motores gasolineros estacionarios

comerciales de baja potencia, funcionando con biogás al nivel del mar. Como objetivos a corto plazo, a ser cumplidos a nivel de laboratorio, se fijaron:

La operación del biodigestor de la planta de Villa El Salvador en óptimas condiciones.

La correcta alimentación de un motor gasolinero con biogás.

Determinar las condiciones óptimas de funcionamiento de un motor gasolinero con biogás.

En este proyecto se realizaron ensayos tanto con el motor (grupo electrógeno Honda de 3,5 kVA) como con el biodigestor (tipo Olade Guatemala).

Para la correcta alimentación de biogás al motor gasolinero se desarrolló satisfactoriamente un carburador para biogás /1, 4/; para lograr el correcto funcionamiento de éste se requirió de la construcción y ensayo de distintas toberas y dispositivos de alimentación del biogás (chiclors y válvula de paso).

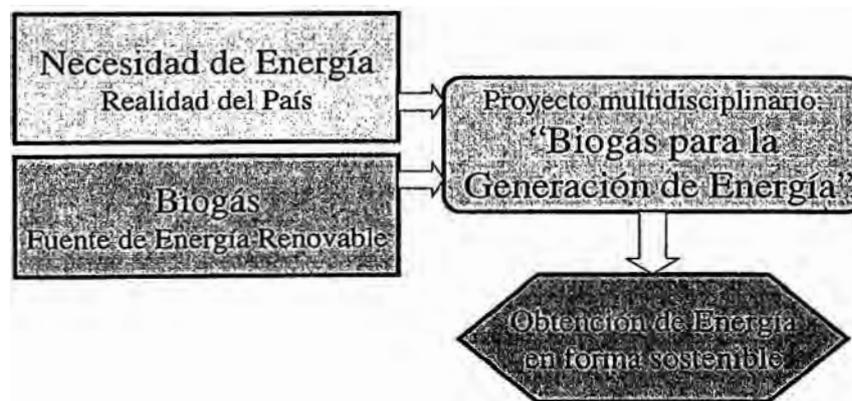
El proyecto cumplió los objetivos y metas trazadas dando un importante aporte tecnológico, adecuado a nuestra realidad energética, y descubriendo un horizonte de interrogantes y necesidades tecnológicas y científicas para convertir en realidad la utilización del biogás en nuestro país, **biogás como alternativa real de obtención de energía de forma sostenible.**

Fue la necesidad de mayor conocimiento sobre el biogás la que motivó al director del proyecto el emprender un nuevo y más ambicioso proyecto de investigación: "Biogás para la Generación de Energía".

## **1.2 Proyecto de Investigación: “Biogás para la Generación de Energía”**

El proyecto “**Biogás para la Generación de Energía**” es un proyecto de investigación multidisciplinario que actualmente se desarrolla en la Universidad Nacional de Ingeniería; en él intervienen el **Instituto General de Investigación (IGI – UNI)**, el **Centro de Energía Renovables (CER – UNI)** y las facultades de **Ingeniería Mecánica (FIM)**, **Ingeniería Química y Manufacturera (FIQM)** e **Ingeniería Ambiental (FIA)**.

El proyecto busca incorporar la utilización del biogás para cubrir, de manera sostenible, las necesidades energéticas de diversas zonas del país mediante la investigación científica y tecnológica del biogás y su utilización.



***Figura 1.1: Concepción del proyecto “Biogás para la Generación de Energía”.***

“Biogás para la Generación de Energía” continúa la investigación efectuada en el proyecto “Uso de biogás en motores” y la amplia, enfocando no sólo la utilización del biogás como combustible alternativo para motores de combustión interna, sino también

al biogás como una alternativa energética real, **adecuada a nuestra realidad**. El hablar de “adecuada a nuestra realidad” se basa en que el biogás es un combustible que se podría incorporar muy bien a nuestra realidad socioeconómica, como podría ser, por ejemplo, el utilizar biogás obtenido de la basura de un asentamiento humano para reemplazar al kerosene que se utiliza en el comedor popular de este mismo asentamiento, convirtiéndolo en autosuficiente, además de reducir sus costos de operación.

Otro ejemplo de utilización del biogás que podría ser implementado a nuestra realidad es el reemplazo del propano que se utiliza en las incubadoras de pollos por biogás, el cual podría ser generado a partir del excremento de los pollos. Las granjas de crianza de pollos son abundantes a lo largo de nuestra costa y, el que se les pueda disminuir sus costos de operación gracias al biogás, les representaría una importante ayuda.

El biogás forma parte importante de la cadena energética en varios países del mundo, no sólo aquellos desarrollados (Alemania) sino también en zonas con grandes necesidades, como es el caso de China, donde su población cuenta con más de dos millones de biodigestores, los cuales proporcionan un suministro energético adecuado.

Actualmente el proyecto **“Biogás para la Generación de Energía”** se encuentra dividido en: Investigación sobre el proceso de obtención e Investigación sobre la utilización.

**1.2.1 Investigación sobre el proceso.** En el cual se estudia y experimenta con biodigestores (ver título 1.3 ) cargados con estiércol de vaca, cuy, cabra y desechos

el funcionamiento del motor. La planta del UNITRAR se encuentra administrada por la facultad de Ingeniería Ambiental.

El proyecto en la FIM se encuentra dividido en los siguientes subproyectos /3/:

- **Optimización del diseño del carburador para biogás.** Se busca obtener el diseño óptimo mediante el modelamiento matemático y la experimentación, para lograr el diseño que permita el óptimo funcionamiento del motor (estabilidad, coeficiente de exceso de aire, emisión de gases de combustión) y aprovechamiento del biogás (potencia, consumo específico de combustible). Es este subproyecto el que se ha desarrollado y descrito en la presente Tesis.
- **Arranque automático del motor.** Debido a la dificultad que presenta el encender el motor con biogás (debido a su alto Octanaje /12, 18/), el encendido debe realizarse con gasolina, para lo cual, se está desarrollando un sistema de encendido automático. El sistema de arranque a desarrollar también incluirá el mecanismo de regulación.
- **Determinación del desgaste del motor funcionando con biogás.** Se debe determinar como influye el funcionamiento del motor con biogás en la vida útil de éste, comparativamente con la vida útil del motor funcionando con gasolina.
- **Utilización térmica del biogás.** El biogás, al ser un combustible gaseoso, puede ser utilizado directamente en aplicaciones térmicas, como son los quemadores y las lámparas candescentes; este subproyecto busca desarrollar el diseño óptimo de un quemador para biogás (máximo aprovechamiento calórico del biogás).

### 1.3 Biogás

El biogás es un combustible gaseoso, compuesto por gases resultantes de la degradación biológica de compuestos orgánicos (biomasa) en condiciones anaeróbicas (exentas de oxígeno). Sus principales componentes son el metano ( $\text{CH}_4$ ) y el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ); además contiene pequeños porcentajes de nitrógeno ( $\text{N}_2$ ), hidrógeno ( $\text{H}_2$ ) y sulfuro de hidrógeno ( $\text{H}_2\text{S}$ ) /2, 3/:

***Cuadro 1.1: Composición volumétrica del biogás.***

Biogás	
$\text{CH}_4$	55 - 65%
$\text{CO}_2$	34 - 45%
$\text{N}_2$	0.3%
$\text{H}_2$	0.1%
$\text{H}_2\text{S}$	0.1%

Además, el biogás posee un poder calorífico bajo de alrededor de  $18 \text{ MJ/m}^3$  /12/.

- **Origen del biogás.** La biodegradación anaeróbica de materias orgánicas ocurre espontáneamente en la naturaleza, es así que el biogás es también conocido como “gas de los pantanos”. Es posible reproducir el proceso natural colocando desechos orgánicos en recipientes herméticos, los cuales se conocen como *biodigestores* /2, 3/. En los biodigestores, bajo condiciones químicas y ambientales favorables, se desarrolla un proceso bioquímico bacteriano llamado Metanogénesis, en el cual se va degradando la materia orgánica hasta obtener como productos el biogás, el bioabono y el bio; estos últimos son excelentes fertilizantes.

- **Generación de energía empleando biogás.** Del biogás, siendo un combustible gaseoso, se puede obtener energía térmica directamente al combustionarlo (para lámparas, quemadores, incubadoras) o energía mecánica al utilizarlo en un motor de combustión interna, y de ésta, energía eléctrica al acoplarlo a un generador.

#### **1.4 Importancia del Tema**

El tema de la presente tesis es importante, en primer lugar, debido a que forma parte del proyecto de investigación “Biogás para la Generación de Energía”, el cual tiene importantes objetivos para la realidad energética de nuestro país, según se vio en el **título 1.2.**

En segundo lugar, se puede mencionar la importancia de optimizar el diseño del carburador, lo cual se debe traducir en un menor consumo específico de biogás así como mayor estabilidad y potencia por parte del motor.

En tercer lugar, el desarrollo semianalítico y numérico desarrollado para la modelación del carburador constituye un importante aporte al estudio de problemas de transporte (Mecánica de Fluidos, Transferencia de Calor y Transferencia de Masa), proporciona resultados y conclusiones específicas útiles para la modelación y diseño de toberas en general; además de modelar el carburador en forma alternativa a los procedimientos numéricos de Elementos Finitos y Volúmenes Finitos, presentando ventajas y desventajas frente a éstos, según se verá en el **título 3.4.**

La modelación permitirá optimizar el diseño del carburador así como ahorrar tiempo y dinero en el ensayo de las toberas. En este punto nos referimos a que fue necesaria, en el proyecto “Uso de biogás en motores”, la construcción y modificación de varias toberas para el carburador original con el fin de lograr el mejor rendimiento del motor, quedando aun incógnitas sobre la obtención de las medidas óptimas para el diseño. Al lograr el modelamiento del carburador se pueden evaluar diversas geometrías del carburador, motores en estudio y presión de alimentación del biogás.

Además, cabe señalar que el presente trabajo une la investigación científica de problemas de transporte con el estudio ingenieril de la utilización del biogás para lograr los objetivos específicos de modelar y optimizar el diseño del carburador para biogás.

### **1.5 Objetivos del Trabajo**

El objetivo general del presente trabajo es obtener el diseño óptimo del carburador con base en el modelamiento del mismo. Así mismo, como objetivos específicos tenemos:

- **Del Modelamiento:**

1. Facilitar el dimensionamiento del carburador para un coeficiente de exceso de aire (*alfa* /13/) y pérdidas por fricción adecuadas.

$$\alpha = \frac{l}{l_o} = \frac{\dot{m}_{aire} / \dot{m}_{gas}}{\text{relación estequiométrica}} \quad (1.1)$$

Con un *alfa* (también denominado lambda ( $\lambda$ ) por otros autores /14/) óptimo se asegura una mayor eficiencia de combustión, con lo cual se está obteniendo economía en el consumo de combustible y reducir las emisiones de hidrocarburos.

2. Determinar el perfil óptimo a partir de la modelación de varios perfiles, la modelación del flujo a través del carburador permitirá optimizar la geometría de éste; el perfil óptimo será aquel que produzca la menor pérdida de energía del flujo.

- **De la Optimización:**

3. Hallar el perfil que minimice el desprendimiento de la capa límite, lo cual origina pérdidas de energía debido a la formación de vórtices. En sí, las pérdidas de energía antes de la mariposa de estrangulación limitan el flujo de aire que ingresa al motor y con esto, la eficiencia de combustión y la potencia del motor.

4. Hallar el perfil que cause las mínimas pérdidas por fricción; las pérdidas por fricción son también pérdidas de energía las cuales producen efectos similares a los de la formación de vórtices.

## **1.6 Descripción General del Trabajo**

Este trabajo se desarrolla mediante 7 capítulos, los cuales tratan de:

- En el **Capítulo I, Introducción**, se tratan los antecedentes del trabajo, como es el proyecto “Uso de Biogás en Motores”; el proyecto “Biogás para la Generación de Energía”, el cual es un proyecto multidisciplinario que cuenta con esta tesis como un

subproyecto; se ha descrito el biogás; los objetivos de la tesis y finalmente se presenta una descripción general de ésta. Con este capítulo se busca introducir al lector en el tema del presente trabajo, su importancia y la motivación que lo originó.

- Mediante el **Capítulo II, Consideraciones Técnicas Generales del Carburador para Biogás**, se describe el carburador de biogás original y su funcionamiento para luego tratar los criterios de optimización del diseño; a continuación se describe las consideraciones tomadas para el modelo y, finalmente, la geometría en estudio. Con este capítulo se busca describir la parte técnica del carburador y mostrar las bases del modelo desarrollado.
- En el **Capítulo III, Formulaciones para la Solución de Problemas de Transporte**, se describe diversas formulaciones que se utilizan para resolver problemas de flujo de fluidos, debido a que la operación del carburador es básicamente un problema de la mecánica de fluidos. En este capítulo también se comparan las diversas formulaciones, con lo que se puede observar las ventajas que ofrece el desarrollo empleado.
- El **Capítulo IV, Descripción del Modelo**, es la parte medular del presente trabajo; en éste se presenta la descripción de los flujos de aire y biogás a través del carburador mediante un modelo semianalítico. Este capítulo se divide en: **Flujo de aire**: Propiedades medias, desarrollo de la capa límite, velocidades y presiones puntuales; **Flujo de biogás**: Contrapresión al flujo de biogás, flujo másico de biogás; **Coefficiente de exceso de aire**; **Desprendimiento de la capa límite** y **Curvas características del carburador**. El flujo de aire se considera como compresible,

turbulento, adiabático, en desarrollo y sin desprendimiento de la capa límite; se obtienen las propiedades puntuales del aire en una geometría con simetría axial y las propiedades medias mediante un modelo unidimensional. El flujo de biogás se considera como compresible y adiabático; calculando la contrapresión producida por la aceleración del flujo de aire en la garganta y contando con la presión de alimentación del biogás se determina el flujo másico de este último. Con el flujo másico de biogás producido se determina el coeficiente de exceso de aire para un flujo de aire de ingreso al motor dado. Aunque para el modelo se considera que no ocurre desprendimiento de la capa límite, con base en las teorías de la capa límite, se puede determinar el posible punto de inicio del desprendimiento. Finalmente, ejecutando el modelo para diferentes flujos másicos de aire de ingreso al motor, se puede construir una curva característica del carburador en la cual se obtiene el flujo másico de biogás y el coeficiente de exceso de aire en función del flujo másico de aire. Esta curva permite diseñar el carburador para un coeficiente de exceso de aire adecuado para el funcionamiento del motor.

- Mediante el **Capítulo V, Descripción del Método Numérico**, se describe el programa que desarrolla la modelación; además, se presenta un diagrama de flujo general de éste, el cual permitirá una mejor comprensión del código computacional desarrollado. El desarrollo numérico ha sido realizado en Matlab® (versión 5.3) debido a la facilidad gráfica y de programación numérica que ofrece.
- El **Capítulo VI, Diseño Óptimo Propuesto**, muestra el diseño propuesto, optimizado gracias a la modelación; además de presentar, secuencialmente, los pasos

para determinar las dimensiones de un nuevo diseño, como sería el caso de dimensionar el carburador para un nuevo motor.

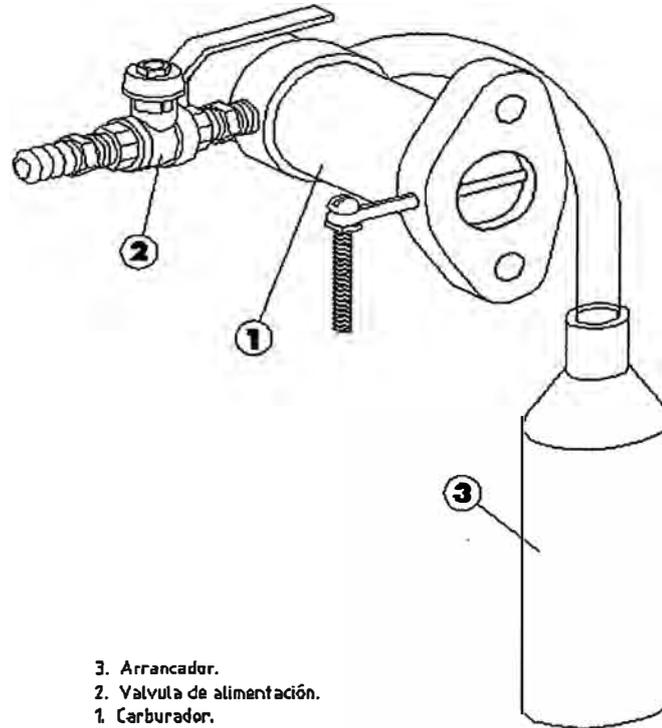
- En el **Capítulo VII, Presentación y Análisis de los Resultados**, se presentan y analizan los resultados obtenidos de la modelación, para varios perfiles y condiciones de funcionamiento así como los resultados obtenidos de los ensayos con el motor para, finalmente, comparar ambos tipos de resultados y analizar la validez del modelamiento.
- Finalmente, se presentan las **Conclusiones**, éstas muestran los resultados y deducciones del trabajo en síntesis; además se incluyen algunas recomendaciones que permitirán continuar la investigación tanto sobre la utilización del biogás como sobre la solución de problemas de transporte.

## CONSIDERACIONES TÉCNICAS GENERALES DEL CARBURADOR PARA BIOGÁS

### **2.1 Descripción del Carburador Original**

El carburador original es un carburador – mezclador /12/, adecuado para biogás por ser éste un combustible gaseoso que generalmente se conserva a presiones bajas (del orden de milibares). El carburador en estudio y con el que se cuenta actualmente en el proyecto “**Biogás para la Generación de Energía**” fue desarrollado en el proyecto “**Uso de Biogás en Motores**” (ver **Capítulo I**). El carburador desarrollado es una alternativa, entre varias que pueden ser encontradas en la bibliografía /4, 12/, que permite el adecuado suministro de biogás a un motor a gasolina.

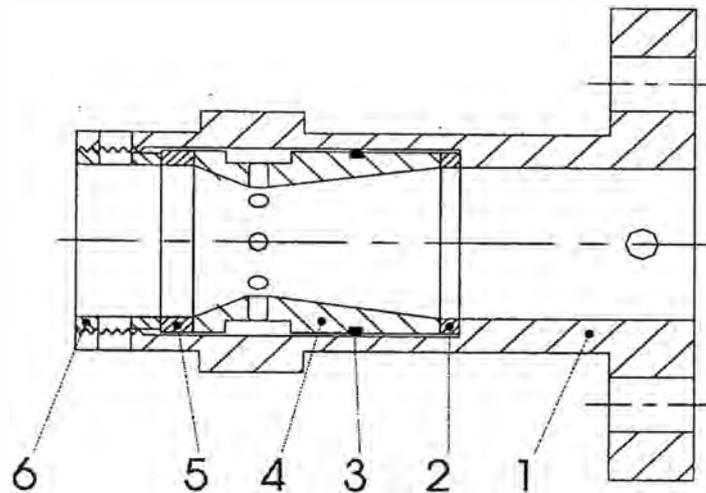
El carburador completo se puede observar en la **Figura 2.1**:



***Figura 2.1: Carburador – mezclador para biogás; 1 carburador, 2 válvula de alimentación, 3 arrancador.***

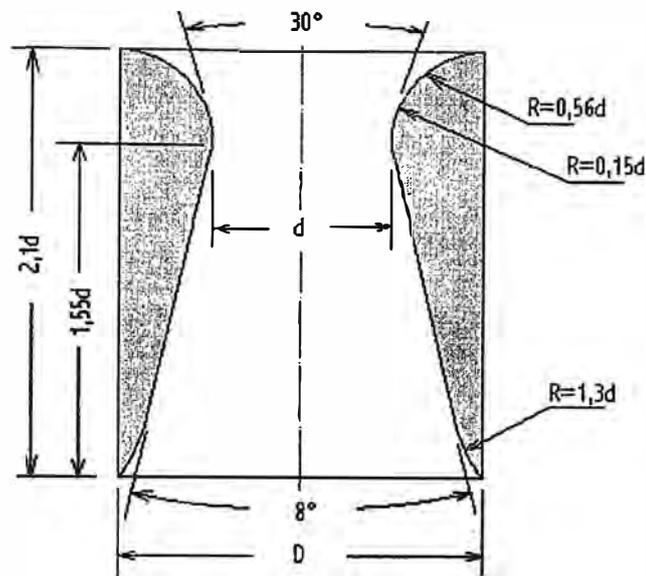
Como se observa, se requiere de un arrancador, el cual es básicamente un atomizador que permite pulverizar gasolina para el arranque del motor, pues el arranque directo con biogás es sumamente difícil debido a su alto octanaje (superior a 100 octanos /12, 18/) y a que el motor se encuentra frío. El ingreso del biogás es a través de la válvula de paso, la cual regula el flujo; en un inicio se probó suministrar el biogás por medio de chiclors, pero sin éxito /1, 4/.

El carburador consta básicamente de la tobera intercambiable y de la carcasa; en la ***Figura 2.2*** se puede observar el esquema en corte del carburador:



***Figura 2.2: Esquema en corte del carburador – mezclador para biogás; 1 carcasa, 2 suple, 3 anillo de goma, 4 tobera, 5 suple, 6 centrador.***

La tobera fue dimensionada siguiendo las indicaciones para el diseño óptimo de un carburador para gasolina /1, 3, 4/. El diámetro exterior de la tobera está dado por el diámetro del ducto de admisión del motor; el diámetro de la garganta y el diámetro de los agujeros para el ingreso del biogás se calcularon con base en las teorías de la Mecánica de Fluidos, considerándose como parámetros el porcentaje de metano y la presión de alimentación del biogás /4/; las demás dimensiones se calculan con las relaciones mostradas en la **Figura 2.3**. La tobera es de bronce pulido para reducir las pérdidas por fricción.

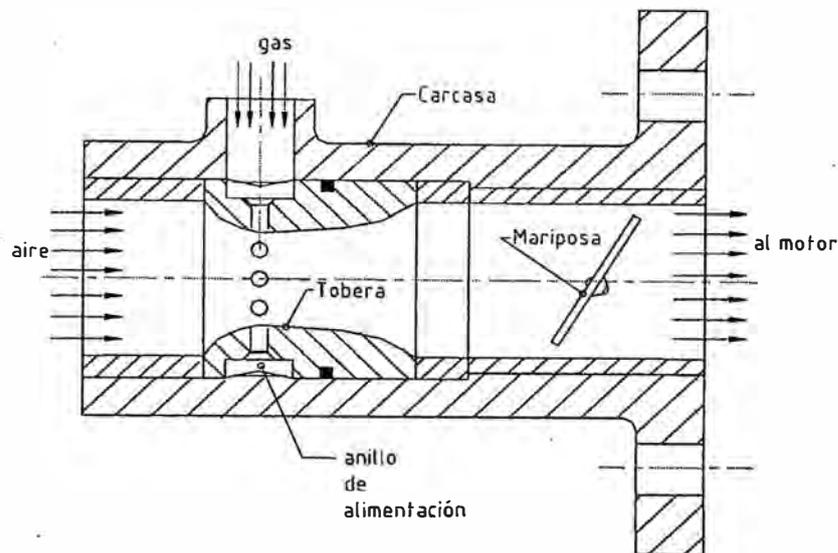


***Figura 2.3: Dimensiones generales de la tobera del carburador original ( $d/D=0,6-0,8$ ).***

## **2.2 Funcionamiento del Carburador para Biogás**

El flujo de aire que ingresa al motor es originado por la succión provocada por el descenso del pistón dentro del cilindro, en lo que conforma el proceso de admisión. El flujo de aire comienza a desarrollarse desde su ingreso al carburador; luego éste se acelera al pasar por la garganta; la mayor velocidad del aire origina una presión de vacío en la garganta. El vacío producido en la garganta se manifiesta como una contrapresión a la salida de cada agujero; son esta contrapresión, junto con la presión de alimentación del biogás los que originan el flujo de biogás a través de los agujeros. Una vez que se produce el flujo de biogás, éste ingresa a la corriente de aire en forma radial, mezclándose con éste. El flujo combinado de aire y biogás es estrangulado al pasar por la mariposa de regulación, de donde ingresa, finalmente, al cilindro.

El funcionamiento del carburador en forma esquemática se muestra en la **Figura 2.4**:



**Figura 2.4:** Esquema del funcionamiento del carburador – mezclador para biogás.

### 2.3 Criterios de Optimización del Diseño

El diseño óptimo que se busca obtener con el modelo consiste en:

- **Hallar las dimensiones óptimas del carburador:** Como dimensiones óptimas tenemos el hallar los diámetros (de ingreso, de la garganta y de salida) y longitudes (anterior a la tobera, de la tobera y posterior a ella) óptimas del carburador.
- **Determinar la forma óptima del perfil de la tobera:** La forma óptima de la tobera es aquella que originará el menor valor de pérdidas de energía para el flujo; esto se entiende como el perfil que originará el menor valor de pérdidas de presión, causará un cambio suave en la dirección del flujo (cambios bruscos de dirección están directamente ligados con la formación de vórtices y éstos con pérdidas de energía) y

será el perfil para el cual el punto de inicio del desprendimiento de la capa límite estará más alejado, corriente arriba, de la descarga de los agujeros para el biogás.

- **Dimensionar el diámetro de los agujeros para el ingreso del biogás:** También se debe determinar el número y diámetro de agujeros para la descarga de biogás de manera que se produzca una mezcla homogénea de aire y biogás con un coeficiente de exceso de aire adecuado.
- **Otras consideraciones para el diseño:** Aquí se incluyen consideraciones como la inclinación de los agujeros para el biogás y la utilización de anillos de goma para impedir la fuga del biogás por las ranuras del anillo de alimentación.

El diseño óptimo del carburador se traduce como parte integral para el mejor funcionamiento del motor (estabilidad de funcionamiento y mayor potencia) y un mejor aprovechamiento del biogás (eficiencia de combustión y menor consumo específico).

## **2.4 Consideraciones para el Modelo**

Para el desarrollo del modelo considero:

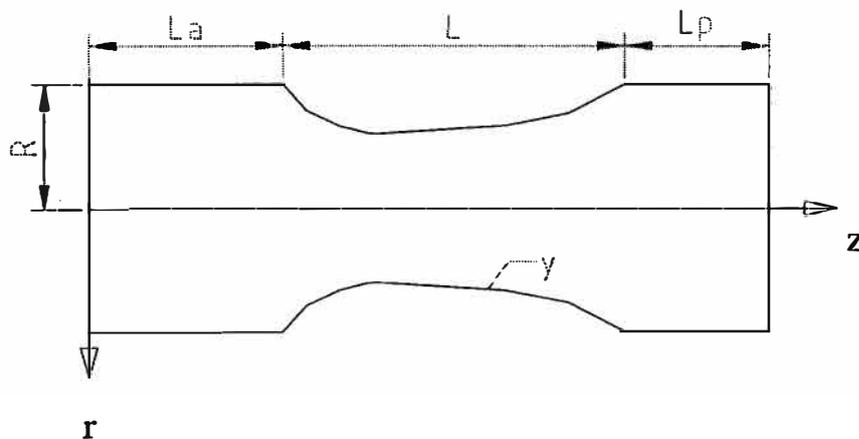
- a. El flujo de aire es **turbulento** desde el ingreso debido al funcionamiento del motor y al número de Reynold (para flujo interno, se puede considerar como turbulento a Reynolds mayores a 4000 /5, 6, 7/).
- b. El flujo de aire se modifica muy poco por la presencia de los agujeros para el biogás y por el flujo de éste. Gracias a esta consideración se puede tratar la geometría en estudio como **aximétrica**, simplificándose la modelación.

- c. El desarrollo del modelo es en **estado estable**, para un flujo másico de aire constante de ingreso al motor. Aunque esta consideración se aleja del verdadero fenómeno, el desarrollar el modelo considerando estado estable lo simplifica enormemente y a su vez permite describirlo satisfactoriamente para propósitos de análisis y diseño.
- d. El flujo de aire origina un vacío en la garganta de la tobera, el cual se manifiesta como una **contrapresión** a la salida de cada agujero; son esta contrapresión, junto con la presión de alimentación del biogás, los que originan el flujo de éste último.
- e. Los flujos se consideran como **compresibles** y como **gases ideales**. El considerar compresible el flujo de aire permite una mejor descripción del proceso a altas velocidades, donde se observan los efectos de la compresibilidad (número de Mach mayor a 0.3 /6, 7/). El trato como gases ideales es adecuado debido a las bajas presiones y la temperatura casi ambiental con que se trabaja, con las cuales el factor de compresibilidad es prácticamente la unidad.
- f. La transferencia de calor hacia los flujos es despreciable, por lo que éstos se pueden considerar como **adiabáticos**. El carburador no recibe cargas térmicas además de la radiación térmica del motor.
- g. Los flujos son **subsónicos** debido al rango de números de Mach en que comúnmente trabaja el carburador (hasta antes de la estrangulación) /15, 16/.
- h. El flujo de aire comienza a desarrollarse desde su ingreso al carburador; esto implica que podrá observarse como se desarrolla la **capa límite**, en este caso turbulenta, a lo largo de la geometría en estudio.

- i. El perfil de velocidades axiales obedece la **ley de la potencia de Prandtl** /5, 6, 7/ para el flujo turbulento; esta consideración permite una aproximación física, más que analítica, del comportamiento turbulento del flujo.

## 2.5 Geometría en Estudio

Debido a las anteriores consideraciones se puede estudiar el comportamiento del flujo de aire por separado al de biogás, obteniéndose el siguiente volumen de control (con simetría axial) para el estudio del flujo de aire:



**Figura 2.5:** Geometría en estudio para el flujo de aire.  $z$ : eje axial,  $r$ : eje radial,  $R$ : radio de ingreso para el flujo de aire,  $y$ : altura del perfil de la tobera ( $y=f(z)$ ),  $L_a$ : longitud anterior,  $L$ : longitud de la tobera,  $L_p$ : longitud posterior.

Como se observa, la altura del perfil ( $y$ ) se mide a partir del límite de la geometría, por lo que el radio efectivo para cada sección transversal viene dado por  $R-y$ . Si la altura  $y$  fuese igual a cero, la geometría sería la de un ducto de sección circular.

El modelo permite analizar diferentes perfiles de la tobera, entre ellos se estudia el perfil óptimo de un carburador para gasolina (perfil del carburador original /1, 4/), el perfil NACA 4418 y el perfil propuesto formado por curvas polinómicas, en el cual se controlan: longitud, ángulo de ingreso, ángulo de salida, máxima altura (en la garganta) y la distancia a la máxima altura (como se verá en el **Capítulo VI**).

## FORMULACIONES PARA LA SOLUCIÓN DE PROBLEMAS DE TRANSPORTE

### **3.1 Formulaciones Analíticas**

La descripción de los fenómenos de transporte /5/ se puede obtener a partir de la solución de las ecuaciones de conservación; estas ecuaciones vienen expresadas en forma diferencial y se pueden complementar con la ecuación de estado, de acuerdo a las variables que se tengan. Las ecuaciones que se requerirían resolver para el modelo son las siguientes:

- **Conservación de las especies químicas:** Estas ecuaciones se utilizan en los problemas de Transporte de Masa; cuando se cuenta con una única especie, éstas ecuaciones se reducen a la ecuación de continuidad. Utilizando operadores, la ecuación de continuidad se expresa como /5, 21/:

$$\frac{\partial \rho \bar{V}}{\partial t} + \bar{V} \cdot \nabla \rho V = 0 \quad \text{ó} \quad \frac{D\rho \bar{V}}{Dt} = 0 \quad (3.1)$$

Donde:  $\nabla = \left( \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)$  es el operador gradiente

$\rho$  : densidad

$V$  : vector velocidad

El operador gradiente puede ser expresado de acuerdo al sistema coordenado de trabajo. Para el modelo, con simetría axial, estado estable y despreciando la variación de la densidad con la posición ( $z$ ,  $r$ ) ( $z$  coordenada axial,  $r$  coordenada radial), la ecuación de continuidad se reduce a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rV_r)}{\partial r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

- **Conservación de la cantidad de movimiento:** También conocida como la ecuación de Navier – Stokes. La ecuación de Navier – Stokes es una ecuación vectorial por lo que es más adecuado expresarla con operadores:

$$\frac{D\rho \bar{V}}{Dt} = -\nabla P - \nabla \bar{\tau} + \rho \bar{g} \quad (3.3)$$

Donde:  $\bar{V}$  : velocidad (vector)

$P$  : presión (escalar)

$\rho$  : densidad (escalar)

$\bar{\tau}$  : esfuerzo cortante (tensor)

$\bar{g}$  : aceleración de la gravedad (vector)

Si el flujo de aire fuese laminar y con las demás consideraciones establecidas para el modelo, las ecuaciones de Navier – Stokes se reducirían a:

$$\rho \left( V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left( \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial (r V_r)}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) \quad (3.4a)$$

$$\rho \left( V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) \quad (3.4b)$$

Donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido.

Pero el flujo de aire que se quiere describir posee comportamiento turbulento, por lo que las anteriores ecuaciones no se cumplen. Para el flujo turbulento se puede necesitar desarrollar la ecuación de Navier – Stokes con los valores medios temporales. La ecuación de Navier – Stokes para las variables medias temporales y utilizando operadores se puede expresar como /5/:

$$\frac{D\rho V}{Dt} = -\nabla P - \nabla \tau^{(t)} - \nabla \tau^{(v)} + \rho g \quad (3.5)$$

El término adicional (con el superíndice  $t$ ), respecto a la ecuación para flujo laminar, es el correspondiente al *esfuerzo cortante turbulento* (o esfuerzo de Reynolds), para el cual sólo se tienen expresiones empíricas o semiempíricas, como las de Bossinesq, Prandtl, Von Kármán o la de Deissler, las cuales se pueden hallar en la referencia /5/.

- **Conservación de la energía:** Como el modelo tiene carácter compresible se requiere una ecuación que permita obtener otra variable como entalpía, energía específica, energía interna o temperatura. Existen numerosas formas de expresar

la ecuación de conservación de la energía con operadores /5/; una de ellas es la siguiente:

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \nabla q + \mu \Phi_v \quad (3.6)$$

Donde :  $\rho$  : densidad del fluido

$C_p$  : calor específico a presión constante

$T$  : temperatura

$q$  : flujo calórico neto

$\Phi_v$  : función disipación viscosa =  $f(V)$

Para el modelo podríamos utilizar la siguiente ecuación, si éste fuese laminar, para hallar la distribución de temperatura:

$$\rho C_p \left( V_r \frac{\partial T}{\partial r} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + 2\mu \left( \left( \frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} V_r \right)^2 + \left( \frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 \right) + \left( \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right)^2 \quad (3.7)$$

Donde :  $T$  : temperatura del fluido

$C_p$  : calor específico a presión constante

$k$  : conductividad térmica del fluido

$\mu$  : viscosidad

Al ser turbulento el flujo se puede hallar una expresión similar pero, nuevamente, aparecen los términos referidos al transporte turbulento de energía los cuales, al igual que en el caso de la cantidad de movimiento, poseen relaciones empíricas o semiempíricas /5/.

- **Ecuación de estado:** Es la ecuación que se necesita para cerrar el sistema de ecuaciones; es la ecuación que relaciona, por ejemplo, la densidad con la presión y temperatura. Para el caso de gases ideales tenemos:

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad (3.8)$$

Donde :  $P$  : presión

$\rho$  : densidad

$R$  : constante particular del gas

$T$  : temperatura

Además de ésta, se puede reducir el número de variables si consideramos que los estados del flujo siguen una secuencia de estados conocida, estos es, para el modelo, que el flujo sigue un recorrido adiabático, es decir, en el cual no existe transferencia de calor al flujo; esto es:

$$\frac{P}{\rho^k} = cte \quad \text{con} \quad k = \frac{C_p}{C_v} \quad (3.9)$$

Donde :  $P$  : presión

$\rho$  : densidad

$k$  : exponente adiabático del gas

$C_p, C_v$  : calores específicos a presión y volumen constante

En realidad, no se conoce el recorrido de los estados del flujo, en general, un flujo compresible se debe considerar politrópico ( $k=n$ ,  $n$  puede ser cualquier número real), pero el modelo de flujo adiabático es el que más se utiliza para flujos como el que se estudia /15, 16/.

Como hemos podido apreciar, la descripción analítica de los fenómenos de transporte es compleja y son muy pocas las soluciones analíticas que se tienen (flujo interno en un ducto circular, flujo en una placa plana, flujo de turbulencia libre, entre otros /5, 6, 9/) por lo que buscar una solución analítica para describir el comportamiento de los flujos a través del carburador es inadecuado.

Hay soluciones matemáticas aproximadas de acuerdo con varios métodos; estos métodos tratan principalmente del flujo sin viscosidad e irrotacional; entre ellos tenemos la Teoría de Flujo Potencial, el Potencial Complejo y el Método de Placas y soluciones de la ecuación de Laplace /6, 7/.

No resulta adecuado, para el modelo, el utilizar un método aproximado que considere que la viscosidad es cero, a pesar de tratarse de gases (los cuales tienen un bajo valor de viscosidad), debido a que, de no existir viscosidad (mucho menos carácter turbulento) no se podrían calcular las pérdidas por fricción ni el desprendimiento de la capa límite.

### **3.2 Formulaciones Semianalíticas**

Es debido a la gran dificultad que representa el resolver las ecuaciones de conservación que se han buscado teorías alternativas que proporcionen soluciones adecuadas para cada problema; entre ellas tenemos la teoría de la capa límite, la ley de la potencia de Prandtl o las relaciones que permiten la elaboración del diagrama de Moody /5, 6, 9, 10/.

- **Teoría de la Capa Límite:** Es una de las teorías más útiles para el análisis de flujos viscosos; en ella, se simplifica la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento al despreciar los términos de menor orden /10/. La capa límite es la porción del flujo que se ve modificada debido a los efectos viscosos; es la viscosidad del fluido la que siempre ocasiona que la velocidad de éste sea cero en la frontera en contacto con un medio en reposo relativo. El balance de cantidad de movimiento en un ducto que se ha deducido a partir del desarrollo hecho por Von Kármán /6/ es el siguiente (ver título 4.1.2):

$$\frac{d}{dz} \left[ V_{zmax}^2 \left( \int \frac{V_z}{V_{zmax}} \left( 1 - \frac{V_z}{V_{zmax}} \right) dA \right) \right] + V_{zmax} \frac{dV_{zmax}}{dz} \int \left( 1 - \frac{V_z}{V_{zmax}} \right) dA = \frac{2\pi R \tau_w}{\rho} \quad (3.10)$$

Donde:  $V_z$  : velocidad axial

$V_{zmax}$  : velocidad axial máxima

$A$  : area transversal al paso del flujo por la C. L.

Esta expresión es válida tanto para flujo laminar como para turbulento debido a que no se indica como se calcula el esfuerzo cortante en la pared, pero no es válida para el flujo compresible. En la ecuación anterior se debe establecer como varía la velocidad máxima respecto al eje  $z$  ( $dV_{zmax}/dz$ ), se debe establecer un perfil de velocidades para el flujo ( $V_z/V_{zmax}$ ) y como se determina el esfuerzo cortante en la pared ( $\tau_w$ ). La integración de la ecuación anterior debe realizarse desde la pared hasta el espesor de la capa límite.

- **Ley de la potencia de Prandtl:** Es el resultado de las mediciones hechas por Prandtl al estudiar flujos internos /5, 6/. Esta es una teoría aproximada que

establece que el perfil de velocidades sigue una ley potencial, con  $1/n$  como exponente.

$$\frac{V_z}{V_{zmax}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} \quad (3.11)$$

De las mediciones hechas por Prandtl se pudo determinar como varía este exponente con el número de Reynolds /5, 6, 7/.

- **Factor de fricción:** El factor de fricción es un término que permite calcular las pérdidas de presión debidas a la fricción. Existen muchas relaciones empíricas para hallarlo, pero, la forma más acertada se encuentra en el diagrama de Moody, el cual une los resultados experimentales y expresiones semianalíticas (por ejemplo la relación de Colebrook /7/) en un diagrama donde se puede obtener el factor de fricción en función de la rugosidad relativa y del número de Reynolds.
- **Esfuerzos de Reynolds:** Existen numerosas expresiones semianalíticas desarrolladas para describir los esfuerzos de Reynolds (o esfuerzos turbulentos) como las de Bossinesq, Prandtl, Von Kármán o la de Deissler /5/.

### **3.3 Formulaciones Numéricas**

Como las formulaciones semianalíticas muestran muchas limitaciones (especialmente cuando ocurre desprendimiento del flujo) es que se han desarrollado métodos numéricos para resolver las ecuaciones de conservación; entre ellos tenemos los métodos de Diferencias Finitas, Volúmenes Finitos y Elementos Finitos, siendo los dos últimos los de mayor aplicación actualmente.

**3.3.1 Elementos Finitos.** El Método de Elementos Finitos (*FEM*) es uno de los procedimientos numéricos más utilizados debido a la exactitud que proporciona y a la posibilidad de adaptarse a diversas geometrías (facilidad para utilizar mallas no estructuradas). Uno de los principales inconvenientes para este método en la solución de problemas de transporte es que requiere de una formulación integral; esto consiste en expresar las ecuaciones anteriores en una ecuación integral de acuerdo al Cálculo Variacional, la minimización de la integral nos da la solución de nuestras incógnitas. Las ecuaciones de conservación no permiten ser expresadas, en forma natural, en una notación integral, por lo que se emplean los Métodos de Galerkin /23, 24, 25/ para el planteamiento del problema. Para éste método el tratamiento de la turbulencia es a través de ecuaciones auxiliares, generalmente estas siguen el llamado modelo  $k - \epsilon$  /25/ el cual establece la generación y difusión de energía cinética turbulenta. La compresibilidad del flujo complica la formulación necesaria para el desarrollo de problemas por éste método.

**3.3.2 Volúmenes Finitos.** Se basa en la solución de las ecuaciones de conservación en volúmenes que conforman la geometría en estudio. Este procedimiento numérico es, por varios motivos, más adecuado para la solución de los problemas de transporte, especialmente porque trabaja con las ecuaciones expresadas en forma diferencial /20, 21/. Este método también requiere, al igual que el método de Elementos Finitos, de ecuaciones adicionales para expresar el comportamiento turbulento del fluido (también, frecuentemente, se utiliza el modelo  $k - \epsilon$  /21, 22/) y de la ecuación de

estado para cerrar el número de incógnitas. La principal desventaja de este método es que aproxima, generalmente, la geometría con volúmenes convencionales (coordenadas rectangulares, cilíndricas); si se quiere una mejor aproximación de la geometría se debe recurrir a transformaciones de coordenadas o utilizar volúmenes alternativos /20/, lo cual complica el código computacional del programa. Una de las principales ventajas de este método es que es muy útil cuando se requiere de soluciones transitorias.

### **3.4 Comparación entre las Formulaciones**

Una vez que conocemos las posibles formulaciones se puede analizar cual es la más conveniente para el modelo:

- **Formulación analítica:** Es prácticamente inaplicable el resolver las ecuaciones de conservación debido a las características del problema. Una solución de acuerdo con la teoría del flujo potencial es inadecuada debido a que obtendríamos un resultado que se aleja mucho del fenómeno físico real (falta de viscosidad, compresibilidad y turbulencia), tampoco permite describir el desprendimiento del flujo ni calcular las pérdidas de energía por fricción. Otro inconveniente es que requiere de las condiciones de contorno para la velocidad, las cuales no se conocen a la salida de la geometría en estudio. Métodos como el de *Placas* o el del *Potencial Complejo* trabajan con flujo Potencial.

- **Formulación semianalítica:** Es la que se utiliza en el desarrollo del modelo debido a que permite la solución sin requerir de las condiciones de contorno a la salida; además, permite la descripción del carácter turbulento del flujo (ley de la potencia de Prandtl) y permite introducir el factor de fricción (según el diagrama de Moody) para calcular las pérdidas por fricción; otra ventaja es que, como se verá, el obtener una solución semianalítica permite hallar el resultado con todo el detalle que la frontera exige. La desventaja de esta formulación es que es aproximada y no permite describir la separación del flujo o la formación de vórtices por lo que, solamente se pueden ensayar perfiles suficientemente “suaves” que permitan desprestigiar el efecto de la separación (como es el caso del perfil de la tobera en estudio).
- **Formulaciones Numéricas:** Son las más adecuadas para la mayoría de problemas de transporte pero, cada procedimiento tiene sus respectivas ventajas y desventajas. En el caso de Elementos Finitos, éste ofrece las ventajas de adaptabilidad de la frontera y la exactitud de la solución; las desventajas son la dificultad que ofrece este método para tratar la compresibilidad y el carácter turbulento (se deben adicionar incógnitas) además de no permitir un entendimiento físico natural de la formulación (las ecuaciones de conservación no son adecuadas para ser expresadas en forma integral) y de requerir gran capacidad de procesamiento numérico y un desarrollo complejo para el algoritmo.  
En el caso de los Volúmenes Finitos las ventajas son el entendimiento físico que permite de las ecuaciones de conservación discretizadas y la facilidad que ofrece

para hallar respuestas transitorias (la cual no es requerida para el modelo). Como desventajas tenemos que el modelo requeriría de una transformación de coordenadas o la utilización de mallas curvilíneas para discretizar la geometría y que también este método requiere de incógnitas extras para la turbulencia, convirtiéndose éste en un problema complejo.

La principal desventaja que presentan ambos métodos respecto al problema a resolver es que requieren de todas las condiciones de contorno (velocidad y presión a la salida de la geometría), las cuales no se conocen; éstas se podrían asumir, pero con ello se introduce error e incertidumbre en la solución.

## DESARROLLO DEL MODELO

### 4.1 Flujo de Aire

El estudio del flujo de aire a través de la geometría del carburador viene dividido en:

- distribución de propiedades medias,
- desarrollo de la capa límite,
- distribución de velocidades puntuales y
- distribución de presiones puntuales.

**4.1.1 Distribucion de Velocidad y Presión Media ( $V_m, P_m$ ).** Para hallar las propiedades medias del flujo a través de la geometría en estudio partimos de la ecuación de conservación de la energía, la cual, expresada en forma completa viene representada por /5/:

$$\Delta \frac{1}{2} \frac{\langle V^3 \rangle}{\langle V \rangle} + \Delta \Phi + \int \frac{dP}{\rho} + W + E = 0 \quad (4.1)$$

Para el modelo, considerando los puntos unidimensionales 1 y 2 separados un  $dz$  a través del eje axial, tenemos:

- **Variación de Energía Cinética:**

$$\frac{\langle V^3 \rangle}{\langle V \rangle} = \alpha V^2 \quad (4.2)$$

Donde:

$V$ : velocidad del fluido.

$\langle \rangle$ : denota valor medio.

$\alpha$ : es el factor de corrección de energía cinética, el cual, para el flujo turbulento  $\approx 1.5, 6/$ .

- **Variación de Energía Potencial:**

$$\Delta\Phi \approx 0 \quad (4.3)$$

Se desprecia la variación de energía potencial por no haber variación de altura en el flujo, especialmente al ser tratado como unidimensional.

- **Variación de Energía Entálpica:**

$$\int \frac{dP}{\rho} = \Delta h = C_p \Delta T \quad (4.4)$$

Donde:

$P$ : presión media del fluido ( $P=f(z)$ ).

$\rho$ : densidad media ( $\rho=f(z)$ ).

$h$ : entalpía específica ( $h=f(z)$ ).

$C_p$ : calor específico del aire.

$T$ : temperatura media ( $T=f(z)$ ).

- **Flujo adiabático:**

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)} \quad (4.5)$$

Donde:

$k$ : exponente adiabático del aire.

- **Trabajo sobre el carburador:**

$$W=0 \quad (4.6)$$

No se realiza trabajo sobre el flujo en su paso por el carburador.

- **Pérdidas de energía:** al considerarse adiabático no existe transferencia de calor hacia el fluido y las únicas pérdidas son debidas a la fricción, con lo que tenemos:

$$\Delta E = -dh_p = -f \frac{ds}{D} \frac{V_m^2}{2} \quad (4.7)$$

Donde:

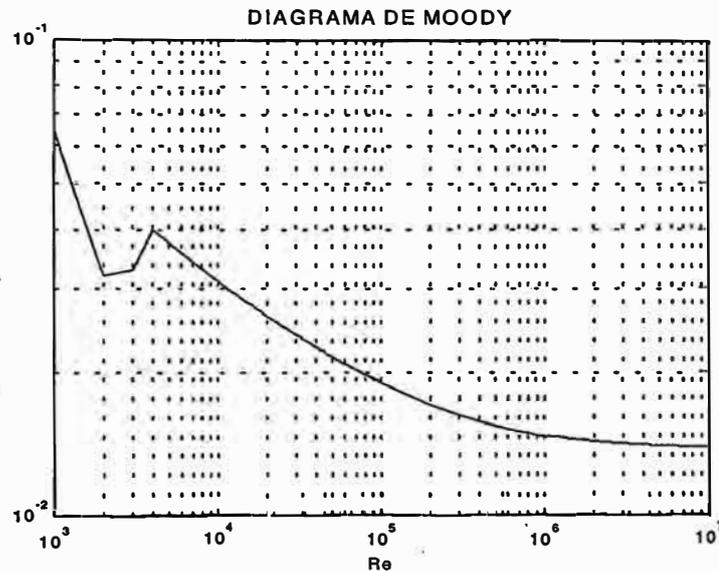
$f$ : factor de fricción.

$ds$ : diferencial de longitud superficial.

$D$ : diámetro efectivo de paso del flujo ( $D=2(R-y)$ ).

$V_m$ : velocidad media del flujo.

Para calcular el factor de fricción se emplea un subprograma que lo calcula de acuerdo a su régimen y a la rugosidad del ducto, obteniéndose una curva del diagrama de Moody para la rugosidad  $e$  de la tobera /5, 6/:



***Figura 4.1:*** Factor de fricción para la rugosidad de la geometría en estudio.

El diferencial de longitud superficial del perfil  $ds$  viene dado por:

$$ds = \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2} \cdot dz \quad (4.8)$$

Donde  $y$  es la altura del perfil ( $y=f(z)$ ). De lo anterior, si llamamos  $T_m$ ,  $P_m$  y  $V_m$  a la temperatura, presión y velocidad media respectivamente, tendremos:

$$Cp \cdot (T_{m1} - T_{m2}) + \frac{1}{2} (V_{m1}^2 - V_{m2}^2) - \Delta h_p = 0 \quad (4.9)$$

Nuevamente, por ser adiabático, tenemos la siguiente expresión que relaciona las densidades medias entre los puntos 1 y 2:

$$\rho_{m2} = \rho_{m1} \left( \frac{P_{m2}}{P_{m1}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (4.10)$$

Por continuidad y debido a que no hay otro ingreso de aire a la corriente, tenemos:

$$V_{m2} A_2 \rho_{m2} = V_{m1} A_1 \rho_{m1} \quad (4.11)$$

Donde  $A$  es el área de la sección de paso del flujo.

Finalmente, obtenemos una ecuación que expresa la presión media en el punto 2 en función de las propiedades en el punto 1:

$$C_p T_{m1} \left( 1 - \left( \frac{P_{m2}}{P_{m1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) + \frac{V_{m1}^2}{2} \left( \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \left( \frac{P_{m1}}{P_{m2}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right) - \Delta h_p = 0 \quad (4.12)$$

La anterior es una ecuación implícita en  $P_{m2}$  y se resuelve por métodos iterativos (por ejemplo Newton – Raphson /19/); la ventaja del desarrollo anterior respecto a una notación diferencial de la ecuación de la energía es la exactitud para cualquier valor del  $dz$ . Una vez obtenida  $P_{m2}$ , con las ecuaciones anteriores se hallan  $\rho_{m2}$ ,  $T_{m2}$  y  $V_{m2}$ ; el número de Reynolds  $Re$  para la sección 2 será:

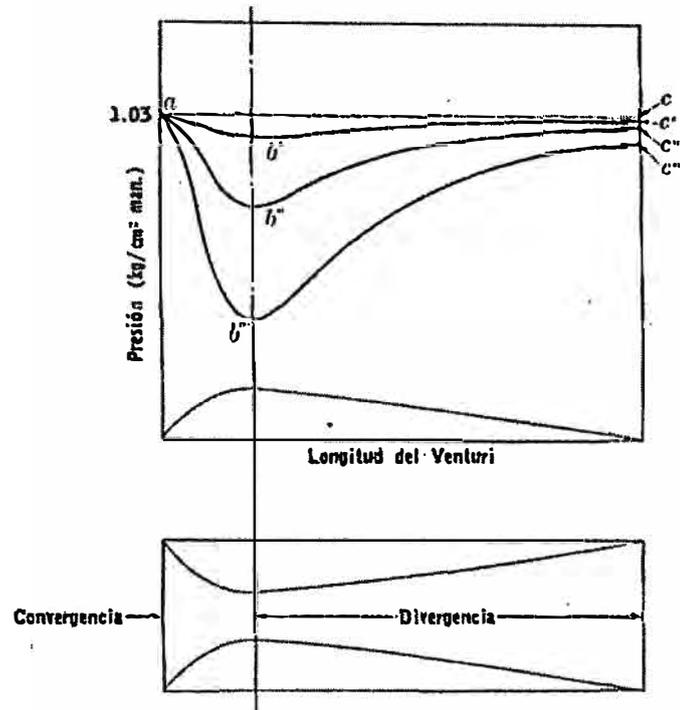
$$Re = \frac{\rho V_{m2} D}{\mu} \quad (4.13)$$

Donde  $\mu$  es la viscosidad del fluido.

Resulta obvio que el número de Reynolds varía con el eje  $z$ ; esta variación es bastante significativa para grandes flujos másicos de aire de ingreso al motor.

Con el desarrollo anterior se hallan todas las propiedades medias a través del volumen en estudio.

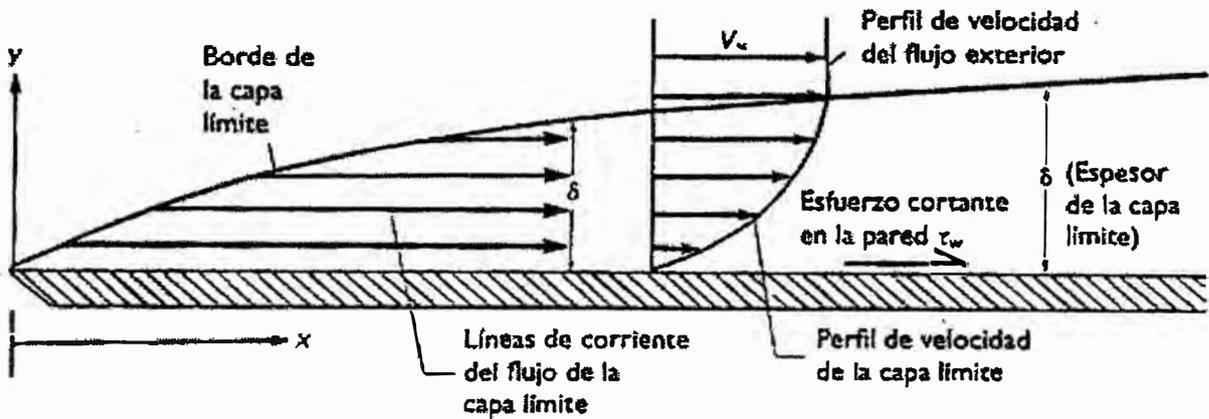
El comportamiento esperado de la presión media de vacío se puede observar a continuación:



***Figura 4.2: Caída de presión a través de una tobera convergente – divergente para varios flujos máxicos de aire de ingreso.***

En la figura anterior se observa como la aceleración del flujo de aire desde el ingreso a la tobera (punto *a*) hasta que llega a la garganta (punto *b*) produce el máximo vacío. También se puede observar la superposición de las curvas para varios flujos máxicos de aire de ingreso; mientras mayor sea éste, mayor será el vacío en la garganta (puntos *b*, *b'*, *b''* y *b'''*), pero a su vez, mayor es la pérdida de presión que se produce (puntos *c*, *c'*, *c''* y *c'''*). El diseño óptimo contempla esto, a fin de lograr el vacío requerido en la garganta sin causar una gran pérdida de presión.

**4.1.2 Desarrollo de la Capa Límite ( $\delta$ ).** El espesor de la capa límite es la distancia desde el perfil a la corriente en la cual  $V_z$  se ve modificada por los efectos de la viscosidad (y esfuerzos turbulentos en el caso de ser un flujo turbulento /6/) del fluido.



**Figura 4.3 :** *Espesor de la capa límite.*

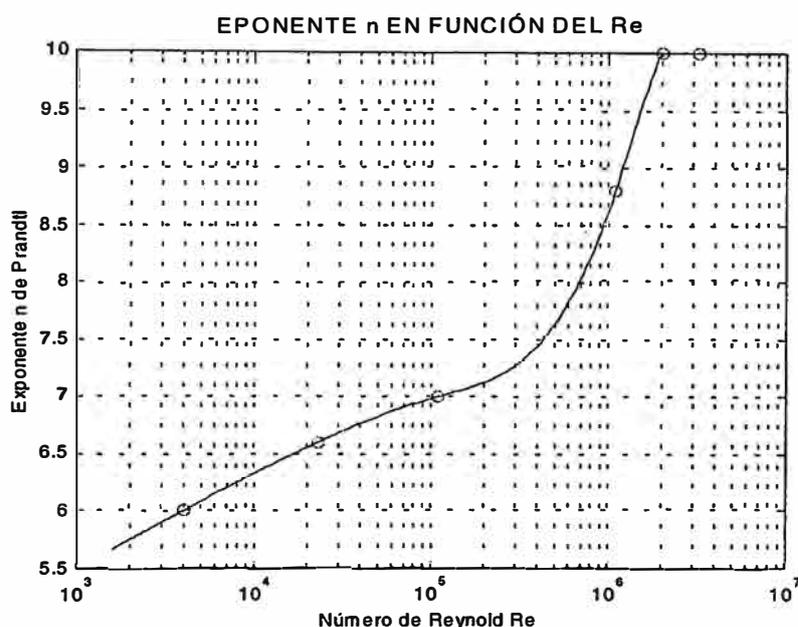
En el modelo se halla el espesor de la capa límite en  $z$ , la cual, de tenerse un espesor y del perfil igual a cero, sería la misma que para el flujo en un ducto de sección circular.

Al ser turbulento el flujo de aire, se asume que la velocidad axial ( $V_z$ ) tendrá un perfil de velocidad que cumple la ley de la potencia de Prandtl /5, 6, 7/. El exponente  $n$  de la ley de la potencia viene dado en forma experimental en función del número de Reynolds según /5, 6/:

**Cuadro 4.1:** *Variación del exponente de la ley de la potencia con el Re.*

Re	4.0E+03	2.3E+04	1.1E+05	1.1E+06	2.0E+06	3.2E+06
n	6	6.6	7	8.8	10	10

Los valores anteriores se ajustan mediante una curva del tipo *spline* /19/ para obtener el exponente  $n$  para un  $Re$  dado.



***Figura 4.4: Exponente de Prandtl en función del número de Reynolds.***

Por definición de velocidad media ( $V_m$ ) y conociendo el perfil de velocidades axiales ( $V_z$ ) para un  $z$  dado, tenemos la siguiente expresión para la velocidad axial máxima ( $V_{zmax}$ ) en función de  $\delta$  y  $V_m$ :

$$V_{zmax} = \frac{(R-y)^2}{(R-y-\delta)^2 + \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \cdot \delta^2} \cdot V_m \quad (4.14)$$

Para hallar el desarrollo de  $\delta$  con  $z$  recurrimos al desarrollo integral de Von Karman /6/, adecuada al flujo en ductos:

$$\frac{d}{dz} \left[ V_{zmax}^2 \left( \int_{A1}^{A2} \frac{V_z}{V_{zmax}} \left( 1 - \frac{V_z}{V_{zmax}} \right) dA \right) \right] + V_{zmax} \frac{dV_{zmax}}{dz} \int_{A1}^{A2} \left( 1 - \frac{V_z}{V_{zmax}} \right) dA = \frac{2\pi R \tau_w}{\rho} \quad (4.15)$$

Donde:

$A$ : área transversal de paso del flujo.

$A1$ : área interior para la integración.

$$A1 = \pi(R - y - \delta)^2 \quad (4.16 a)$$

$A2$ : área exterior para la integración.

$$A2 = \pi(R - y)^2 \quad (4.16 b)$$

$\tau_w$ : esfuerzo cortante en la pared.

La ecuación anterior es válida tanto para el flujo laminar como para el turbulento, ya que no se indica cómo se obtiene el esfuerzo cortante en la pared.

Para hallar el esfuerzo cortante en la pared realizamos un balance de cantidad de movimiento en un volumen diferencial, limitado por el área transversal y de espesor igual a  $dz$ ; para éste, tenemos:

$$\Delta P \cdot A_t = \tau_w \cdot A_l \quad (4.17)$$

Siendo  $\Delta P$  la caída de presión,  $A_t$  y  $A_l$  las áreas transversal (axial) y lateral respectivamente, con lo cual:

$$\tau_w = \frac{1}{8} f \rho V_m^2 \quad (4.18)$$

Del desarrollo anterior obtenemos la siguiente ecuación diferencial en función del espesor de la capa límite  $\delta$  y de  $V_{zmax}$ :

$$\frac{d\delta}{dz} + \left( \frac{dV_{zmax}}{dz} \right) \frac{\delta}{V_{zmax}} = \frac{(n+1)(n+2)(2n+1)Rf}{8n[(2n+1)R - (n+2)\delta]} \left( \frac{V_m}{V_{zmax}} \right)^2 \quad (4.19)$$

Reemplazando  $V_{zmax}=f(\delta)$  en la expresión hallada, la ecuación anterior se convierte en implícita para  $d\delta/dz$ .

Desarrollando el término  $d\delta/dz$ , llegamos a una ecuación diferencial ordinaria de primer orden, con  $\delta$  como incógnita. La ecuación final a resolver será:

$$\frac{d\delta}{dz} + \frac{C}{(1+D)} \delta = \frac{A}{B^2(1+D)} \quad (4.20 \text{ a})$$

$$A = \frac{(n+1)(n+2)(2n+1)(R-y)f}{8n[(2n+1)(R-y) + (n+2)\delta]} \quad (4.20 \text{ b})$$

$$B = \frac{(R-y)^2}{(R-y-\delta)^2 + \frac{2n^2\delta^2}{(n+1)(2n+1)}} \quad (4.20 \text{ c})$$

$$C = \frac{2(R-y-\delta)}{(R-y)^2} \frac{dy}{dz} \quad (4.20 \text{ d})$$

$$D = \frac{B}{(R-y)^2} \left[ \frac{4n^2\delta}{(n+1)(2n+1)} - 2(R-y-\delta) \right] \quad (4.20 \text{ e})$$

Para resolver la ecuación anterior se utilizó el método de Runge – Kutta de orden 4 /19/, el cual ha demostrado ser estable para valores del flujo másico de aire menores al que originaría choque en la garganta (número de Mach igual a uno,  $M=1$ ).

El utilizar la teoría de la capa límite ha permitido no requerir las condiciones a la salida del flujo, pues, para resolver la anterior ecuación diferencial sólo se requiere de la condición inicial del flujo, es decir, a la entrada del carburador.

### 4.1.3 Distribución de Velocidades Puntuales

Las velocidades puntuales vienen representadas por  $V_z$  la velocidad axial (eje  $z$ ) y  $V_r$  la velocidad radial (eje  $r$ ).

- **Velocidad axial ( $V_z$ ):** Como se mencionó anteriormente, el perfil de velocidades axiales se asume que sigue ley de la potencia de Prandtl /5/, para la cual se tiene:

$$V_z = V_{zmax} \left( \frac{R-y-r}{\delta} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4.201a)$$

$$V_z = V_{zmax} \quad (4.21 b)$$

La primera expresión se cumple para la región entre el perfil y la capa límite y la segunda para la corriente interior, la cual no sufre los efectos de la fricción.

- **Velocidad radial ( $V_r$ ):** Para el desarrollo de la expresión de la velocidad radial consideraremos el mismo perfil de velocidades anterior para  $V_z$  pero completamente desarrollado ( $\delta=R-y$ ) y el resultado lo extenderemos al caso del flujo en desarrollo.

Tenemos:

$$V_z = V_{zmax} \left( 1 - \frac{r}{R-y} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4.22 a)$$

$$\frac{V_m}{V_{zmax}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (4.22 b)$$

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\pi \rho (R-y)^2} \quad (4.22 c)$$

Con las expresiones anteriores se obtiene  $V_z$  como función de la posición  $(z, r)$ ; es decir, se ha logrado una expresión semianalítica para expresar  $V_z$  a través de toda la geometría en estudio.

$$V_z = \left( \frac{\dot{m}}{\rho\pi} \frac{(n+1)(2n+1)}{2n^2} \right) \frac{1}{(R-y)^2} \left( 1 - \frac{r}{R-y} \right)^{\frac{1}{n}} = f(z, r) \text{ con } y = f(z) \quad (4.23)$$

A continuación pasamos al análisis de la ecuación de continuidad, la cual, en coordenadas polares, con las consideraciones del modelo y en función de  $V_z$  se reduce a una expresión para  $V_r$  (ver ecuación 3.2):

$$V_r = -\frac{1}{r} \int r \frac{\partial V_z}{\partial z} dr + c(z) \quad (4.24)$$

En la expresión anterior se está despreciando la variación de la densidad con la posición  $(z, r)$  lo cual es factible al ser pequeña esta variación debido al bajo número de Mach para el modelo ( $M=0,5$  como máximo).

La derivada de  $V_z$  respecto a  $z$  será:

$$\frac{\partial V_z}{\partial z} = \left( \frac{\dot{m}}{\rho\pi} \frac{(n+1)(2n+1)}{2n^2} \right) \frac{1}{(R-y)^3} \left( 1 - \frac{r}{R-y} \right)^{\frac{1}{n}} \left[ 2 - \frac{r}{n(R-y-r)} \right] = f(z, r) \quad (4.25)$$

y realizando la integración en forma analítica obtenemos la expresión para  $V_r$  en función de la posición  $(z, r)$  y de  $V_z$ :

$$V_r = V_z \left( -\frac{dy}{dz} \right) \frac{r}{R-y} = V_z \tan\theta \quad (4.26)$$

La expresión  $\tan\theta = f(z,r)$  nos indica que  $\theta$  es el ángulo que forma la velocidad absoluta  $V=(V_z, V_r)$  con el eje  $z$ , analizando la geometría del modelo observamos que todas las direcciones de las velocidades absolutas convergen en un punto (corriente arriba para la parte creciente del perfil y corriente abajo para la parte decreciente).

Como se observa, se ha obtenido  $V_r = V_z \cdot f(z,r)$ , este resultado lo extendemos al verdadero perfil de  $V_z$ , el cual no es completamente desarrollado (la deducción hecha resulta válida para cualquier perfil físicamente aceptable).

Las expresiones anteriores no se cumplen estrictamente debido a la variación de la densidad ( $\rho=f(z, r)$ ) y a la variación del exponente  $n$  con el  $Re$  ( $n=f(Re)$ ) pero, debido a que estas variaciones son pequeñas, se pueden despreciar.

#### **4.1.4 Distribución de Presiones Puntuales**

Para hallar la distribución de presiones recurrimos nuevamente a la ecuación de conservación de la energía.

Definimos la energía específica puntual como:

$$H = h + \frac{V^2}{2} \quad \text{con:} \quad h = \int \frac{dP}{\rho} \quad (4.27)$$

La expresión anterior es la suma del término de la energía entálpica más el de la energía cinética; el primero se expresa como una integral pero, al realizarse la integración entre dos puntos espaciados un diferencial, este término se puede expresar como la razón entre la presión y la densidad en el punto en estudio.

Para los puntos 1 y 2, que siguen una misma línea de corriente y espaciados un  $ds'$  (diferencial de longitud a través de una línea de corriente), se tendrá que:

$$H_2 = H_1 - hp_{1-2} \quad (4.28)$$

El término  $hp_{1-2}$  representa las pérdidas de energía debidas a la fricción; estas pérdidas sólo existen dentro de la capa límite, toman el valor de  $dh_p$  en la pared y son cero fuera de ésta. Si tomamos como lineal la variación del término  $hp_{1-2}$  a través del espesor de la capa límite  $\delta$ , tendremos:

$$hp_{1-2} = dh_p \cdot \frac{(r - (R - y - \delta))}{\delta} \quad (4.29)$$

Contando con las propiedades en el punto 1 y con la velocidad en el punto 2, finalmente podemos calcular la presión del punto 2:

$$P_2 = P_1 \left[ 1 - \left( \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - dh_{p1-2} \right) \frac{\rho_1}{RC_p P_1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.30)$$

No se debe olvidar que tanto el perfil de velocidades que sigue la ley de la potencia como la distribución lineal del esfuerzo cortante total son relaciones halladas experimentalmente, por lo cual, no son exáctas pero son válidas para describir el comportamiento del flujo en estudio.

## 4.2 Flujo de Biogás

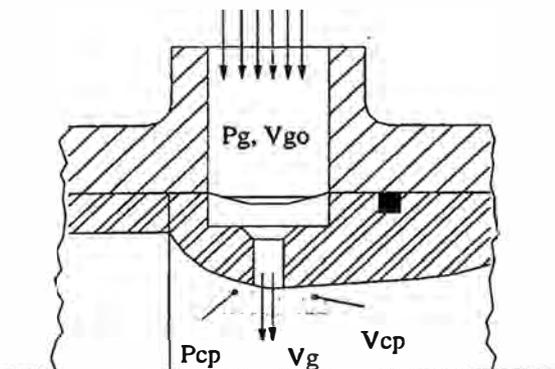
El desarrollo del estudio para el flujo de biogás se divide en:

Contrapresión al flujo de biogás.

Flujo másico de biogás originado.

**4.2.1 Contrapresión al Flujo de Biogás.** El flujo de biogás será originado por la diferencia de presiones entre la presión del biogás en el anillo de alimentación ( $P_g$ ) y el vacío producido en la garganta de la tobera.

El vacío en la garganta interviene en el flujo en forma de una contrapresión a la salida de los agujeros para el biogás. La contrapresión ( $P_{cp}$ ) será la presión predominante a la salida de los agujeros para el biogás. Para hallar la contrapresión primero procedemos a definir la región de influencia de ésta a la salida de cada agujero (igualmente espaciados angularmente):



***Figura 4.5: Volumen de influencia para el flujo de biogás.***

El volumen de influencia ( $V_{cp}$ ) es la región inmediata a la salida de cada agujero, esta región es la que contiene una presión media de vacío, la cual será la contrapresión al flujo de gas; entonces, ésta se calcula por:

$$P_{cp} = \frac{1}{V_{cp}} \cdot \iiint_{V_{cp}} P dV \quad (4.31)$$

La integral anterior se halla siguiendo la integración por trapecios, la cual da la suficiente exactitud para el modelo /19/.

#### 4.2.2 Flujo Másico de Biogás Originado

Obtenida la contrapresión se puede calcular la velocidad de salida del biogás ( $V_g$ ). Considerando el flujo de biogás como adiabático y con la ecuación de conservación de la energía para un proceso *FEES* (Flujo Estable, Estado Estable), tenemos:

$$h_g + \frac{V_g^2}{2} = h_{cp} + \frac{V_{go}^2}{2} \quad (4.32)$$

El subíndice  $g$  denota gas (biogás), el  $go$  indica el biogás de alimentación (condición que se aproxima a la de estancamiento) y  $cp$  indica contrapresión. Luego, con un tratamiento unidimensional, tenemos /5/:

$$V_g = \left( \frac{2 \cdot C_{pg} \cdot T_g \cdot \left[ 1 - r_p^{\frac{k_g}{k_g-1}} \right]}{1 - \left( \frac{RA}{n_{aguj}} \right) r_p^{\frac{2}{k_g}}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.33)$$

Donde:

$r_p = P_{cp}/P_g$  relación de presiones.

$RA = (\text{área total de salida del biogás}) / (\text{área del flujo en el anillo de alimentación})$ .

$n_{aguj}$  el número de agujeros en la tobera.

La razón  $RA$  debe ser lo menor posible (siempre menor a uno) con el fin de evitar los cambios de presión interiores, con sus consiguientes pérdidas de energía; además, mientras menor sea  $RA$  el biogás de alimentación se acercará más a la condición de estancamiento, la cual es ideal para el sistema.

La densidad del biogás a la salida de los agujeros será:

$$\rho_g = \rho_{go} \left( \frac{P_{cp}}{P_g} \right)^{\frac{k_g}{k_g-1}} \quad (4.34)$$

Finalmente, el flujo másico de biogás será:

$$\dot{m}_{gas} = C_d \rho_g V_g n_{aguj} \frac{\pi d_g^2}{4} \quad (4.35)$$

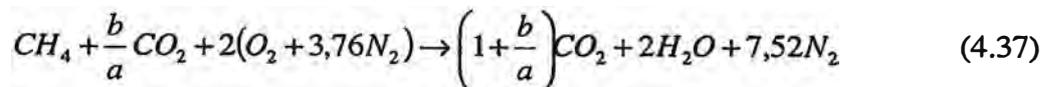
Siendo  $C_d$  el coeficiente de descarga de los agujeros ( $C_d \approx 0,98 - 0,98$ ),  $n_{aguj}$  es el número de agujeros en la garganta y  $d_g$  es el diámetro de los agujeros. El flujo de biogás a la corriente de aire es un caso de flujo en *turbulencia libre* [9], además de ser un problema de transporte de masa; el analizar el flujo de biogás en forma unidimensional lo simplifica en gran medida, además de resultar adecuado para fines de análisis.

### **4.3 Coeficiente de Exceso de Aire**

Como se vio en los objetivos (**título 1.5**), el coeficiente de exceso de aire viene definido por [13]:

$$\alpha = \frac{l}{l_o} = \frac{\dot{m}_{aire} / \dot{m}_{gas}}{\text{relación estequiométrica}} \quad (4.36)$$

En la ecuación anterior falta determinar la relación estequiométrica  $l_o$ , la cual se halla del balance químico de la ecuación de combustión del biogás (despreciando los componentes con poco porcentaje en la composición):



Donde  $a$  y  $b$  son los porcentajes de metano y dióxido de carbono del biogás respectivamente; como se observa, se está despreciando la influencia de los demás componentes del biogás en la combustión por ser estos muy reducidos en porcentaje.

Reemplazando los pesos moleculares de los componentes hallamos la expresión para  $l_o$  en función de los componentes  $a$  y  $b$ :

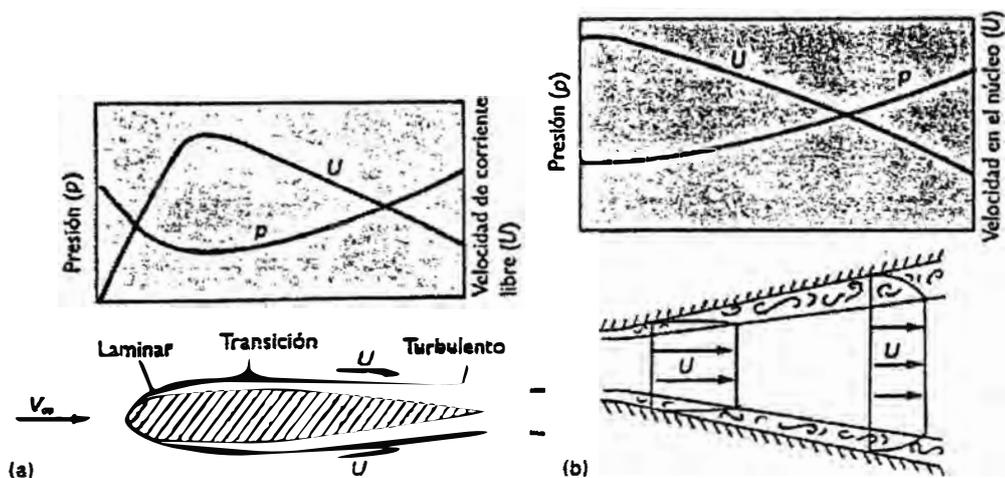
$$l_o = \frac{274,56}{16 + 46 \frac{b}{a}} \quad (4.38)$$

Para el biogás, de composición estándar (ver *Cuadro 1.1*), esta relación se encuentra entre 5,2 y 6,8 kg aire/kg biogás.

El coeficiente de exceso de aire es un parámetro importante en el funcionamiento de todo motor, para una condición de funcionamiento dada existe un  $\alpha$  óptimo para una adecuada combustión del biogás, y con ésta, economía del combustible y estabilidad de funcionamiento /13, 14/.

#### 4.4 Desprendimiento de la Capa Límite

El desprendimiento de la capa límite ocurre cuando el flujo aledaño a la superficie de contacto sufre un gradiente de presión adverso; en esta región no se cumplen las ecuaciones desarrolladas para determinar el espesor de la capa límite. Los gradientes de presión son debidos principalmente a la curvatura de la superficie de paso del fluido; éste gradiente de presión se produce tanto para flujo externo como interno, laminar o turbulento, según como se puede observar en la siguiente figura /6/:



**Figura 4.6: Flujo externo e interno con gradiente de presión.**

En el modelo desarrollado no se ha considerado el desprendimiento de la capa límite en los perfiles de velocidad; sin embargo, para que se produzca el desprendimiento se deben cumplir /6, 7/:

- En el punto de inicio de la separación el perfil de velocidad tiene una pendiente vertical, esto es:

$$\left. \frac{\partial V}{\partial l} \right|_{l=0} = 0 \quad (4.39)$$

- El esfuerzo cortante en la pared es cero ( $\tau_w=0$ ).
- Un razonamiento físico indica que la separación ocurre con un gradiente de presión en aumento, en general llamado *gradiente de presión adverso*.

De lo anterior y gracias al balance de cantidad de movimiento y a la segunda ley de Newton se llega a la siguiente expresión que indica el punto de inicio de la separación del flujo /6/:

$$\left. \frac{\partial^2 V}{\partial l^2} \right|_{l=0} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \quad (4.40)$$

En el punto en que se cumpla la relación anterior será el posible punto de inicio de la separación. La relación anterior se cumple para flujo laminar más no para flujo turbulento (para el cual no se cumple, completamente, la ley de viscosidad de Newton); pero, por un balance análogo de cantidad de movimiento y de la pérdida de presión (utilizando el concepto del factor de fricción), tenemos:

$$\frac{dP_m}{dz} = f\rho \frac{V_m^2}{2D} \quad (4.41)$$

Esta relación es válida tanto para el flujo laminar como para el turbulento.

El punto en que se cumpla la relación anterior será el posible punto de inicio del desprendimiento. Para el diseño óptimo se busca que este punto se encuentre lo más

alejado posible corriente arriba, para que, de originarse el retorno del flujo, éste no influya en el flujo de biogás y sean menores las pérdidas originadas.

El punto de inicio del desprendimiento de la capa límite se desplaza corriente abajo (hacia la garganta) conforme aumenta el flujo másico de ingreso al motor; asimismo, para pequeños flujos másicos éste se desplaza corriente arriba, hasta no ocurrir separación de flujo para pequeños números de Reynolds.

#### **4.5 Curvas Características del Carburador**

Se ha logrado obtener un modelo matemático del comportamiento del carburador para un flujo másico constante de ingreso al motor.

El flujo nominal de funcionamiento del motor, el cual viene definido por /13, 14/:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{1}{120} \rho_o \eta_v V_{hi} N \quad (4.41)$$

Donde:

$\rho_o$ : densidad del aire de ingreso al motor.  $\eta_v$ : eficiencia volumétrica.

$V_{hi}$ : cilindrada del motor.

$N$ : velocidad del motor (*RPM*).

$1/120$ : factor para un motor de cuatro tiempos.

La expresión anterior expresa el flujo másico que ingresa al motor en kg/s.

Se construye una curva característica para estudiar el verdadero comportamiento del carburador en funcionamiento.

En el modelo se han elaborado dos curvas características: una curva muestra la cantidad de biogás que es provocada por el carburador y el coeficiente de exceso de aire en función del flujo másico de aire que ingresa al motor; la otra curva característica presenta las pérdidas de presión en función del flujo de aire.

Comúnmente se utilizan curvas características con la diferencia de presión a través del carburador como abscisa /14, 15, 16/; las tendencias de utilizar la diferencia de presión o el flujo másico de aire son similares debido a que esta diferencia de presión es la que origina el flujo másico de aire que ingresa al motor.

El estudio y modelación de carburadores es bastante compleja debido al estrangulamiento del flujo a través de la mariposa por lo que, muchas veces se recurre a experimentación o a modelos aproximados para describirlos /15, 16/.

Como no es posible modelar el estrangulamiento del flujo a través de la mariposa en forma adecuada (gran complejidad física y numérica) es que se ha optado por desarrollar la curva característica del carburador en función del flujo másico de aire que es originado por el vacío dentro del cilindro.

Cabe mencionar que la eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ ) es un parámetro obtenido experimentalmente y depende del motor, de su sistema de admisión y de las condiciones de su funcionamiento. El valor de la eficiencia volumétrica para el motor con que se cuenta en el proyecto y a las condiciones nominales ha sido calculada gracias a los ensayos y a la modelación realizada.

## DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO NUMÉRICO

### **5.1 Diagrama de Flujo General para la Modelación**

La modelación se ha realizado en dos programas. El primero se llama **carburador\_analisis**; éste permite el desarrollo de la modelación para tres perfiles de la tobera distintos (1, 2 y 3): 1, el perfil propuesto; 2, el perfil original y 3, el perfil *NACA 4418*; así como para una fracción dada del flujo nominal de ingreso al motor. El programa **carburador\_análisis** permitió comprobar la superioridad del perfil propuesto frente a los otros dos (según se verá en el **Capítulo 7**). El otro programa, **carburador\_diseno**, desarrolla la modelación para un perfil con la geometría propuesta para los parámetros de diseño que se ingresen (medidas de la geometría del perfil y datos del motor). Ambos programas requieren del subprograma **MOODY** el cual calcula el factor de fricción para cualquier régimen. Los resultados que arroja éste son iguales a los que se obtendrían del diagrama de Moody /6, 7/.

Ambos programas obedecen a la siguiente estructura en su desarrollo:

1. **Datos de Ingreso:** Al escribir en la ventana del Matlab la palabra **carburador\_análisis**, en la pantalla aparecerá lo siguiente:

## CONDICIONES

Perfil <1 2 3>:

Fracción de flujo nominal <3600 RPM nominal>:

Uno debe ingresar el perfil que desea ensayar (1: perfil propuesto; 2: perfil original; 3: perfil NACA 4418) y la fracción del flujo nominal de ingreso al motor (1 = flujo nominal)

En el caso del programa **carburador\_diseno** se tendrá:

### PARÁMETROS DEL PERFIL

diámetro de ingreso (mm)	:
diámetro de la garganta (mm)	:
ángulo de ingreso (°) <40-50°>	:
ángulo de salida (°) <15-25°>	:
razón L/h <6.5 – 7.5>	:
razón L1/L <0.20-0.25>	:
longitud anterior (mm)	:
longitud posterior (mm)	:
diámetro de los agujeros (mm)	:
número de agujeros	:

### DATOS DEL MOTOR

cilindrada del motor (cc)	:
velocidad nominal (RPM)	:

en este programa se deben ingresar los parámetros de diseño para el perfil óptimo propuesto así como los datos del motor.

**2. Datos del Motor:** Los datos del motor (cilindrada, velocidad nominal, eficiencia volumétrica) ya se encuentran dentro del código (para **carburador\_analisis**) y pueden ser modificados de acuerdo con el motor que se quiera ensayar.

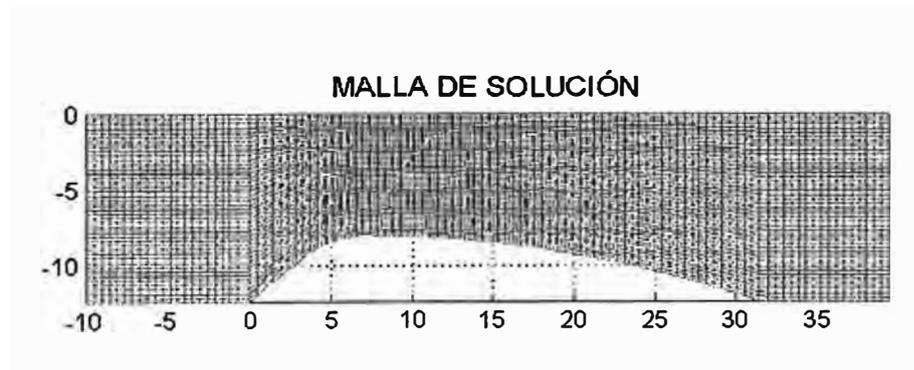
**3. Datos de los Perfiles:** En **carburador\_analisis** se calcula la geometría del perfil elegido. Los datos de cada uno de los perfiles se encuentran dentro del programa y

pueden ser modificados según conveniencia. Para el perfil polinómico (perfil 1) se calculan los coeficientes de cada una de las curvas (ver **Capítulo 6**) y se evalúan los polinomios a lo largo del eje axial. Para el perfil original (perfil 2) se calcula la geometría de acuerdo con la descripción hecha en el **Capítulo 2**. Para el perfil NACA (perfil 3) se evalúan puntos establecidos para este perfil (en porcentaje de la longitud total) y se multiplican por la longitud total de la tobera. Otros datos que ingresan con cada perfil son el número y diámetro de los agujeros para el gas así como el coeficiente de descarga de estos.

**4. Propiedades del Aire y del Combustible Gaseoso:** Aquí se ingresan las propiedades del aire que ingresará al motor (densidad, viscosidad, calor específico y otras) y las del gas combustible. Las propiedades del gas se calculan de acuerdo a su composición volumétrica y a la temperatura de éste. El programa puede calcular las propiedades de cualquier gas combustible cuyos componentes sean: nitrógeno ( $N_2$ ), dióxido de carbono ( $CO_2$ ), metano ( $CH_4$ ), etano ( $C_2H_6$ ) y/o propano ( $C_3H_8$ ) para temperaturas comprendidas entre los 300 y 1500 K. Las fórmulas utilizadas en el cálculo de las propiedades se pueden hallar en la referencia bibliográfica /11/.

**5. Exponente del Perfil de Velocidades Turbulento:** El exponente  $n$  del perfil de velocidades turbulento de la ley de Prandtl se calcula para cada número de Reynolds a lo largo de la geometría. Este exponente se encuentra tabulado gracias a datos experimentales /5, 6, 7/ y el programa lo calcula, para un  $Re$  dado, ajustando los datos con una curva *spline* /19/ según se pudo observar en la **Figura 4.4**.

**6. Variables:** Aunque Matlab no requiere que se definan las variables, el hacerlo ahorra tiempo de cómputo. Las variables se trabajan mediante matrices en las cuales cada elemento representa el valor de la variable en el punto  $(i, j)$ , punto definido por un punto espacial  $(z, r)$ , el cual será  $(z(i,j), r(i,j))$ . Las variables así definidas son: la malla con los puntos  $z$  ( $zn$ ), la malla con los puntos  $r$  ( $rn$ ), la Velocidad Axial ( $Vz$ ), la velocidad Radial ( $Vr$ ), la Velocidad ( $V$ ) y la Presión ( $P$ ). También se tienen variables unidimensionales, las cuales sólo tienen variación respecto al eje axial; estas son: el eje  $z$  propiamente dicho ( $z$ ), el espesor de la capa límite ( $d$ ) y las propiedades medias ( $Vm$  y  $Pm$ ).



***Figura 5.1: Enmallado de solución utilizado en la modelación.***

**7. Desarrollo del Modelo:** El desarrollo del modelo se inicia con cálculos previos del volumen de influencia para el flujo de gas y estableciendo las condiciones de entrada del

flujo de aire a la geometría. El modelo se desarrolla, primeramente, con la solución de las propiedades que varían sólo con el eje  $z$  (propiedades medias) para luego, a cada tramo  $z$ , resolver la variación de las propiedades con el eje  $r$  (propiedades puntuales).

**8. Factor de Fricción:** Para calcular el factor de fricción se calcula previamente la rugosidad del tramo, ya que la tobera es de bronce pulido y el resto de la carcasa es de acero, la tobera tendrá una menor rugosidad absoluta. Seguidamente se llama al subprograma *MOODY* el cual calcula el factor de fricción de acuerdo al  $Re$  de la sección  $z$  en la que se está trabajando y a la rugosidad relativa de la misma.

**9. Propiedades Medias:** Se calculan las propiedades medias mediante un procedimiento iterativo (ver ecuación implícita en el **título 4.1.1**, **ecuación 4.12**); aquí se requiere por primera vez el valor del factor de fricción para cada sección de paso del flujo. El procedimiento iterativo corresponde al método de Newton – Raphson /19/ para la solución de ecuaciones implícitas. En esta parte se tienen como variables adicionales la temperatura media, el exponente adiabático del aire y la densidad media para cada sección.

**10. Espesor de la capa límite:** Para hallar el espesor de la capa límite se requiere de la solución de una ecuación diferencial lineal de primer orden (ver **título 4.1.2**, **ecuaciones 4.19**), para lo cual, se utiliza el procedimiento numérico de Runge – Kutta de orden 4 /19/.

**11. Velocidades y presiones puntuales:** Las velocidades y presiones puntuales se calculan con las fórmulas antes desarrolladas (ver **títulos 4.1.3** y **4.1.4**); se debe diferenciar el desarrollo para la región dentro y fuera de la capa límite.

**12. Condición de desprendimiento de la capa límite:** A continuación se calculan las expresiones para determinar el punto del inicio del desprendimiento de la capa límite (ecuación 4.40) ; el punto en el cual las dos condiciones se igualen será el posible punto en que se produzca el desprendimiento.

**13. Flujo de gas:** Primero se calcula el volumen de influencia y luego la contrapresión al flujo de biogás (calculando la integral mostrada en la ecuación 4.30).

**14. Cálculos adicionales:** Como cálculos adicionales se tiene el cálculo del flujo másico de biogás originado (ecuación 4.34), el coeficiente de exceso de aire (ecuaciones 4.35 y 4.36) , los valores máximos del  $Re$  y  $M$  para el aire y el gas, la caída de presión a través del carburador, entre otros.

**15. Resultados gráficos y tablas:** Finalmente se obtienen las siguientes tablas:

- Presión mínima (mbar) y la contrapresión al flujo de biogás (mbar).
- Caída de presión del aire a través del carburador (mbar).
- Flujos másicos de aire y biogás ( $m^3/hr$ ).
- Coeficiente de exceso de aire (alfa).
- Velocidades máximas del aire y del biogás (m/s).
- Números de Reynolds y de Mach máximos para el aire y para el biogás.
- La distancia desde la descarga de los agujeros al posible punto de inicio del desprendimiento de la capa límite.

Para ambos programas las tablas que se obtienen son similares a la siguiente:

### RESULTADOS

Pmin=-5.45 mbar,Pcp=-3.33 mbar

Caida de presión=0.24 mbar

dm\_aire=20.91 m<sup>3</sup>/h, dm\_gas=3.05 m<sup>3</sup>/h

alfa=0.98

Vmax\_aire=32.30 m/s,V\_gas=31.10 m/s

Remax\_aire=35194, Mmax\_aire=0.09

Re\_gas=3946, M\_gas=0.09

Descarga al punto de inicio del desprendimiento=2.77 mm

Tiempo de ejecución=29.60 seg

»

El programa **carburador\_diseno** además arroja puntos (z,y) del perfil en forma tabulada

(para fines constructivos).

PERFIL DE LA TOBERA (z,y) en mm

z0 =

0  
2.3100  
4.6200  
6.9300  
7.3920  
9.7020  
12.0120  
14.3220  
16.6320  
18.9420  
21.2520  
23.5620  
25.8720  
28.1820  
30.4920

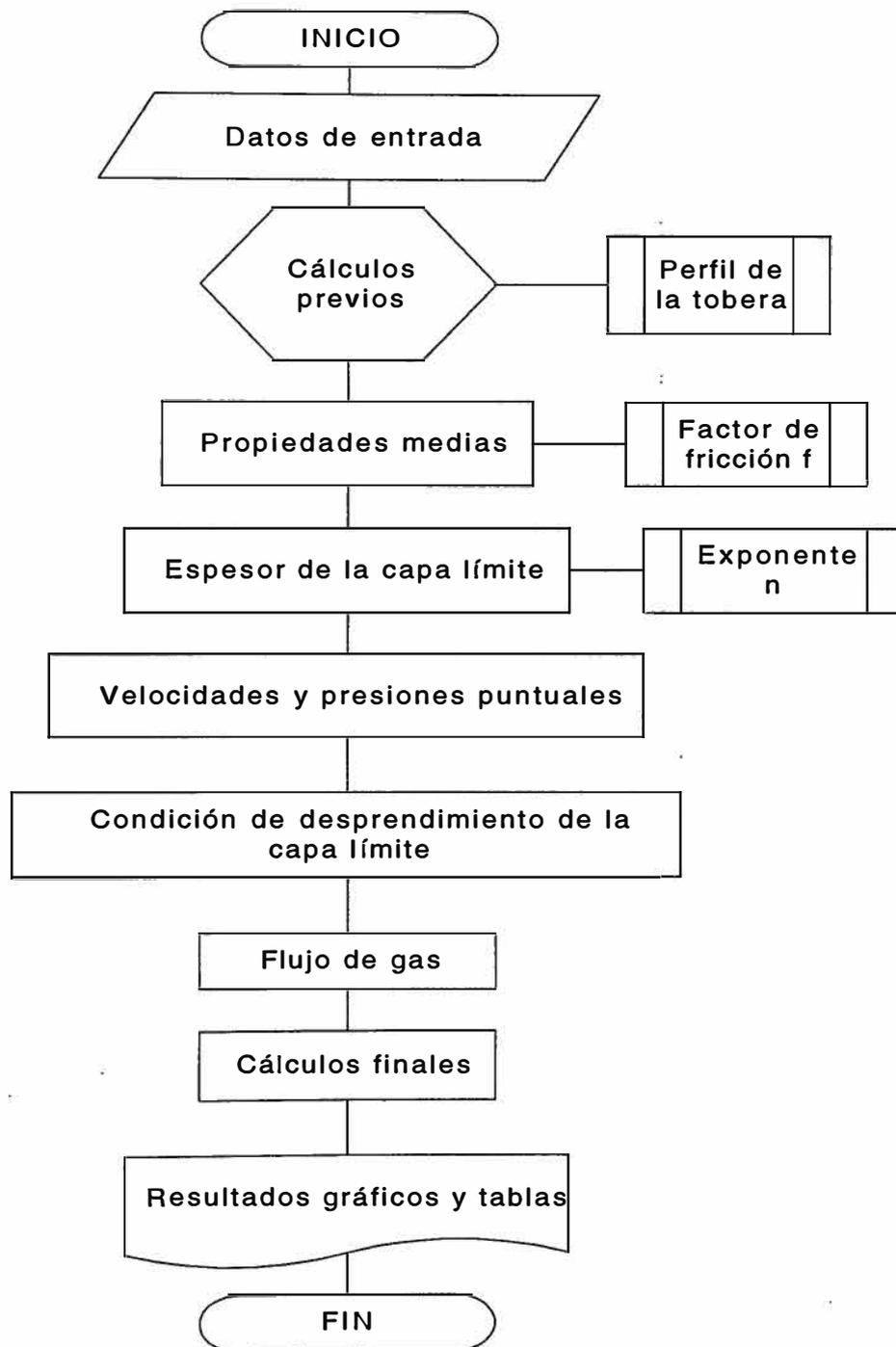
y0 =

0  
2.1933  
3.8467  
4.5000  
4.4984 —  
4.4421  
4.3055  
4.0891  
3.7929

3.4175  
2.9629  
2.4295  
1.8176  
1.1275  
0.3595

Además, se obtienen los siguientes resultados gráficos:

- Distribución de propiedades medias ( $V_m$ ,  $P_m$ ) y velocidad máxima a lo largo del perfil ( $V_{zmax}$ ).
- Desarrollo de la capa límite y distribución de velocidades puntuales en forma vectorial.
- Desarrollo de los perfiles de velocidad (axial y radial) a lo largo de la geometría.
- Distribución de velocidades axiales y radiales.
- Distribución de velocidades absolutas y presiones puntuales.
- Condición de desprendimiento de la capa límite.
- Distribución de presiones puntuales en una representación volumétrica.



***Figura 5.2: Diagrama de Flujo General para la Modelación.***

## **5.2 Utilización de Matlab**

Todos los programas han sido desarrollados con Matlab versión 5.3 debido a la facilidad de programación numérica y de representación gráfica que ofrece. Matlab permite una programación rápida y sencilla, incorporando una gran cantidad de funciones matemáticas además de trabajar con variables matriciales las cuales aligeran el código del programa (Matlab viene de LABORatorio MATricial).

Como opinión propia, consideramos que la principal ventaja del Matlab es la variedad de representaciones gráficas que ofrece así como la facilidad con que estas pueden ser realizadas. Otorgadas las ventajas de facilidad de programación y de representación gráfica, la principal preocupación del modelador será elaborar el modelo en forma conceptual, lo cual, obviamente, es algo que ningún computador o programa podrá realizar.

## DISEÑO ÓPTIMO PROPUESTO

En el presente capítulo se expondrán las consideraciones y los resultados del perfil óptimo propuesto, para finalmente mostrar la secuencia para el dimensionamiento de nuevos carburadores. Para fines de comparación, el diseño del carburador original se encuentra detallado en el **Título 2.1**. Los criterios de optimización del diseño se encuentran detallados en el **Título 2.3 “Criterios de Optimización del Carburador”**.

### **6.1 Perfil de la Tobera**

Las consideraciones para el diseño óptimo del perfil de la tobera fueron:

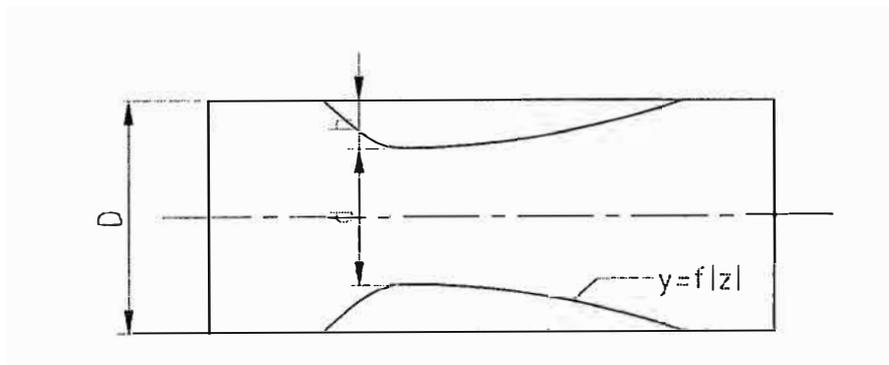
- Reducir las pérdidas por fricción al mínimo.
- Reducir la formación de vórtices tanto al ingreso como a la salida de la tobera.
- Desplazar el punto de inicio del desprendimiento de la capa límite corriente abajo, lo más alejado posible de la descarga de los agujeros para el biogás.

Las anteriores consideraciones se traducen conceptualmente en un diseño con las siguientes características:

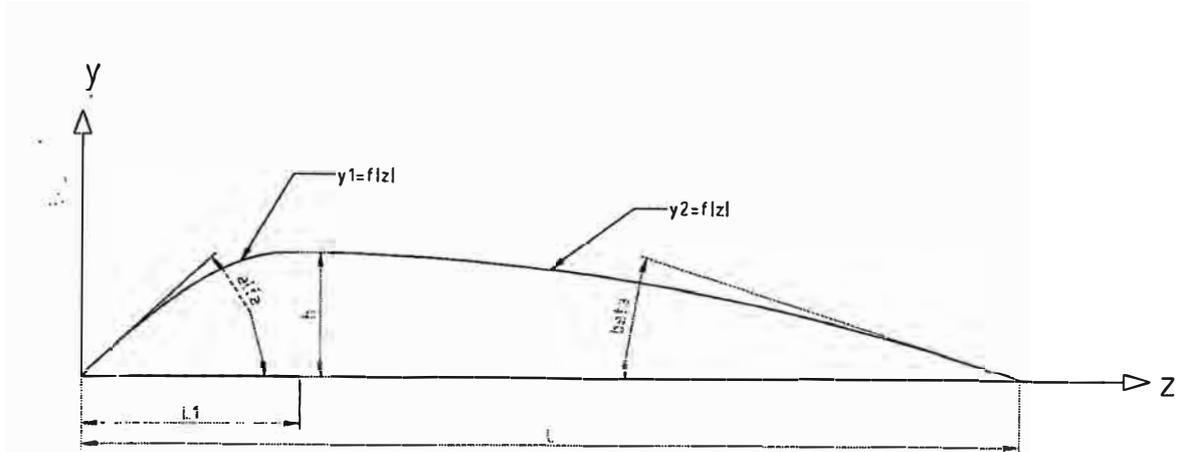
- Menor longitud que el original para reducir las pérdidas por fricción.

- Ingreso y salida del flujo mas “suave” para reducir la formación de vórtices.
- Una expansión de la tobera (en su parte como difusor) menos “brusca” para desplazar el punto de inicio del desprendimiento de la capa límite corriente abajo.

Con base en las anteriores características se diseñó un perfil con las características que se muestran en las **Figuras 6.1 y 6.2**:



***Figura 6.1: Tóbera propuesta; D: diámetro de ingreso del flujo de aire, d: diámetro de la garganta; h: altura máxima del perfil;  $y=f(z)$  altura del perfil.***



**Figura 6.2:** Perfil de la tobera propuesto;  $y_1, y_2 = f(z)$  altura del perfil para el tramo inicial y final respectivamente.

La altura del perfil es función de la coordenada axial de la geometría (eje  $z$ ).

Se definen  $y_1$  e  $y_2$  como las alturas antes y después de la garganta respectivamente; ambas son funciones polinómicas de tercer grado (polinomios cúbicos):

$$y_1 = a_0 + a_1z + a_2z^2 + a_3z^3 \quad (6.1 a)$$

$$y_2 = b_0 + b_1z + b_2z^2 + b_3z^3 \quad (6.1 b)$$

donde :  $a_i$  e  $b_i$  se hallan con los parámetros de diseño.

Para  $y_1$  e  $y_2$  los parámetros de diseño son:

- Ángulo de ingreso ( $\alpha$ ).
- Ángulo de salida ( $\beta$ ).
- Altura máxima ( $h$ ).
- Distancia a la altura máxima ( $L1$ ).

- Longitud total ( $L$ ).

Con los parámetros de diseño se obtienen las siguientes condiciones de contorno para los perfiles:

Para  $y_1$ :

$$\frac{dy}{dz} = \tan\alpha \quad \text{para } z = 0 \quad (6.2 \text{ a})$$

$$\frac{dy}{dz} = 0 \quad \text{para } z = L_1 \quad (6.2 \text{ b})$$

$$y = 0 \quad \text{para } z = 0 \quad (6.2 \text{ c})$$

$$y = h \quad \text{para } z = L_1 \quad (6.2 \text{ d})$$

Para  $y_2$ :

$$\frac{dy}{dz} = -\tan\beta \quad \text{para } z = L \quad (6.3 \text{ a})$$

$$\frac{dy}{dz} = 0 \quad \text{para } z = L_1 \quad (6.3 \text{ b})$$

$$y = 0 \quad \text{para } z = L \quad (6.3 \text{ c})$$

$$y = h \quad \text{para } z = L_1 \quad (6.3 \text{ d})$$

Con las 8 condiciones de contorno se obtienen las 8 ecuaciones para hallar las 8 incógnitas del perfil (las 4  $a_i$  y las 4  $b_i$ ). Los sistemas de ecuaciones, expresados en forma matricial son los siguientes:

Para  $y_1$  :

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & L1 & L1^2 & L1^3 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 2L1 & 3L1^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ h \\ \tan\alpha \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.4 a)$$

Para  $y_2$  :

$$\begin{bmatrix} 1 & L1 & L1^2 & L1^3 \\ 1 & L & L^2 & L^3 \\ 0 & 1 & 2L1 & 3L1^2 \\ 0 & 1 & 2L & 3L^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h \\ 0 \\ 0 \\ -\tan\beta \end{bmatrix} \quad (6.4 b)$$

Reemplazando los valores numéricos de los parámetros de diseño se pueden resolver los sistemas anteriores. Una vez hallados los  $a_i$  y los  $b_i$  se tienen las funciones  $y_1$  e  $y_2$  expresadas en forma analítica. Estas funciones se pueden tabular a fin de obtener un número adecuado de alturas y que permitan la construcción del perfil.

Por ejemplo, para el perfil propuesto se tienen los siguientes parámetros de diseño:

- Ángulo de ingreso  $\alpha = 45^\circ$ .
- Ángulo de salida  $\beta = 20^\circ$ .
- Altura máxima  $h = 4,5$  mm (diámetro de garganta = 16 mm).
- Longitud a la altura máxima  $L1 = 22\%L$ .
- Longitud total  $L = 7,0 * h$ .

Los cuales producen los siguientes coeficientes para las funciones  $y_1$  e  $y_2$ :

$$a_3 = -0,6220$$

$$a_2 = -0,0750$$

a1= 1,0000  
a0= 0

b3= 0,0004  
b2= -0,0763  
b1= 0,1052  
b0= 0,4136

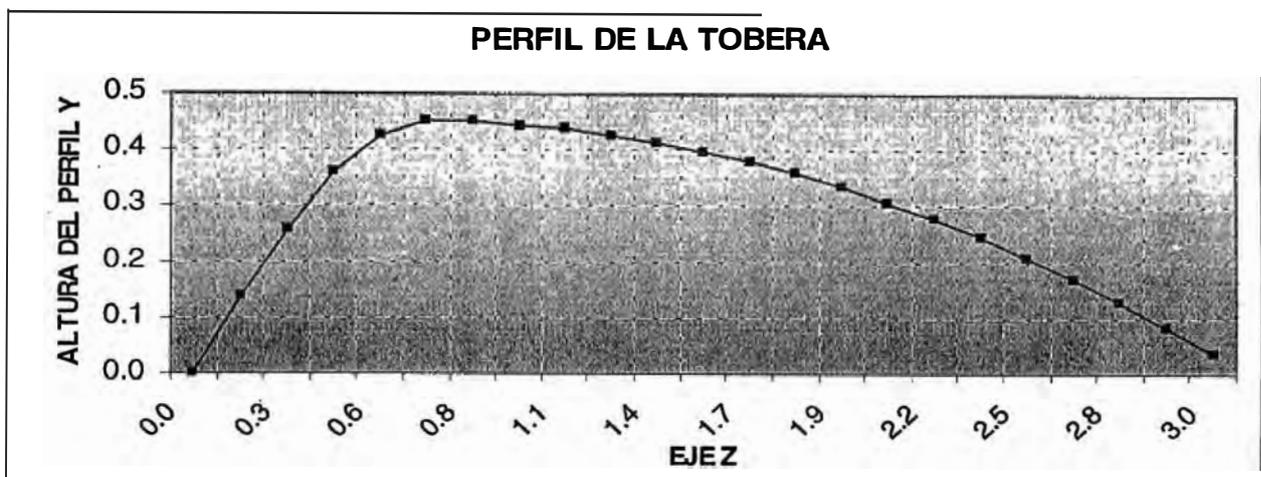
Tabulando valores para  $y_1$ , los valores de  $(z, y_1)$ , en centímetros, tenemos:

0.000	0.000
0.139	0.136
0.277	0.258
0.416	0.358
0.554	0.425
0.693	0.450

Para  $y_2$ , los valores de  $(z, y_2)$  son:

0.832	0.449
0.970	0.444
1.109	0.437
1.247	0.427
1.386	0.414
1.525	0.398
1.663	0.379
1.802	0.358
1.940	0.333
2.079	0.306
2.218	0.276
2.356	0.243
2.495	0.207
2.633	0.169
2.772	0.127
2.911	0.083
3.049	0.036

La gráfica de  $y_1$  e  $y_2$  versus el eje  $z$  se puede apreciar en la **Figura 6.3**:



**Figura 6.3:** *Tobera propuesta; D: diámetro de ingreso del flujo de aire, d: diámetro de la garganta; h: altura máxima del perfil;  $y=f(z)$  altura del perfil.*

Con fines constructivos se pueden tabular, por ejemplo, 10 alturas y del perfil, las cuales podrán ser torneadas en la tobera para luego terminar el acabado, manualmente, con lima. Como se puede deducir de la forma del perfil, conviene tener los ángulos  $\alpha$  y  $\beta$  lo más pequeño posible para facilitar el ingreso y la salida del flujo pero esto trae consigo un punto de inflexión en cada tramo al cumplir con la condición de altura máxima  $h$  y longitudes  $L$  y  $L1$ ; para controlar esto no se debe reducir excesivamente el valor de estos ángulos y a su vez se debe elegir adecuadamente las longitudes  $L1$  y  $L$ .

Para fines de dimensionamiento de la tobera para el carburador para biogás recomiendo las siguientes relaciones para los parámetros de diseño:

$$\text{Con :} \quad h = \frac{D - d}{2} \quad (6.5 \text{ a})$$

$$\frac{L}{h} \approx 6.5 - 7.5 \quad (6.5 \text{ b})$$

$$\frac{L1}{L} \approx 20 - 25\% \quad (6.5 \text{ c})$$

$$\alpha \approx 40 - 50^\circ \quad (6.5 \text{ d})$$

$$\beta \approx 15 - 25^\circ \quad (6.5 \text{ e})$$

El perfil propuesto causa menos pérdidas por fricción y desplaza el punto de inicio del desprendimientos corriente abajo respecto al perfil original, conforme se comprueba con la modelación.

Un detalle importante del perfil propuesto es que éste puede conservar la misma forma (a escala) aunque se cambie el diámetro de la garganta, debido a que este perfil tiene sus dimensiones en función de la altura máxima  $h$ ; en contraste, el perfil original (óptimo para un carburador a gasolina) tiene sus dimensiones en función del diámetro de la garganta  $/4/$  con lo que, a mayor diámetro de la garganta aumenta la longitud del perfil y con esto, aumentan las pérdidas por fricción. (Ver **Figura 2.3**, la cual muestra las relaciones paramétricas para el perfil original).

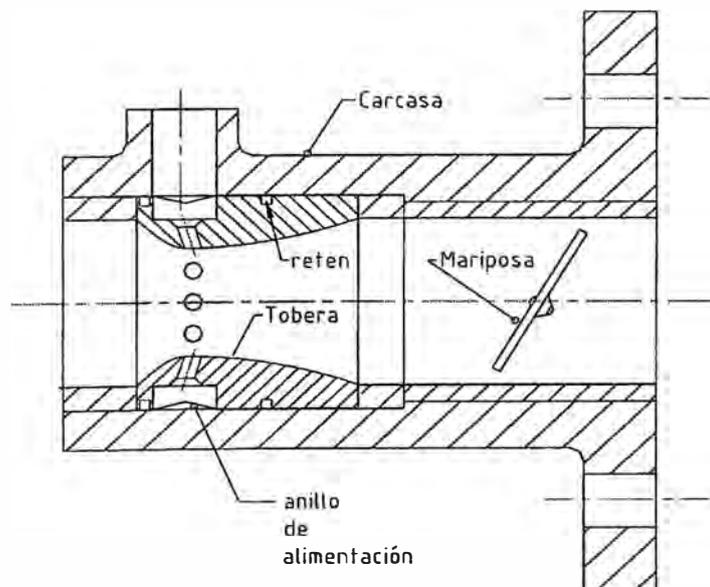
En la modelación también se prueba el perfil *NACA 4418*, éste también posee una forma más “suave” que la del perfil original pero su inconveniente es la “brusquedad” con la que ingresa el flujo a la tobera. Esa “brusquedad” del perfil *NACA* se debe a que éste está diseñado para alas, en las cuales se requiere “cortar” la corriente de flujo por lo que su parte inicial es “redondeada”; además que en los perfiles para alas se requiere de

maniobrabilidad, es decir, que permitan cambiar su ángulo de ataque sin ofrecer mucha resistencia para lo cual, el inicio “redondeado” también es útil.

## 6.2 Otros Parámetros de Diseño

Además de la forma del perfil de la tobera se tienen otros parámetros para el diseño óptimo como son la longitud anterior y posterior a la tobera las cuales se redujeron significativamente (parte anterior en 80% y parte final en 25%) y otros aspectos como son la forma de los agujeros para la salida del biogás (a los cuales se les ha dado inclinación para aumentar el coeficiente de descarga de éstos) o los retenes en la parte inicial y final de la tobera para evitar fugas de gas.

En las *Figura 6.4* se muestra el diseño óptimo propuesto; compárese éste con el diseño original (*Figura 2.2*).



***Figura 6.4: Diseño óptimo propuesto del carburador para biogás.***

La longitud anterior a la tobera es necesaria para que exista el espacio suficiente para el desarrollo del flujo de aire que ingresa desde el filtro de aire, es por esto que esta longitud no puede ser menor a lo que se propone; la longitud posterior a la tobera tiene la finalidad de permitir ser modificada conforme nuevas toberas requieran mayor espacio para encajar en la carcasa del carburador.

Los planos del nuevo diseño pueden apreciarse en el **título PLANOS**.

### **6.3 Secuencia para el Dimensionamiento de Nuevos Carburadores**

Para un nuevo diseño (como es el caso del carburador para un nuevo motor) se deben conocer como datos iniciales:

#### **Del motor y generador:**

- Cilindrada ( $V_{hi}$ ).
- Velocidad de rotación nominal ( $N_{nom}$ ) (RPM, este valor está dado por la velocidad nominal del generador).
- Diámetro de ingreso del flujo de aire al motor ( $D$ ).
- Se debe asumir la eficiencia volumétrica del motor ( $\eta_v$ ).

#### **Del biogás:**

- Composición promedio ( $\%CH_4$ ,  $\%CO_2$ ).
- Presión con la que es alimentado al motor ( $P_g$ ) (después del filtro de  $S_2H$ ).
- Densidad del biogás ( $\rho_g$ ).

**Del aire de alimentación:**

- Presión atmosférica ( $P_o$ ).
- Densidad media ( $\rho_o$ ).

**Otros:**

- Área de paso de la válvula de alimentación del gas ( $A_v$ ).

Los pasos para un nuevo dimensionamiento son:

1. **Determinar el flujo de aire nominal ( $m_N$ ) y la relación estequiométrica ( $l_o$ ) del biogás:** Mediante las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_N = \frac{1}{120} \cdot \eta_v \cdot V_{hi} \cdot N_{nom} \cdot \rho_o \quad (6.6)$$

$$l_o = \frac{274,56}{16 + 46 \cdot \frac{\%CO_2}{\%CH_4}} \quad (6.7)$$

2. **Determinar el número de agujeros en la garganta ( $n_{aguj}$ ) y el diámetro de éstos ( $d_g$ ):** Para esto se deben probar valores de modo que la relación de áreas salida – ingreso de biogás ( $RA$ ) sea menor a 0,5 con el fin de asegurar condiciones de estancamiento antes de la alimentación del biogás.

$$RA = \frac{n_{aguj} \cdot \frac{\pi d_g^2}{4}}{A_v} \leq 0,5 \quad (6.8)$$

3. **Determinar la razón entre el diámetro de la garganta al diámetro de ingreso del aire ( $\theta=d/D$ ):** Esta razón se calcula mediante:

$$\theta = \frac{d}{D} \approx \left[ 1 + \left[ \frac{8}{\rho_g} \left( \frac{\dot{m}_N}{l_o \pi d_g^2 n_{uguj}} \right)^2 - (P_g - P_o) \right] \cdot \frac{\rho_o \pi^2 D^4}{8 \dot{m}_N^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6.9)$$

La expresión anterior es aproximada pues considera los flujo de aire y biogás como incompresibles, pero es adecuada para un cálculo inicial de  $\theta$ . Esta relación se puede aproximar para fines constructivos.

4. **Determinar la forma del perfil ( $y=f(z)$ ):** Conocidos  $d$  y  $D$  se determina la altura máxima  $h$  del perfil  $y$ , con base en las sugerencias para el dimensionamiento (**relaciones 6.5**) se completan los parámetros de diseño para así poder determinar las curvas  $y1$  e  $y2$  (**ecuaciones 6.4**). *Nota:* En la modelación se encuentra incorporado el algoritmo para determinar los coeficientes de las curvas  $y1$  e  $y2$ .
5. **Determinar las demás dimensiones:** Estas dimensiones son básicamente las longitudes anterior y posterior a la tobera.
6. **Modelar el perfil:** Se debe ingresar los parámetros de diseño y los demás datos del sistema a la modelación (ver código del programa **carbureador\_diseno** en el **Apéndice A**) para probar el comportamiento del perfil (coeficiente de exceso de aire, pérdidas por fricción, punto de inicio del desprendimiento de la capa límite).
7. **Repetir los pasos 4, 5 y 6** hasta obtener resultados satisfactorios para el diseñador.
8. Obtenida la forma definitiva del perfil se procede a **tabular puntos** del perfil para **fines constructivos**.

El perfil obtenido de la modelación ya puede ser construido y ensayado. Es posible que se tengan que hacer algunas modificaciones al perfil obtenido por (cuestiones prácticas de fabricación, economía, adecuación al motor o de acuerdo a los resultados de los ensayos). Como todo modelo, el realizado tiene limitaciones al no describir perfectamente el fenómeno físico, pero es sumamente útil porque permite “predecir” el comportamiento del carburador antes de ser ensayado.

En el **anexo B: Resumen del proyecto de investigación: “Biogás para la Generación de Energía”** se presenta el dimensionamiento del carburador de biogás para cada motor HONDA de la serie GX, para fines de diseño de futuros sistemas de utilización de biogás.

## PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

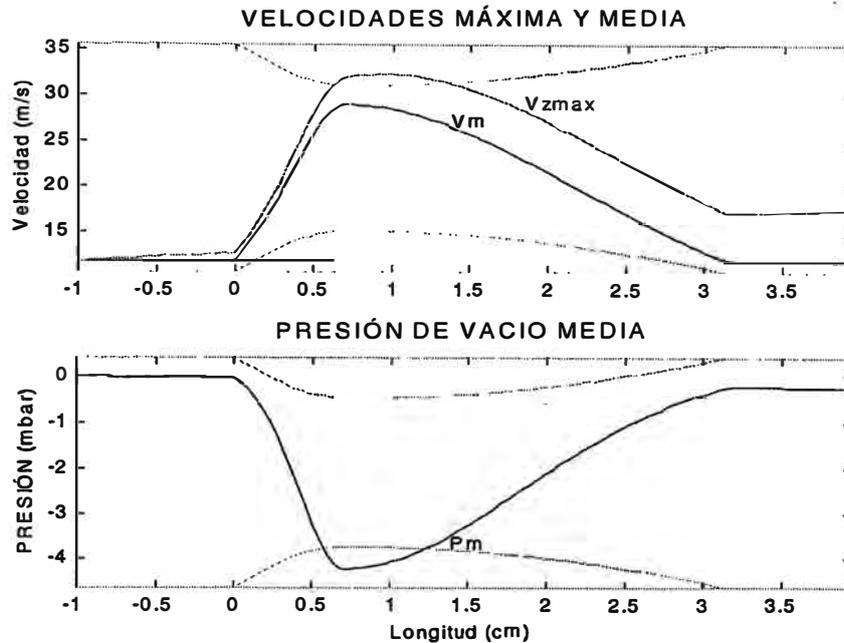
### 7.1 Resultados de la Modelación

A continuación se presentan y comentan los resultados gráficos para el flujo de aire a través del carburador. Estos resultados corresponden al programa **carburador\_analisis** (ver código en el **Anexo A**). Como se mencionó al inicio, estos se obtienen mediante las facilidades de representación gráfica que ofrece Matlab<sup>®</sup> versión 5.3.

**7.1.1 Flujo de Aire.** Los resultados gráficos de la modelación del flujo de aire se han dividido en Distribución de Propiedades Medias, Espesor de la Capa Límite y Distribución de Velocidades, Distribución de Velocidades Axiales y Radiales y Distribución de Velocidades y Presiones Puntuales.

- **Distribución de Propiedades Medias:** Los gráficos que se presentan a continuación muestran la variación de la *Velocidad Media* ( $V_m$ ), *Velocidad Máxima* ( $V_{max}$ ) y la *Presión de Vacío Media* ( $P_m$ ). Como el modelo trata al flujo de aire como compresible, se podría obtener la distribución de *Temperatura Media*, *Densidad*

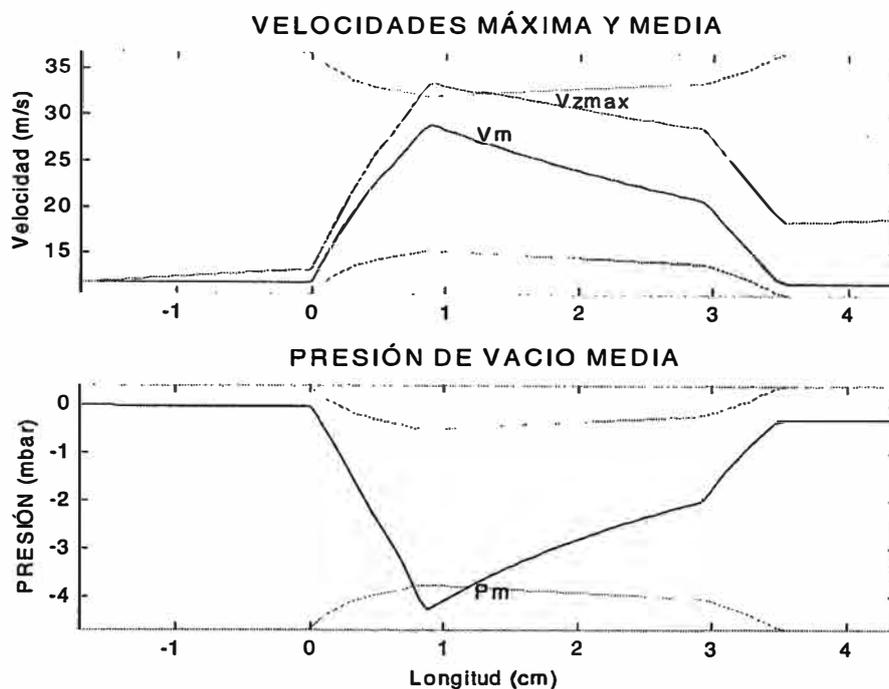
*Media* e incluso la variación del *Exponente Adiabático* en función de la coordenada axial del perfil (eje *z*).



***Figura 7.1: Distribución de velocidad y presión media de vacío para el perfil propuesto y flujo de aire nominal de ingreso al motor.***

En la figura superior se observa como varían las velocidades máxima y media a lo largo del perfil, cuando el flujo se desarrolle completamente estos valores permanecerán constantes; además se observa la aceleración que sufre el flujo a su paso por la tobera.

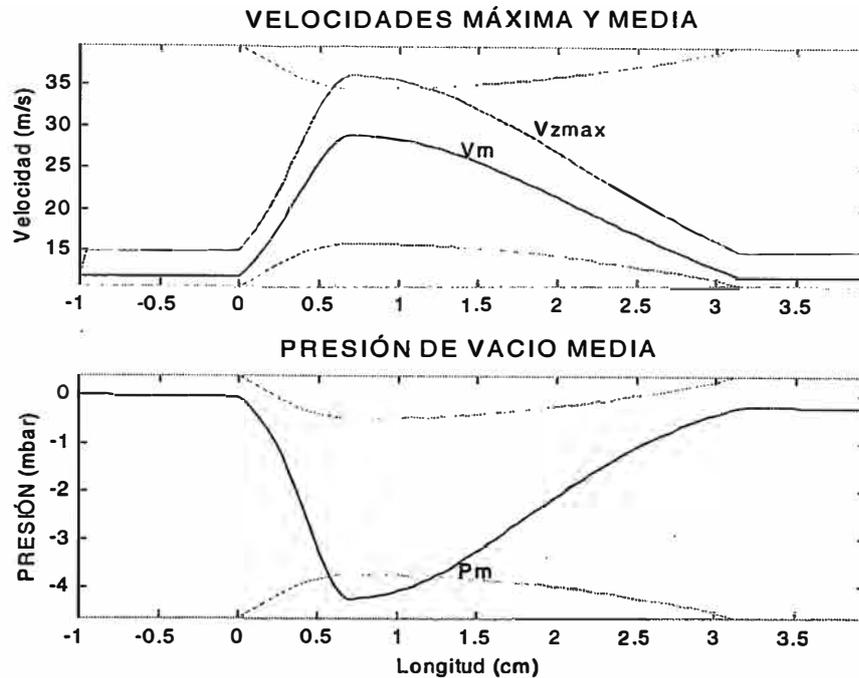
En la figura inferior se observa el vacío medio producido por el flujo, el cual tiene un máximo de alrededor de 6 mbar en la garganta de la tobera. Corriente abajo del flujo se observa que la presión es menor a la de ingreso, éste es el efecto de las pérdidas por fricción.



***Figura 7.2: Distribución de velocidad y presión media de vacío para el perfil original y flujo de aire nominal de ingreso al motor.***

En la figura anterior se puede observar que la tendencia de las curvas difiere bastante debido a que la forma del perfil original posee cambios de sección medianamente bruscos. Estos cambios “bruscos” son minimizados en el perfil propuesto.

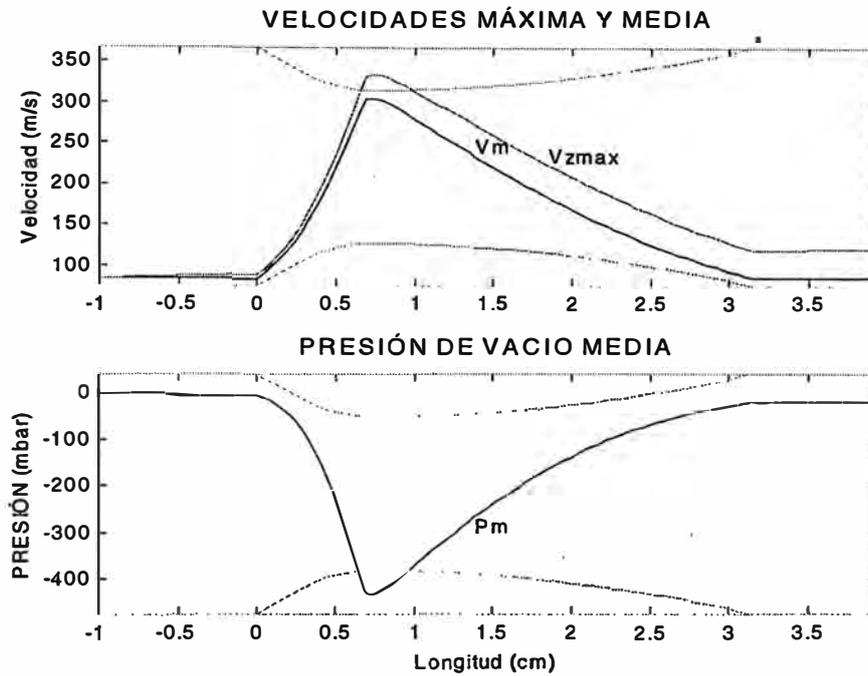
Aunque es difícil de observar a la escala en que están los gráficos anteriores, la pérdida de presión debida a la fricción es mayor en el perfil original que en el perfil propuesto (según se podrá observar en las **Figuras 7.22 y 7.23** ).



***Figura 7.3: Distribución de velocidad y presión media cuando la capa límite está completamente desarrollada.***

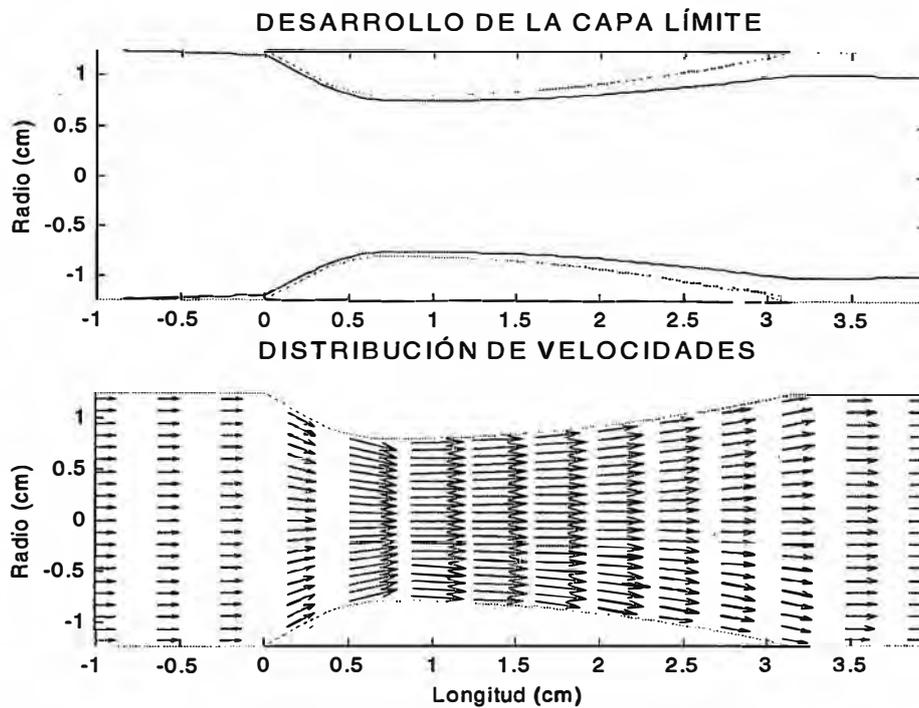
La figura anterior muestra como varían las velocidades media y máxima cuando la capa límite se encuentra plenamente desarrollada; cuando ocurre esto la razón  $V_m/V_{max}$  es sólo función del exponente  $n$  de la ley de Prandtl; debido a que este exponente varía con el  $Re$ , la razón anterior varía en la garganta, donde el  $Re$  aumenta debido al cambio de sección.

La **Figura 7.4** muestra la variación de las propiedades cuando se tiene un número de Mach en la garganta cercano a uno. El modelo falla al ensayarse flujos másicos de ingreso que tengan un número de Mach mayor a uno (cuando se produce una onda de choque). La condición de flujo sónico, transónico o supersónico es poco probable a través de la tobera; estas condiciones sí se dan en la mariposa de estrangulación.



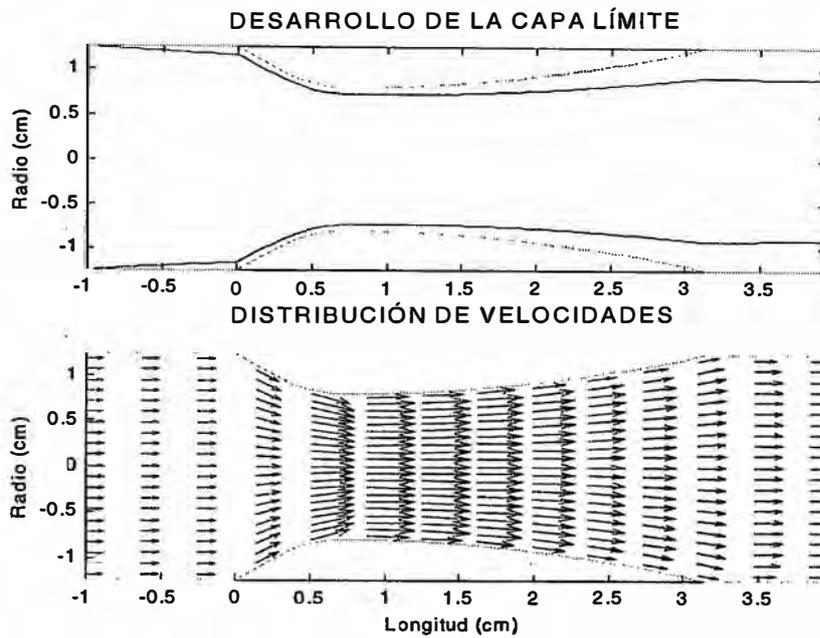
***Figura 7.4: Distribución de velocidad y presión media para un número de Mach en la garganta cercano a uno.***

- **Espesor de la Capa Límite y Distribución de Velocidades:** A continuación se muestran los resultados de la modelación en el cálculo del *Espesor de la Capa Límite* y la *Distribución de Velocidades* en forma vectorial:

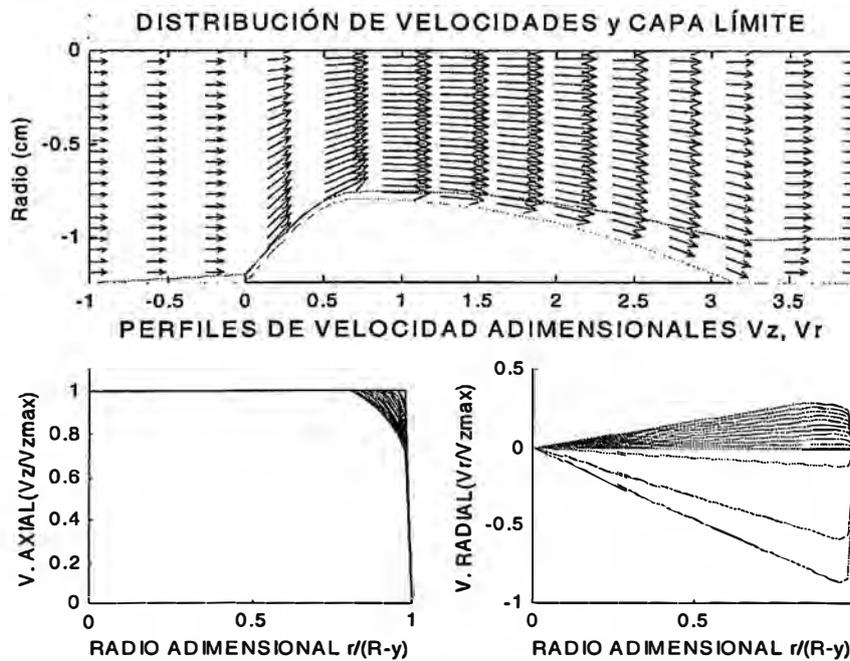


***Figura 7.5: Desarrollo de la capa límite y distribución de velocidades para el flujo nominal de ingreso al motor.***

En la parte superior de la **Figura 7.5** se observa el desarrollo del espesor de la capa límite a través del perfil propuesto; este espesor aumenta más rápido conforme sea menor el flujo másico de aire que ingresa al motor, como se observa en la siguiente figura:



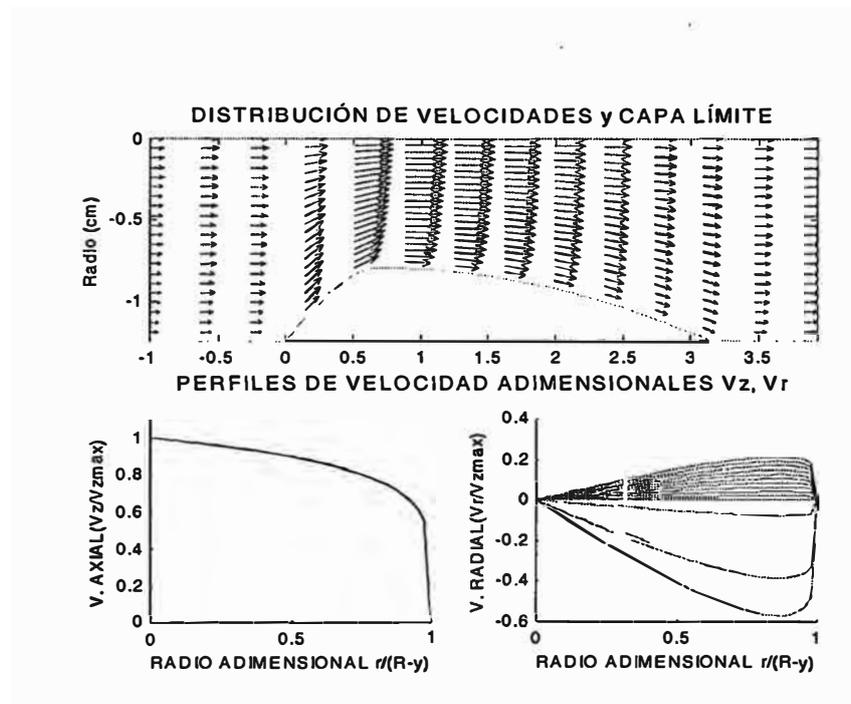
**Figura 7.6:** Desarrollo de la capa límite y distribución de velocidades para el flujo de ingreso al motor  $\approx 5\%$  del flujo nominal .



**Figura 7.7:** Desarrollo de la capa límite y perfiles de velocidad axial y radial para el flujo nominal de ingreso al motor.

Con el modelo desarrollado también se pueden observar los perfiles de velocidad tanto axiales como radiales y como éstos se van desarrollando respecto al eje axial de la geometría en estudio. Obsérvese como los perfiles de la velocidad axial siguen la ley de la potencia para la región dentro de la capa límite.

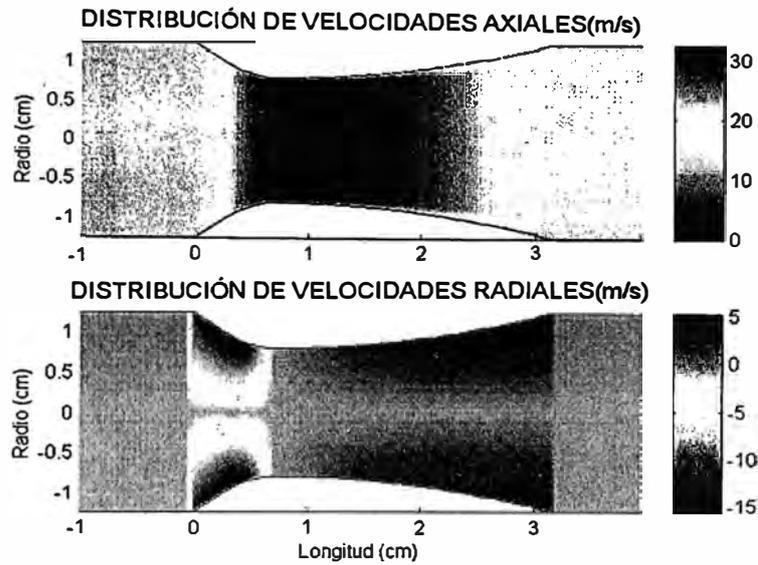
Como el modelo no permite describir el desprendimiento del flujo, se observa uniformidad en la distribución de velocidades.



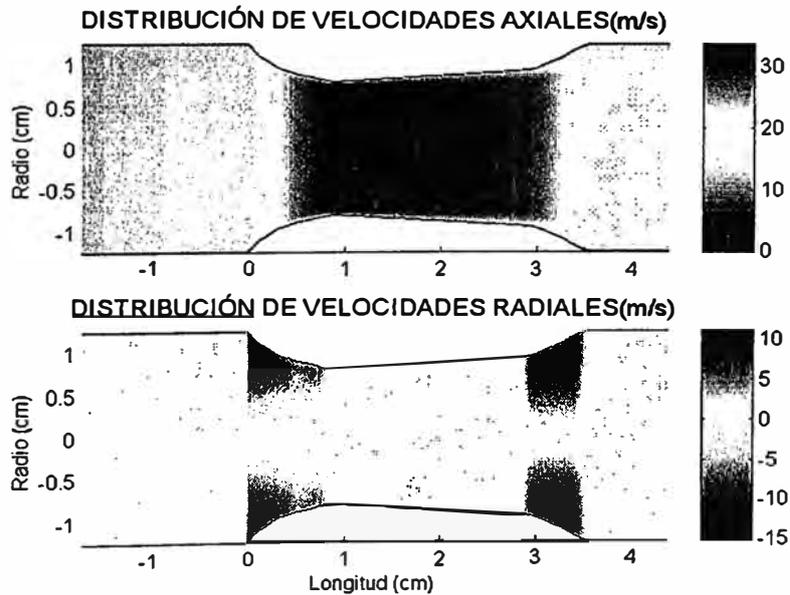
***Figura 7.8: Desarrollo de la capa límite y perfiles de velocidad axial y radial para flujo completamente desarrollado.***

En la *Figura 7.8*, al encontrarse el flujo completamente desarrollado, se observa que el perfil de velocidades axiales es constante. Los perfiles de velocidad radial varían conforme el flujo es acelerado o desacelerado a su paso por la tobera.

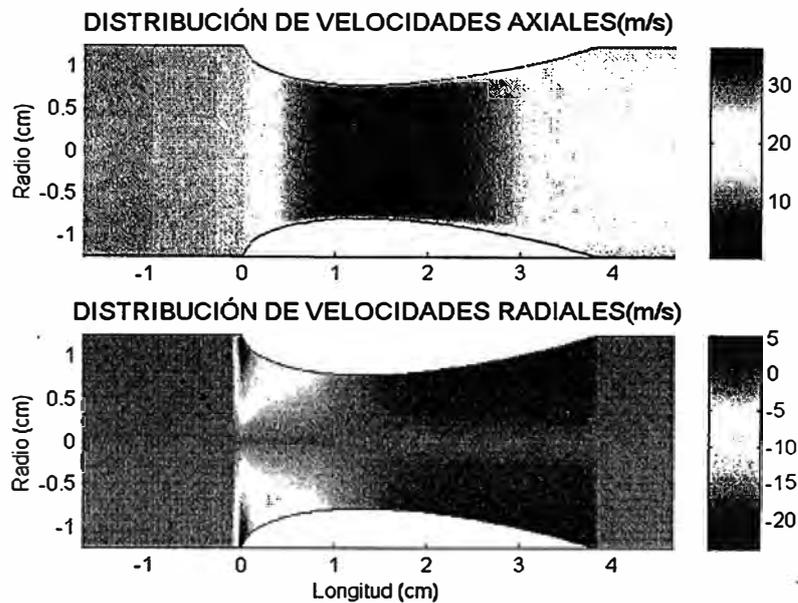
- **Distribución De Velocidades Axiales y Radiales:** A continuación se muestran la distribución puntual de velocidades  $V_z$  y  $V_r$ .



***Figura 7.9:*** Distribución de velocidades axiales y radiales para el perfil propuesto y flujo nominal de ingreso al motor.



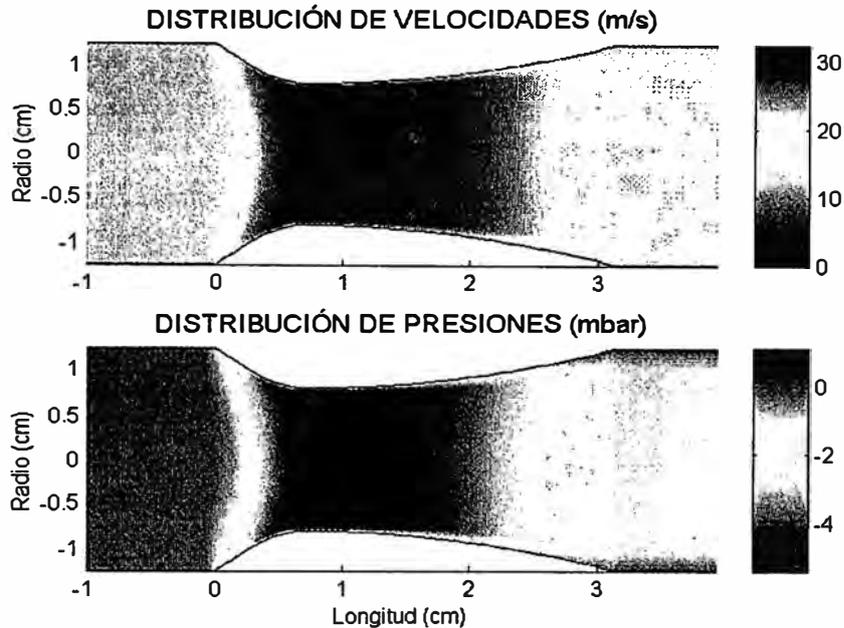
***Figura 7.10:*** Distribución de velocidades axiales y radiales para el perfil óptimo para un carburador para gasolina y flujo nominal de ingreso al motor.



***Figura 7.11: Distribución de velocidades axiales y radiales para el perfil NACA 4418 y flujo nominal de ingreso al motor.***

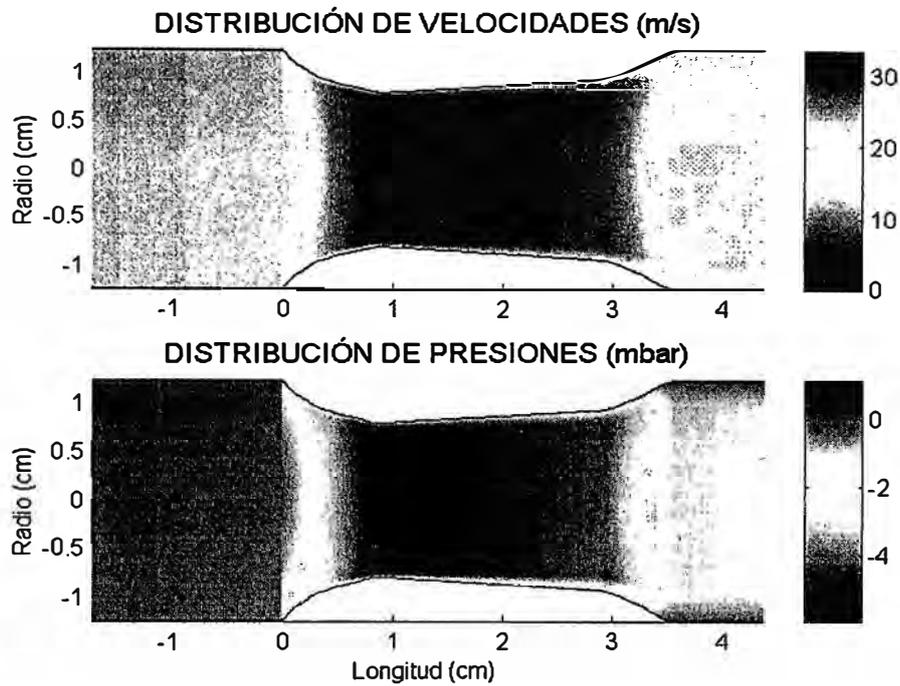
Como se observa, la distribución de velocidades radiales varía notablemente con el perfil que se modele, esta distribución permite observar la facilidad con que se cambia la dirección de las partículas del fluido. En el perfil óptimo propuesto (*Figura 7.9*), formado por curva polinómicas, se observa que el cambio de dirección del flujo es más “suave” en comparación con los otros perfiles, siendo mucho menores los valores de las velocidades radiales en éste. El cambio “suave” de velocidad está íntimamente relacionado con el desprendimiento de la capa límite y la formación de vórtices y con éstos, el aprovechamiento de energía por parte del flujo. Se presenta la modelación del perfil *NACA 4418* con motivo de comparación respecto a los otros perfiles.

- **Distribución de Velocidades y Presiones Puntuales:**



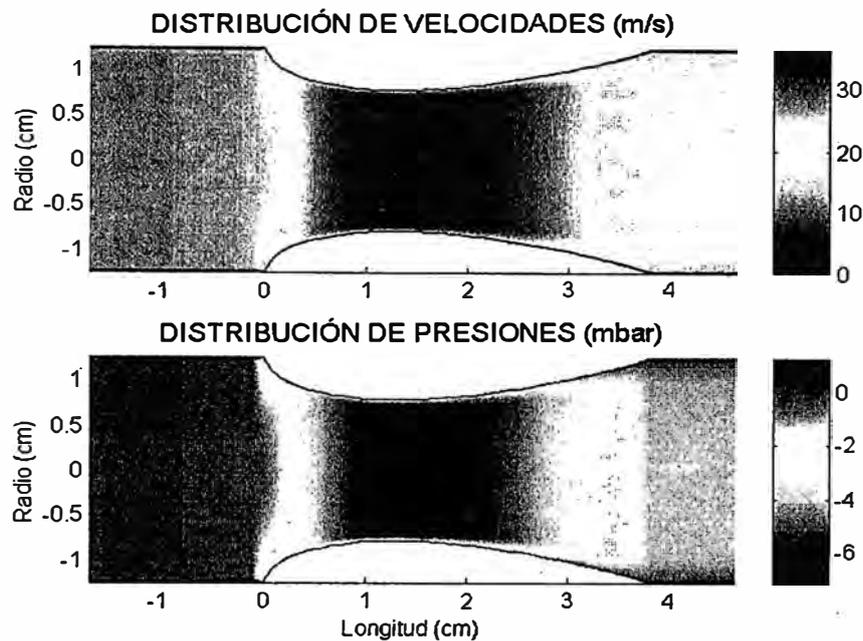
***Figura 7.12: Distribución de velocidades absolutas y presiones de vacío para el perfil propuesto y flujo nominal de ingreso al motor.***

En la **Figura 7.12** se observa la distribución de velocidades absolutas y presiones de vacío; los efectos de la capa límite se aprecian conforme ésta se desarrolla sobre el perfil en estudio. El máximo vacío alcanzado en la garganta de la tobera es de alrededor de 6.2 mbar, valor que se aproxima al de la presión media en el mismo punto; la similitud de estos resultados se debe al poco espesor de la capa límite en la garganta, con lo cual, el modelo se podría ajustar a uno unidimensional, pero éste no sería válido conforme se desarrolla la capa límite.



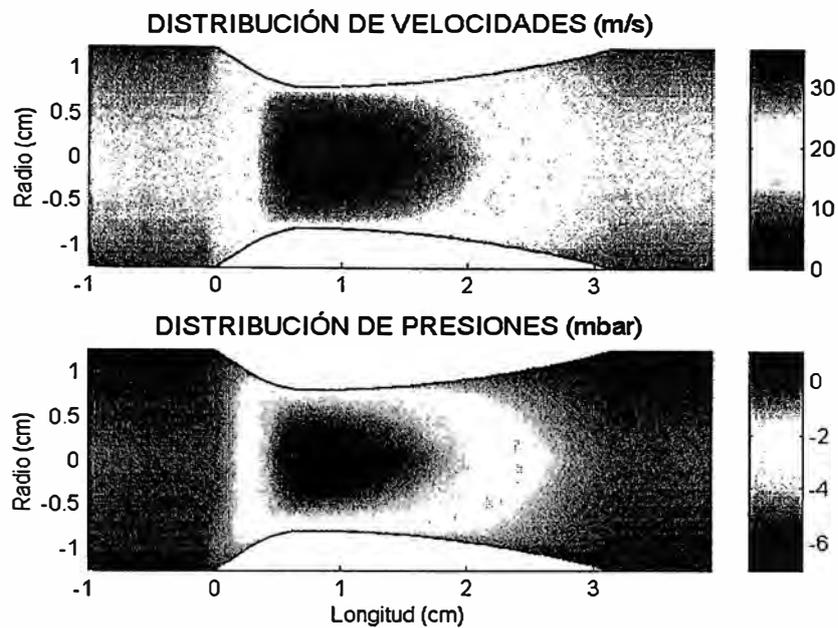
***Figura 7.13: Distribución de velocidades absolutas y presiones de vacío para el perfil original y flujo nominal de ingreso al motor.***

Se observa que la distribución de propiedades para ambos perfiles, a grandes rasgos, son similares; el análisis de los resultados permite hallar las diferencias importantes para el diseño. Debe destacarse que a la salida de la tobera el flujo presenta curvatura hacia la garganta (la cual es más pronunciada para el perfil original); esta curvatura está indicando que la velocidad máxima no se encuentra sobre el eje axial, esto es un error del modelo al no permitir el desprendimiento de la capa límite.



***Figura 7.14: Distribución de velocidades absolutas y presiones de vacío para el perfil NACA 4418 y flujo nominal de ingreso al motor.***

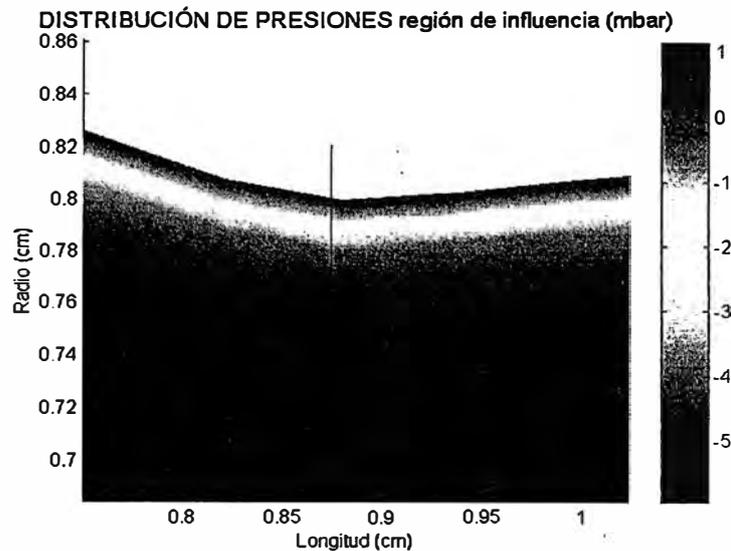
Para el perfil *NACA 4418* se observa que la máxima aceleración del flujo (en la garganta) se encuentra situada prácticamente en medio de la tobera. También se puede observar el ingreso brusco del flujo hacia la tobera así como también la “suavidad” con que sale de ésta. La principal desventaja de este perfil es la forma de su parte inicial; su “brusquedad” se debe a que los perfiles aerodinámicos como, los *NACA*, trabajan con flujo a ambos lados del perfil y la forma inicial “redondeada” que poseen les da maniobrabilidad (ver **título 6.1**).



***Figura 7.15: Distribución de velocidades absolutas y presiones de vacío para el perfil original, flujo nominal y completamente desarrollado.***

En la figura anterior se observa la distribución de propiedades del flujo cuando éste está completamente desarrollado; para esta condición se obtiene un menor coeficiente de exceso de aire (alrededor de 1,1, en comparación del 1,0 que se obtiene con los perfiles en desarrollo), de donde se deduce que es conveniente reducir la longitud anterior a la tobera; en sí el flujo completamente desarrollado posee mayores pérdidas de energía debido a su recorrido a través de su región de desarrollo.

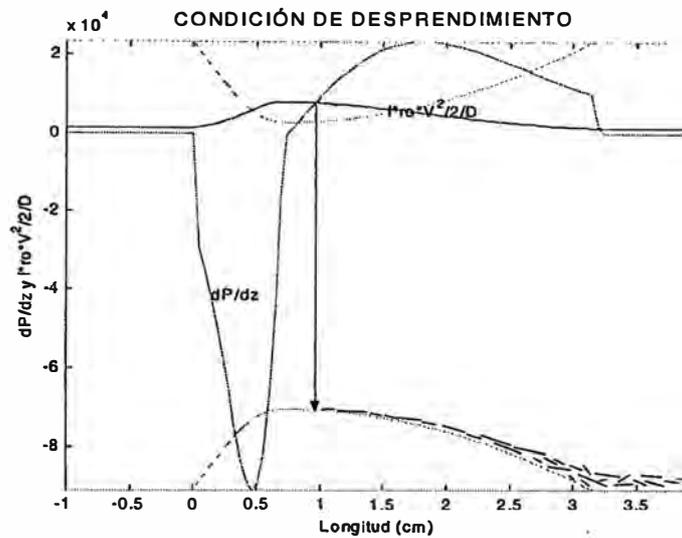
**7.1.2 Región de Influencia para el Flujo de Gas.** La distribución de presiones debido al flujo de aire, en la región de influencia, se observa en la *Figura 7.16* :



***Figura 7.16 : Distribución de presiones en la región de influencia.***

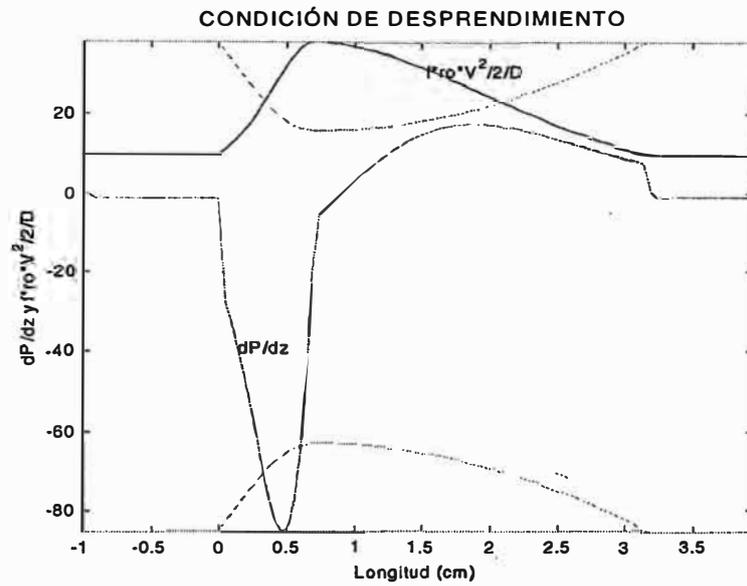
En la figura anterior se observa la influencia de la capa límite en la distribución de presiones (región con gradiente de tonalidades). Una modelación con más detalle desarrollaría los flujos de aire y biogás en simultáneo (para lo cual el modelo no contaría con simetría axial) y la gráfica anterior mostraría la salida del flujo de biogás en lo que se denomina un flujo de “*turbulencia libre*” /9/. Nuevamente se observa que la modelación desarrollada no describe el desprendimiento de la capa límite.

**7.1.3 Desprendimiento de la Capa Límite.** Aunque el modelo no permite describir el desprendimiento de la capa límite, los resultados obtenidos permiten predecir el *posible punto de inicio del desprendimiento* (ver Sección 4.4).

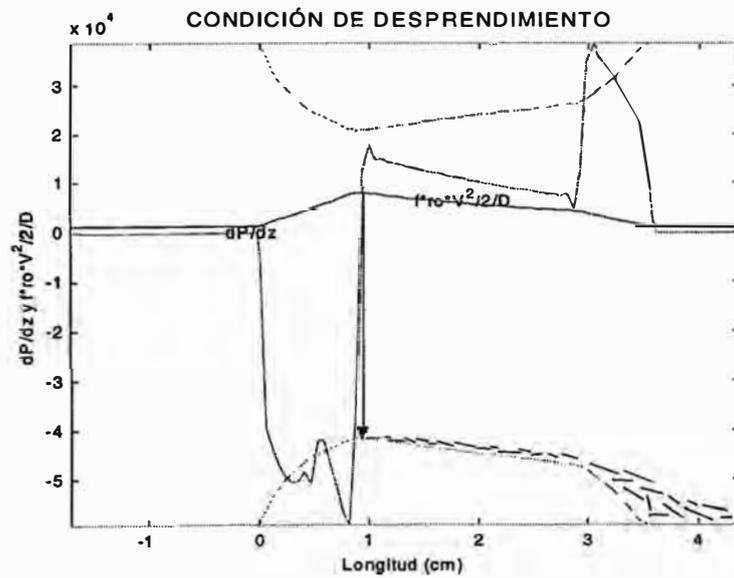


***Figura 7.17: Condición de desprendimiento de la capa límite para el perfil propuesto y flujo nominal de ingreso al motor.***

Donde se cortan las curvas graficadas (ver ecuación 4.41) será el posible punto de inicio del desprendimiento. El punto de inicio del desprendimiento de la capa límite se desplaza corriente arriba (hacia la garganta) conforme aumenta el flujo másico de ingreso al motor; asimismo, para pequeños flujos másicos éste se desplaza corriente arriba, hasta no ocurrir separación de flujo para pequeños números de Reynolds, como se puede apreciar en la ***Figura 7.18***.



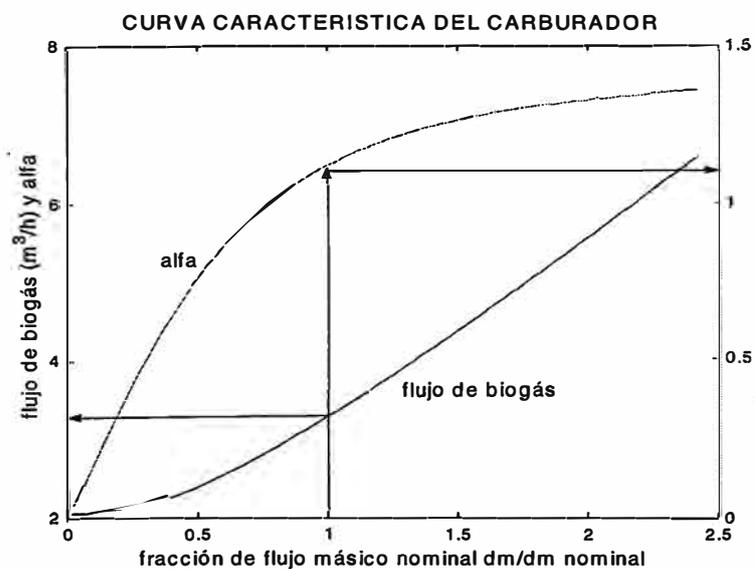
***Figura 7.18:*** Condición de desprendimiento de la capa límite para el perfil propuesto y flujo de ingreso al motor  $\approx 5\%$  del flujo nominal.



***Figura 7.19:*** Condición de desprendimiento de la capa límite para el perfil original y flujo nominal de ingreso al motor.

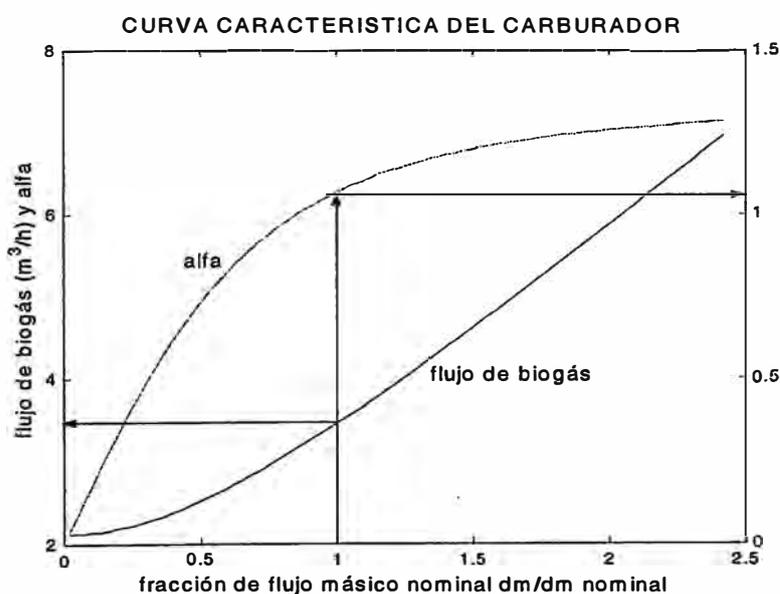
Como se observa de la comparación de las *Figuras 7.17 y 7.19*, con el perfil propuesto se ha logrado desplazar el punto de inicio de desprendimiento corriente abajo, alejándolo de la garganta, con lo cual se logra disminuir la posibilidad de pérdida de energía debido a la formación de vórtices.

**7.1.4 Curvas Características del Carburador.** El comportamiento de un carburador se describe, generalmente, mediante curvas de comportamiento. El coeficiente de exceso de aire es un parámetro importante para la buena combustión del gas mientras que el conocer el consumo de biogás permite el adecuado diseño del sistema de utilización.



**Figura 7.20:** Flujo másico de biogás y coeficiente de exceso de aire en función del flujo másico de aire para el carburador original (diámetro de los agujeros = 3,2 mm, diámetro de la garganta = 18 mm).

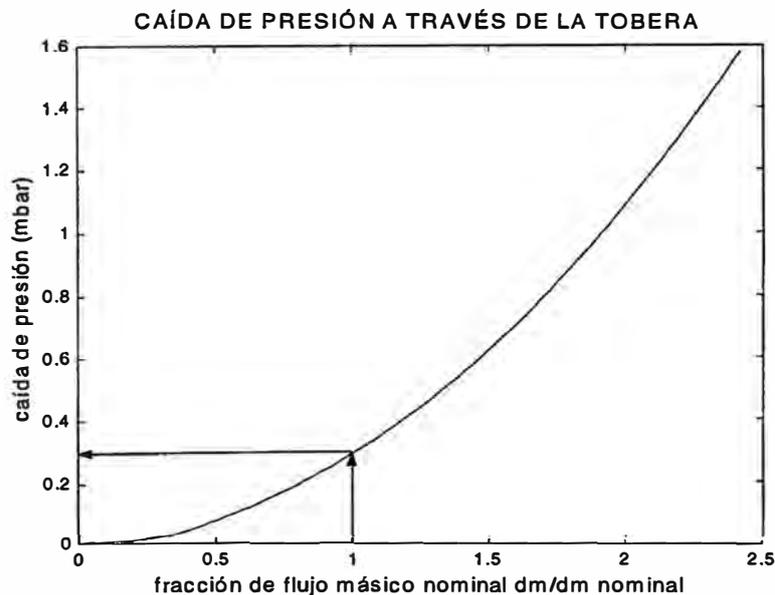
Para el perfil original se tiene un consumo de biogás de  $3,05 \text{ m}^3/\text{hr}$  para las condiciones nominales; es decir que, por cada hora de funcionamiento, con condiciones nominales, se tendrá un consumo de  $3,05$  metros cúbicos de biogás; este valor ha sido comprobado por los ensayos efectuados. Además se observa que la tendencia de la curva del flujo másico de gas tiende a ser lineal conforme aumenta el flujo másico de aire; así mismo, se observa que para un flujo de aire nulo, existe un flujo de biogás diferente de cero, esto se debe a que la presión del biogás en el anillo de alimentación es mayor a la atmosférica. Una de las ventajas de este tipo de carburador es que la mezcla se enriquece a bajas cargas, lo cual facilita el funcionamiento en vacío y para el arranque.



***Figura 7.21: Flujo másico de biogás y coeficiente de exceso de aire en función del flujo másico de aire para el carburador propuesto (diámetro de los agujeros =  $2,0 \text{ mm}$ , de la garganta =  $16 \text{ mm}$  ).***

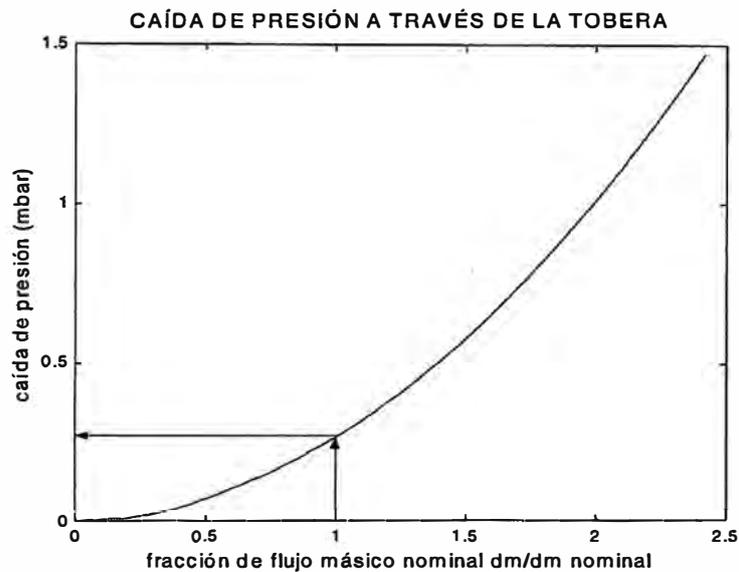
En la **Figura 7.21** se presenta la curva característica para el perfil propuesto con un diámetro de la garganta de 16 mm; se elige este valor debido a que el carburador a gasolina del motor con el que cuenta el proyecto tiene un diámetro de garganta de unos 15 mm para poder producir el vacío necesario para el suministro de gasolina. Se puede observar que con el diámetro elegido y 2 mm de diámetro de los agujeros, el perfil propuesto posee una curva característica muy parecida a la del carburador a biogás original.

Las curvas características que se obtienen con el modelo permiten dimensionar el carburador en rasgos principales como son el diámetro de la garganta y el diámetro de los agujeros para el biogás.



**Figura 7.22: Caída de presión a través del carburador original.**

Para el carburador original se tiene una caída de presión de 0,29 mbar para el flujo nominal de ingreso al motor. Obsérvese la tendencia parabólica de las pérdidas de presión en función del flujo másico, esta tendencia corresponde a los sistemas hidráulicos /6, 7/.



***Figura 7.23: Caída de presión a través del carburador propuesto.***

Para el perfil propuesto se tiene una caída de presión de 0,24 mbar para el flujo nominal de ingreso al motor; la cual representa 17% menos pérdidas por fricción respecto al perfil. Conforme aumenta el flujo de ingreso esta diferencia aumenta geoméricamente.

**7.1.5 Tablas.** Cada ejecución de los programas (ver **Capítulo 5**) muestra una tabla de resultados. Para el programa **carburador\_analisis**, se tiene:

CONDICIONES

Perfil <1 2 3>:1

Fracción de flujo nominal:1

### RESULTADOS

Pmin=-3.55 mbar, Pcp=-2.19 mbar  
 Caída de presión=0.15 mbar  
 dm\_aire=16.99 m<sup>3</sup>/h, dm\_gas=3.05 m<sup>3</sup>/h  
 alfa=0.98  
 Vmax\_aire=26.10 m/s, V\_gas=27.59 m/s  
 Remax\_aire=28439, Mmax\_aire=0.08  
 Re\_gas=3505, M\_gas=0.08  
 Descarga al punto de inicio del desprendimiento=2.31 mm  
 Tiempo de ejecución=35.42 seg  
 »

La tabla anterior muestra los resultados para el perfil propuesto (1) y para el flujo de aire nominal de ingreso al motor (1). El perfil original (2) y el perfil NACA 4418 (3) presentan tablas similares. El choque en la garganta ( $Mach=1$ ) se produce para un flujo de ingreso igual a 7,125 veces el flujo nominal.

El tiempo de ejecución que se muestra es referencial, es útil para efectos de programación. Un mayor refinamiento de la malla de solución requerirá un mayor tiempo de ejecución.

Para el programa **carburador\_diseno**, la pantalla mostrará:

#### PARÁMETROS DEL PERFIL

diámetro de ingreso (mm)	:25
diámetro de la garganta (mm)	:16
ángulo de ingreso (°) <40-50°>	:45
ángulo de salida (°) <15-25°>	:20
razón L/h <6.5-7.5>	:7
razón L1/L <0.20-0.25>	::22
longitud anterior (mm)	:10
longitud posterior (mm)	:8
diámetro de los agujeros (mm)	:2
número de agujeros	:10

#### DATOS DEL MOTOR

cilindrada del motor (cc)	:242
velocidad nominal (RPM)	:3600

### RESULTADOS

Pmin=-3.55 mbar, Pcp=-2.19 mbar  
 Caída de presión=0.15 mbar  
 dm\_aire=16.99 m<sup>3</sup>/h, dm\_gas=3.05 m<sup>3</sup>/h

alfa=0.98  
 Vmax\_aire=26.08 m/s, V\_gas=27.59 m/s  
 Remax\_aire=28412, Mmax\_aire=0.08  
 Re\_gas=3504, M\_gas=0.08  
 Descarga al punto de inicio del desprendimiento=2.31 mm

PERFIL DE LA TOBERA (z,y) en mm

z0 = ...

0  
 2.3100  
 4.6200  
 6.9300  
 7.3920  
 9.7020  
 12.0120  
 14.3220

y0 =

0  
 2.1933  
 3.8467  
 4.5000  
 4.4984  
 4.4421  
 4.3055  
 4.0891

Tiempo de ejecución=23.45 seg

»

Como se observa, los resultados son los mismos del perfil 1 con flujo nominal, la única variación son los datos de ingreso, en este caso, los parámetros de diseño; además, este programa arroja los puntos (z,y) del perfil de la tobera en forma tabulada.

## **7.2 Resultados de los Ensayos con el Motor**

**7.2.1 Descripción de los Ensayos.** Los ensayos con el motor han sido realizados en la Planta de Tratamiento de Aguas Residuales de la UNI (UNITRAR), donde el proyecto “Biogás para la Generación de Energía” cuenta con una caseta para los ensayos.

La planta recoge las aguas residuales del Asentamiento Humano “ EL CARMEN” y las procesa mediante un biodigestor (RAFA) y cinco lagunas de oxidación para, finalmente, obtener agua para regadío. El biogás con el que se trabaja es el producido por el biodigestor al tratar las aguas servidas.

Los ensayos se realizaron con un motor a gasolina HONDA de la serie GX 240, 8 HP potencia máxima a 3600 RPM, monocilíndrico y con 242 cc de desplazamiento. El motor fue modificado mediante el cambio de su relación de compresión de 8 a 10,5 (para aprovechar el mayor octanaje del biogás) y con el reemplazo de su carburador (para gasolina) por el carburador para biogás desarrollado originalmente.

Además del motor a gasolina, la instalación cuenta con un generador eléctrico de 4,0 kVA, un filtro para el ácido sulfídrico ( $S_2H$ ), una instalación para el almacenamiento del biogás, un banco de focos y otro de resistencias (ambos para proporcionarle la carga al motor) y los instrumentos de ensayo.

Los instrumentos de ensayo con que se cuenta en la planta son los siguientes:

- **Flujímetro:**

Marca y modelo: McMillan Company, model 100 Flo Sensor

Rango: 0 – 50 lt/min

Precisión: 0,005 lt/min

Lectura de: Flujo Volumétrico de biogás que ingresa al motor.

- **Anemómetro:**

Marca y modelo: VELOCITOR serie AM50

Rango: 0 – 45 m/s

Precisión:  $\pm 0,1$  m/s

Lectura de: Velocidad del aire que ingresa al carburador.

- **Analizador de Gases de Escape:**

Marca y modelo: Multigas, modelo 488

Rango: CO 0 – 9,99 %Vol; CO<sub>2</sub> 0 – 19,9 %Vol; HC 0 – 9999 ppm Vol; O<sub>2</sub> 0 – 4 %Vol; NO<sub>x</sub> 0 – 2000 ppm Vol;  $\lambda$  0,5 – 2,0; Revoluciones 0 – 9990 RPM.

Precisión: CO 0,01 %Vol; CO<sub>2</sub> 0,1 %Vol; HC 1 ppm Vol; O<sub>2</sub> 0,01 %Vol; NO<sub>x</sub> 5 ppm Vol;  $\lambda$  0,001; Revoluciones 10 RPM.

Lectura de: composición de los gases de escape (CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub> y O<sub>2</sub> en porcentaje volumétrico), hidrocarburos emitidos (en ppm) y el coeficiente de exceso de aire ( $\lambda$ ); además de la velocidad angular (en RPM) de giro del motor.

- **Multitester:**

Marca: Tektronix TX3

Rango: voltaje 0,000 – 9999,9 V; amperaje 0,00 – 99,9 A; frecuencia 0,00 – 100,00 Hz; temperatura 5 – 50 °C.

Precisión: voltaje 0,005 mV; amperaje 0,005 A; frecuencia 0,01 Hz; temperatura 0,01 °C.

Lectura de: voltaje (V), amperaje (A) y frecuencia (Hz); además de la temperatura ambiente (°C).

Para el presente trabajo se realizaron 2 ensayos con las mismas características, el primero se realizó el 24 de Marzo del 2001 y el segundo el 27 Marzo del 2001.

Los ensayos fueron realizados por el equipo de la Facultad de Mecánica: Ing. Raúl Figueroa Reynoso, jefe del equipo de la FIM; Juan Pablo Trelles Salvador, tesista de la FIM y Peter Aurora Zavaleta, tesista FIM.

Los ensayos tuvieron como objetivo principal contar con las características de funcionamiento del motor funcionando con biogás y como objetivos secundarios:

- Corroborar y/o discutir los resultados obtenidos en los ensayos en la planta de Villa El Salvador (proyecto: “Uso de Biogás en Motores”).
- Ensayar nuevas condiciones de funcionamiento (presión del biogás, rango de carga).
- Estudiar el efecto de la regulación del motor (en los ensayos de Villa El Salvador ésta no fue necesaria porque se contaba con un grupo motogenerador).

Se tuvieron como condiciones de ensayo, las siguientes:

- **Presión del biogás:** 2 mb (aproximada)
- **Composición del biogás:** 60% CH<sub>4</sub> y 40% CO<sub>2</sub> (aproximada)
- **Temperatura ambiente:** 27,8 y 30,1 °C (medida para cada ensayo)
- **Presión atmosférica:** 101,3 kPa (aproximada)
- **Posición de la válvula para el biogás:** 50 - 100% (de acuerdo al ensayo)

Se tuvieron como parámetros de medición los siguientes:

- **N° de focos:** El número de focos nos proporcionó una forma indirecta de medir la potencia generada.

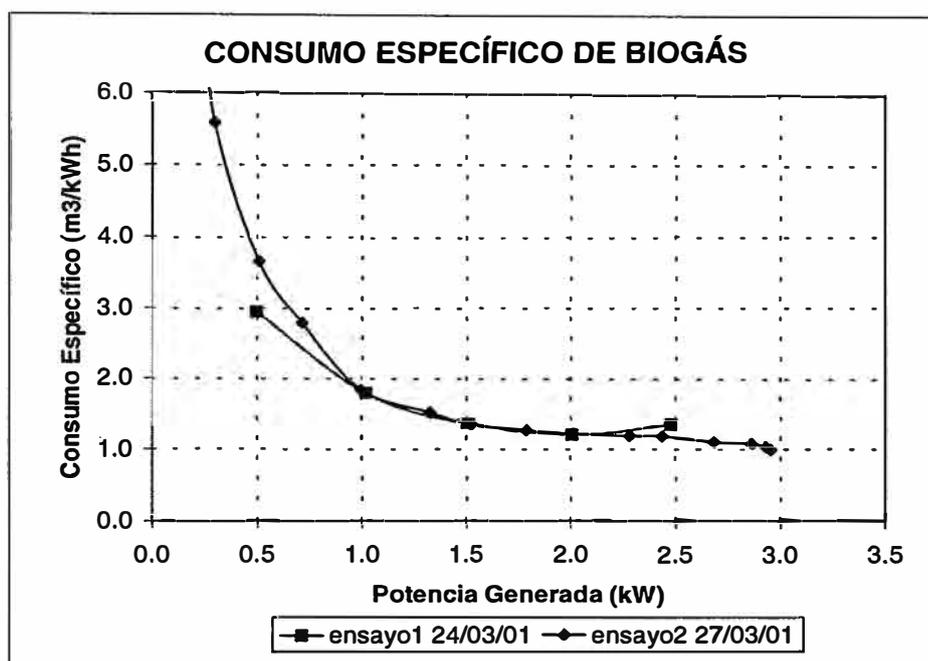
- **RPM:** La velocidad de rotación del motor no fue un parámetro de ensayo mas sí de control. El generador está diseñado para una velocidad de trabajo de 3600 RPM.
- **Frecuencia (Hz):** Parámetro de control, la correcta regulación del motor produce una frecuencia constante en el generador (60 Hz).
- **Voltaje (V):** El voltaje también fue un parámetro de control del sistema. En los ensayos se buscó tener un voltaje constante de 220 voltios.
- **Corriente (A):** La corriente, en conjunto con el voltaje medido, nos proporcionó la potencia generada por el generador.
- **Tiempo (min):** Se controló el tiempo de funcionamiento del motor para cada carga, con el fin de conseguir una lectura estable; además de permitir el registro del funcionamiento del motor bajo cada condición de ensayo.
- **Flujo de gas (lt/min):** El flujo volumétrico de biogás que ingresa al motor es uno de los parámetros más importantes ya que permite conocer el consumo horario de biogás (dato importante para el diseño de sistemas que operen con éste), el consumo específico del motor (parámetro que nos evalúa la “economía” de funcionamiento del motor) y el coeficiente de exceso de aire (parámetro importante para la adecuada combustión del gas).
- **Velocidad del aire (m/s):** Conocer la velocidad del aire nos permite determinar el flujo volumétrico que ingresa al carburador y con éste, calcular el coeficiente de exceso de aire.
- **CO (% Vol), CO<sub>2</sub> (% Vol) y O<sub>2</sub> (% Vol):** La composición de los gases de escape es un importante parámetro de los ensayos; nos permite determinar el impacto

ambiental del funcionamiento del motor con biogás respecto a su funcionamiento con gasolina.

- **CH<sub>4</sub> (ppm):** La cantidad de hidrocarburos en los gases, además de los efectos en la contaminación, nos permite conocer la eficiencia de aprovechamiento del biogás.
- **Alfa:** Un adecuado valor del coeficiente de exceso de aire, en función de los parámetros de operación del motor, permite una buena combustión del biogás.

**7.2.2 Resultados Obtenidos.** A continuación se presentan los resultados obtenidos de los ensayos, como son la variación del consumo específico, el flujo volumétrico de biogás y la composición de los gases de escape en función de la potencia desarrollada por el motor.

- **Consumo Específico:** La *Figura 7.24* muestra la variación del consumo específico de biogás en función de la potencia para los dos ensayos realizados:

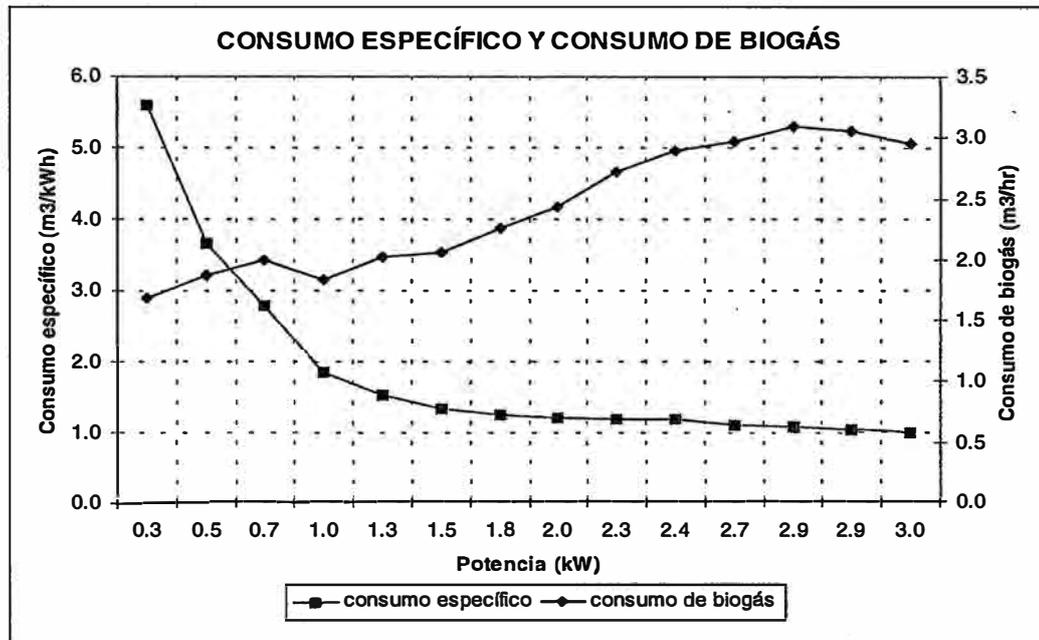


**Figura 7.24:** Variación del consumo específico de biogás ( $m^3/kW$ ) en función de la potencia ( $kW$ ).

En la figura anterior se puede apreciar la concordancia de los resultados obtenidos para ambos ensayos. Obsérvese como continúa bajando el consumo específico en el ensayo 2, lo cual puede representar que el motor puede generar aun más potencia. El consumo mínimo que se obtiene es alrededor de  $1 m^3$  de biogás por  $kW$  generado, valor que corresponde a los que la bibliografía menciona [2]. Los valores obtenidos en los ensayos 1 y 2 difieren significativamente de los realizados en Villa; básicamente esta diferencia se debe a que para los presentes ensayos se ha contado con instrumentos de mayor precisión en la medición del flujo de biogás.

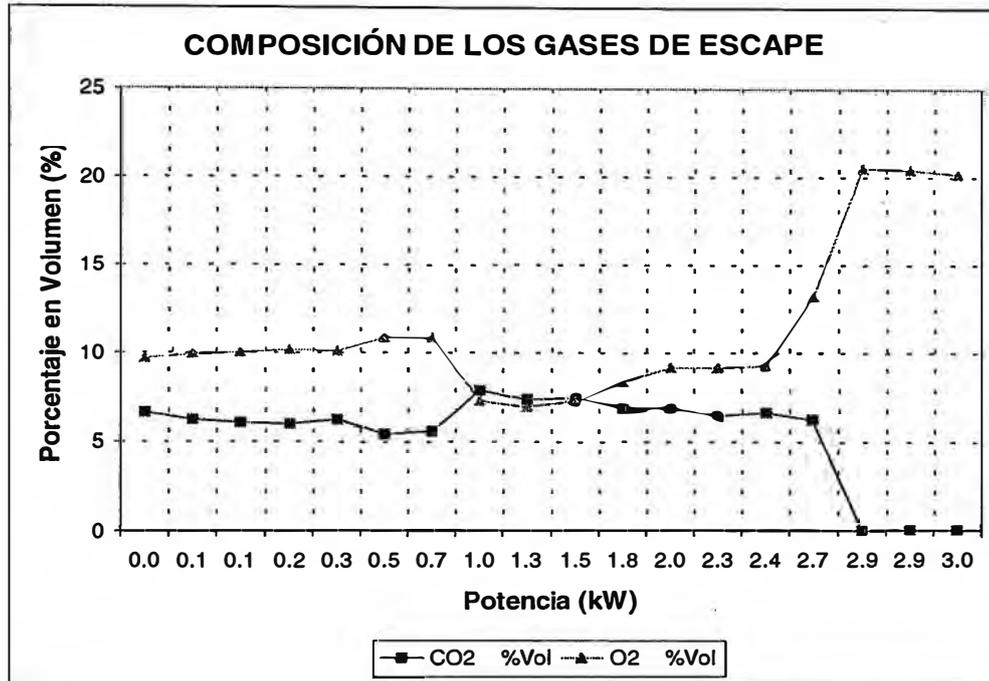
- **Consumo de Biogás:** En la *Figura 7.25* se muestra como varía el consumo horario de biogás en función de la potencia. Esta variación, en conjunto con la variación del consumo específico, permite el diseño de sistemas de utilización de biogás; es decir, que si se necesita, por ejemplo, 4 horas de luz eléctrica al día,

con el funcionamiento del motor con una carga de 3 kW, el consumo horario de biogás será aproximadamente de 3,2 m<sup>3</sup>/hr por lo que el sistema deberá ser diseñado para proporcionar unos 12,8 m<sup>3</sup> de biogás al día.

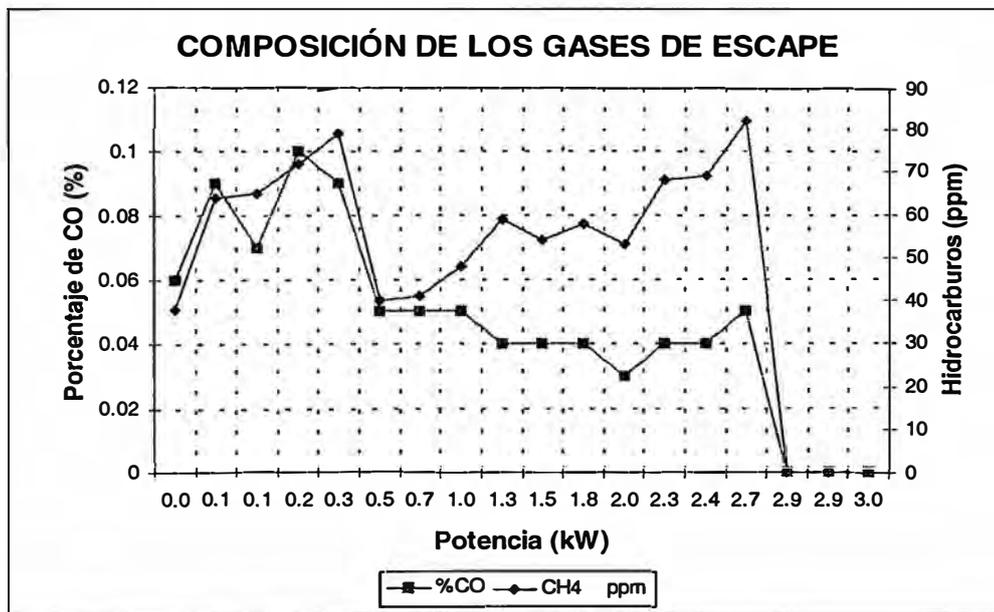


**Figura 7.25:** Variación del consumo específico (m<sup>3</sup>/kW) y consumo horario de biogás (m<sup>3</sup>/hr) en función de la potencia (kW).

- **Composición de los Gases de Escape:** A continuación se presentan los resultados obtenidos respecto a la composición de los gases de escape:



*Figura 7.26: Porcentajes de CO<sub>2</sub> y O<sub>2</sub> en los gases de escape en función de la potencia (kW).*



*Figura 7.27: Porcentaje de CO y cantidad de hidrocarburos en los gases de escape en función de la potencia (kW).*

Obsérvese como se reducen notablemente los porcentajes de CO y CO<sub>2</sub> conforme aumenta la potencia.

Comparando los resultados obtenidos con las composiciones típicas de los gases de escape de un motor funcionando con gasolina se puede apreciar que la combustión del biogás reduce significativamente la cantidad de emisiones tóxicas (específicamente CO, CH<sub>4</sub> y NO<sub>x</sub>) al ambiente /17, 18/.

### **7.3 Análisis de los Resultados Obtenidos**

En esta parte del trabajo se hace una comparación entre los resultados obtenidos mediante la modelación con los resultados obtenidos mediante los ensayos con el fin de comprobar la validez del modelo y la utilidad del mismo. Como primer punto se describen las diferencias sustanciales entre estas dos formas de obtener resultados:

- Los resultados de la modelación describen el comportamiento estático del carburador (para un flujo de aire de ingreso constante) mientras que los resultados de los ensayos son dinámicos (el flujo de aire que ingresa varía según varía la presión en el cilindro durante el proceso de admisión, según la posición de la mariposa y según la posición de la válvula de admisión).
- Los resultados de la modelación poseen mucha información difícil de medir experimentalmente, incluso construyendo modelos a escala (como son los datos de las velocidades y presiones puntuales y los perfiles de velocidad).
- El modelo tiene parámetros que deben ser ajustados con los resultados de la experimentación, como son la eficiencia volumétrica, la composición exacta del biogás o la presión de alimentación de éste.

- Datos importantes obtenidos con la modelación para determinar el perfil más adecuado (como el punto de inicio del desprendimiento), no son prácticos de comprobar mediante ensayos.

La validación del modelamiento se logra cuando se tiene una adecuada concordancia entre los resultados del modelo y los experimentales. Dada la complejidad del problema abordado con la modelación, se buscó corroborar los resultados del comportamiento del carburador (consumo de biogás y coeficiente de exceso de aire) mas no los resultados del flujo de aire a través de la tobera (velocidades, presiones, punto de inicio del desprendimiento).

- **Resultados del comportamiento del carburador:** Los resultados del comportamiento del carburador obtenidos por la modelación corresponden a las curvas características del carburador (específicamente las **Figuras 7.20 y 7.22**) y los correspondientes a los ensayos a las gráficas de consumo de biogás en función de la potencia (**Figura 7.25**). En los ensayos que se realizaron no fue posible medir el gasto de aire que ingresa al motor y, por consiguiente, determinar el comportamiento del carburador en función de éste, según como están construidas las curvas del modelo. Sin embargo, **ajustando la eficiencia volumétrica del motor a 0,65 se ha obtenido una excelente correlación del gasto de biogás, para carga nominal, entre el modelo y los ensayos (gasto de biogás  $\approx 3,05 \text{ m}^3/\text{hr}$  para ambos casos)**. Debido a que la eficiencia volumétrica varía con la potencia generada, se necesitaría correlacionar los datos de los ensayos con los resultados del modelo, para así obtener una descripción adecuada del comportamiento del carburador en función de la potencia.

- **Resultados del flujo de aire a través de la tobera:** Los resultados del modelamiento proporcionan valiosa información sobre el comportamiento de cada geometría del perfil (como son las distribuciones de presiones y velocidades), **información que sirvió para determinar el perfil óptimo.** Realizar este estudio de hallar el perfil óptimo es, prácticamente, impracticable en forma experimental debido a la gran dificultad de medir los datos de presión y velocidad en forma puntual, además de la dificultad que en sí representa la fabricación de cada perfil a ensayar y el realizar las mediciones para cada flujo de aire de ingreso; por lo cual, **se considera que la modelación realizada es la mejor forma de determinar el perfil óptimo requerido.**

Del análisis de los resultados obtenidos con la modelación y con los ensayos se puede asegurar la validez de los resultados obtenidos, así como la utilidad del modelo como herramienta para el diseño de nuevos carburadores.

## CONCLUSIONES

1. Se desarrolló el modelamiento del carburador para biogás utilizando las ecuaciones de Continuidad, de Conservación de la Energía y las Teorías de la Capa Límite, considerando los flujos de aire y biogás como gases ideales, compresibles, turbulentos, adiabáticos y subsónicos.
2. El modelo permite obtener la distribución de propiedades del aire y el flujo másico de biogás originado, determina el posible punto de inicio del desprendimiento de la capa límite y permite construir una curva característica del carburador la cual describe el comportamiento de éste para diferentes flujos másicos de aire de ingreso al motor.
3. El modelamiento realizado derivó en la elaboración de dos programas: carburador\_analisis, con el cual se determinó la validez del perfil propuesto como óptimo y carburador\_diseno, el cual facilitará el diseño de nuevos carburadores, ahorrando así tiempo y costos de experimentación .
4. El perfil más adecuado será aquel que tenga el punto de inicio del desprendimiento más alejado de la garganta, aquel que produzca menores pérdidas por fricción y aquel que cause la menor aceleración radial del flujo. Bajo las anteriores premisas, el

perfil propuesto ha demostrado ser más adecuado que el perfil original y que el perfil NACA 4418.

5. Del análisis de los resultados obtenidos con la modelación y los ensayos, se ha podido comprobar la validez del modelo para predecir el flujo de biogás originado por el carburador para diferentes flujos máxicos de aire de ingreso al motor.
6. El modelo presenta ventajas frente a los métodos numéricos de Elementos Finitos y Volúmenes Finitos para problemas de transporte, como son el tratamiento de la compresibilidad, del comportamiento turbulento y el cálculo de las pérdidas por fricción, ahorrando tiempo y complejidad de cálculo y programación.

Además, de la realización del trabajo se desprenden las siguientes recomendaciones:

1. El trabajo realizado, con respecto al modelamiento del flujo a través de la tobera, sirve como base para posteriores trabajos sobre toberas en general (como pueden ser difusores planos o toberas supersónicas) y trabajos que describan el comportamiento de un sistema mediante el estudio de su Capa Límite (problemas aerodinámicos, de flujo interno, etc.).
2. La modelación realizada más una adecuada modelación del motor trabajando con biogás permitirán describir el comportamiento integral del sistema, principalmente el consumo de biogás y el consumo específico de éste (ver **anexo B**).
3. Finalmente, recomiendo continuar con la investigación sobre el biogás debido a su utilidad como energético sostenible, adecuado a nuestra realidad.

## BIBLIOGRAFÍA

### *Antecedentes, biogás y su utilización:*

/1/ **Proyecto de investigación: “Uso de biogás en motores”**, informe final, Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica, Lima, Perú, 1999.

/2/ **Alfredo Oliveros Donohue**, “Tecnología Energética y Desarrollo”, libro auspiciado por el CONCYTEC, Ediciones: Tecnología y Sociedad, editorial Tarea, Lima, Perú, 1990.

/3/ **Alfredo Oliveros Donohue**, “Generación Eléctrica en el Sector Rural a partir de Biogás”, Tópicos Especializados en Energía, Seminario Profesional, Centro de Estudiantes de la Facultad de Ingeniería Mecánica (FIM- UNI), Lima, Perú, Agosto – Septiembre del 2001.

/4/ **Revista TECNIA**, “Generación Eléctrica a partir de Biogás”, Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, Perú, Octubre del 2000.

### *Fenómenos de transporte:*

/5/ **R.B. Bird, W.E. Stewart, E.N. Lightfoot**, “Fenómenos de Transporte”, editorial Reverté S.A., Ciudad de México, México, 1997.

/6/ **Gerhart, Philip M.**, “Mecánica de Fluidos”, editorial Addison – Wesley Publishing Company, Massachusetts, E.U., 1992.

/7/ **Shames, Irving H.**, “Mecánica de Fluidos”, tercera edición, editorial McGraw – Hill Hispanoamericana S.A., México, 1995.

/8/ **Chun – Yen Vhow**, “An introduction to computational Fluid Mechanics”, editorial John Willey & Sons, Canada, 1979.

/9/ **A. J. Raudkivi & R.A. Callandes**, “Advanced Fluid Mechanics”, editorial Edward Arnold, E.U., 1985.

/10/ **C. Herrera D., J. Sifuentes S.**, “Teoría y Problemas de Dinámica de Fluidos”, segunda edición, Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica, Lima, Perú, 1990.

***Termodinámica:***

/11/ **M. J. Moran & H. N. Shapiro**, “Fundamentos de Termodinámica Técnica”, tomos 1 y 2, editorial Reverté S.A., Barcelona, España, 1994.

***Motores de Combustión Interna:***

/12/ **Von Mitzlaff, Klaus**, “Engines for Biogás”, editorial Fried, Viewier & Sonh Braunschweig/Weisbaden, Alemania, 1988.

/13/ **Jóvaj, M.S.**, “Motores de Automóvil”, editorial MIR, Moscú, U.R.S.S., 1987.

/14/ **Obert, Edward F.**, “Motores de Combustión Interna”, quinta edición, editorial Continental México S.A., México, 1971.

/15/ **Heywood, John B.**, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, editorial McGraw – Hill, Massachusetts, E.U. 1988.

/16/ **Stone, Richard**, “Introduction to Internal Combustion Engines”, tercera edición, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, P.A., E.U., 1999.

/17/ **Instituto de Motores de Combustión Interna (IMCI-UNI/FIM)**, “Nuevas Aplicaciones del gas en Motores de Combustión Interna”, Lima, Perú, 1996.

/18/ **Guillermo Lira Cacho**, “El Gas y los Motores de Combustión Interna” Tópicos Especializados en Energía, Seminario Profesional, Centro de Estudiantes de la Facultad de Ingeniería Mecánica (FIM- UNI), Perú, Lima, Agosto – Septiembre del 2001.

***Métodos Numéricos y utilización de Matlab:***

/19/ **Shoichiro Nakamura**, “Análisis Numérico y Visualización gráfica con Matlab®”, editorial Prentice – Hall Hispanoamericana S.A., México, 1996.

***Volúmenes Finitos:***

/20/ **Clovis R. Maliska**, “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional”, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Ríó de Janeiro, Brasil, 1995.

/21/ **Patankar, Subas V.**, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, editorial Hemisphere Publishing Corporation, New York, E.U., 1980.

/22/ **Grupo de Simulación Numérica en Mecánica de Fluidos y Transferencia de Calor (SINFLU- UNI/FIM)**, “1<sup>er</sup> Curso Internacional de Simulación Numérica de Flujo de Fluidos y Transferencia de Calor con Volúmenes Finitos”, FIM, UNI, Lima, Perú, Abril – Mayo del 2001.

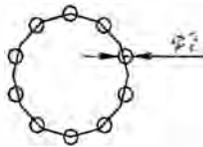
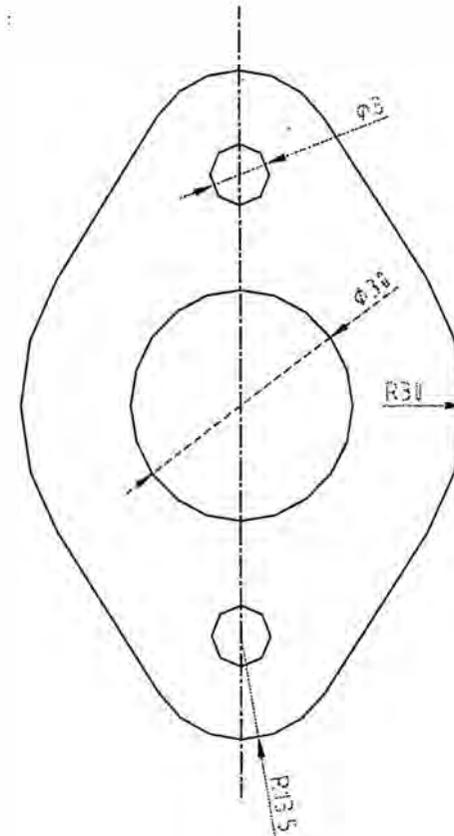
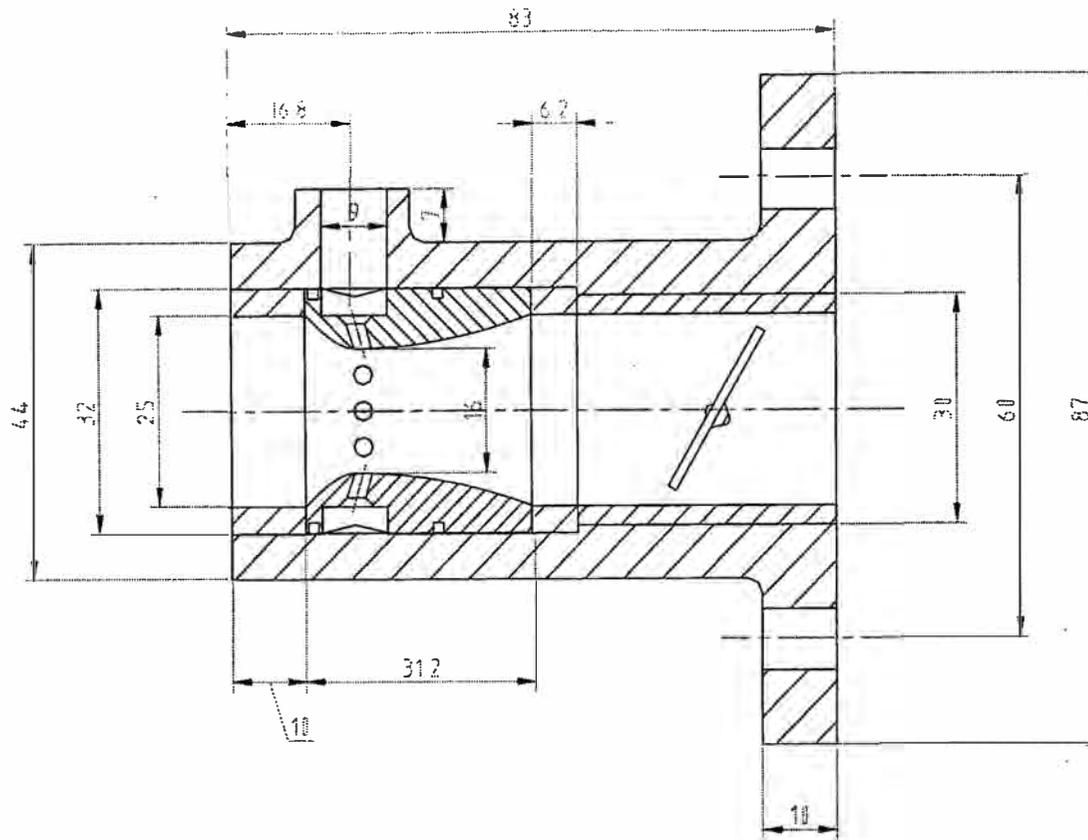
***Elementos Finitos:***

/23/ **O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor**, “El Método de los Elementos Finitos”, 4<sup>ta</sup> edición, editorial McGraw – Hill, Barcelona, España, 1994.

/24/ **Seegerlind, Larry J.**, “Applied Finite Element Analysis”, editorial John Wiley & Sons, Inc, New York, E.U., 1976.

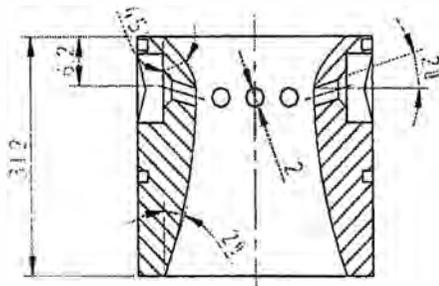
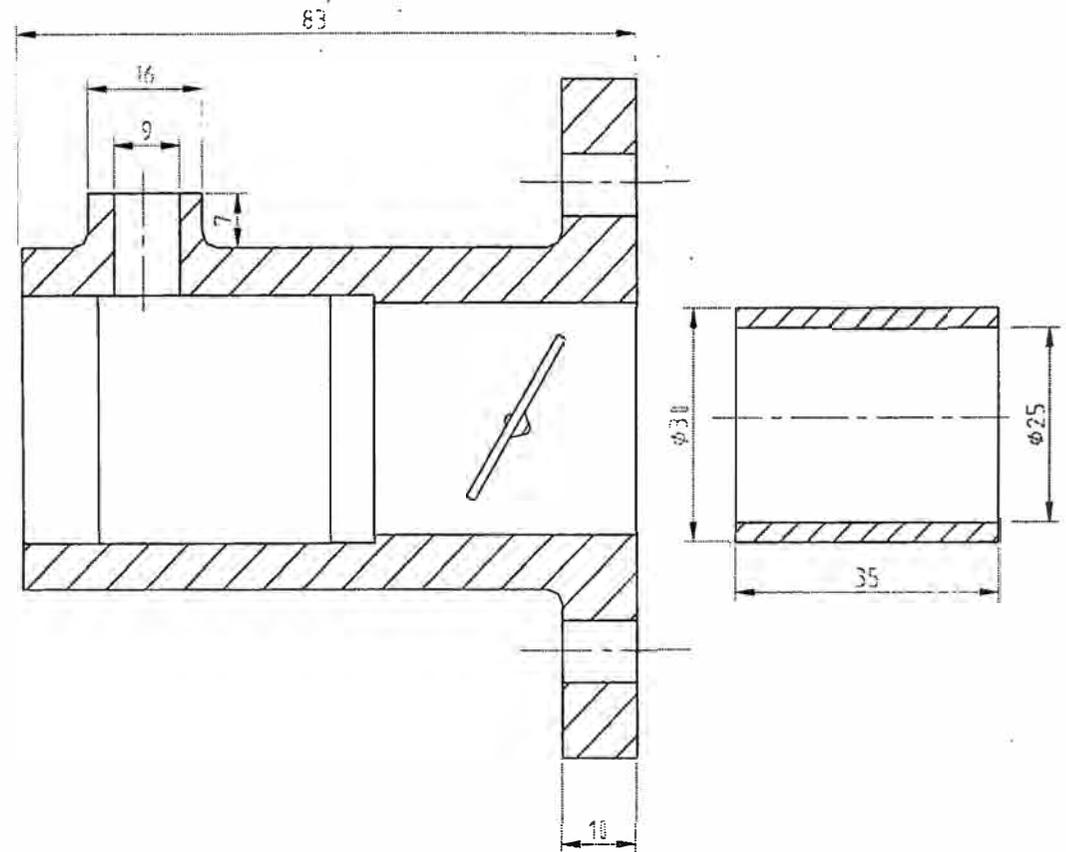
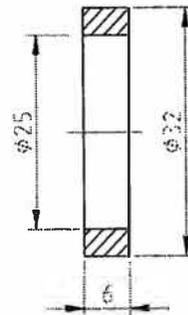
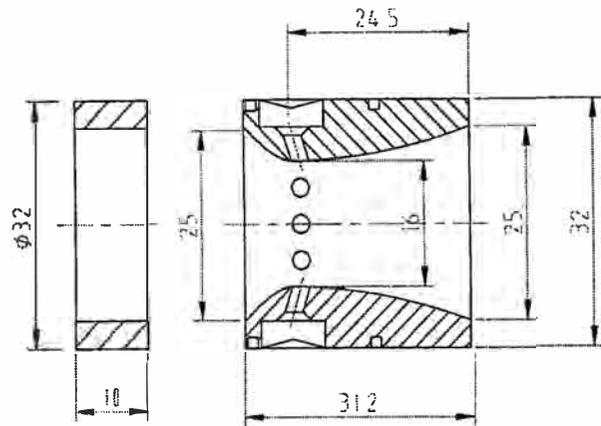
/25/ **Gallager, Oden, Taylor, Zienkiewicz**, “Finite Elements in Fluids”, tomos II y VIII, editorial Willey, Gran Bretaña, 1978.

# PLANOS

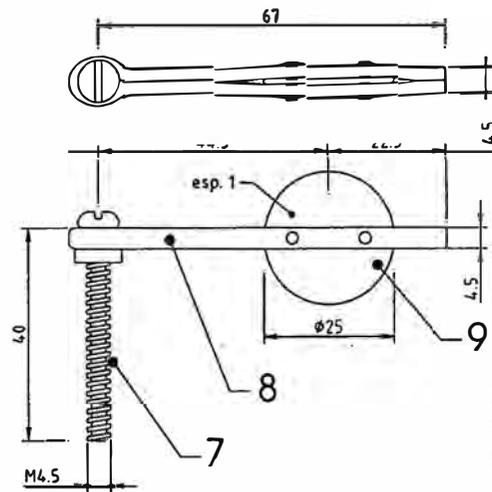
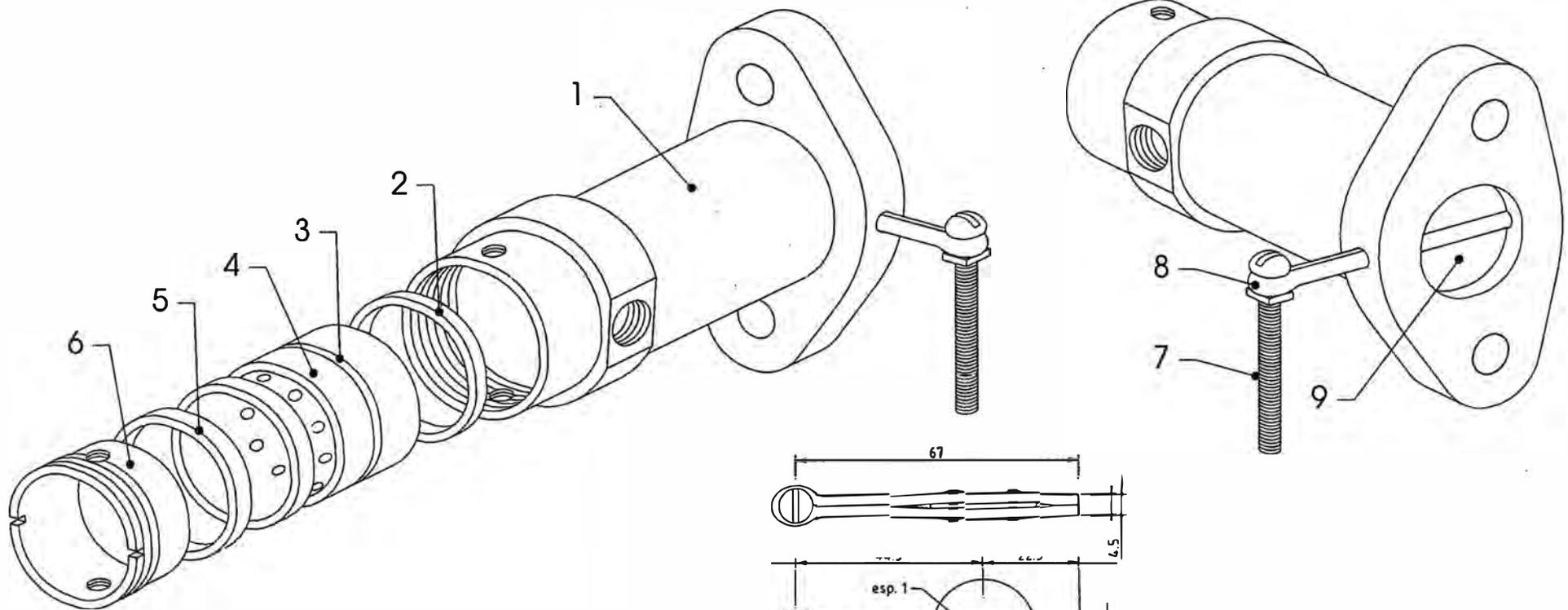


Agujeros en la garganta

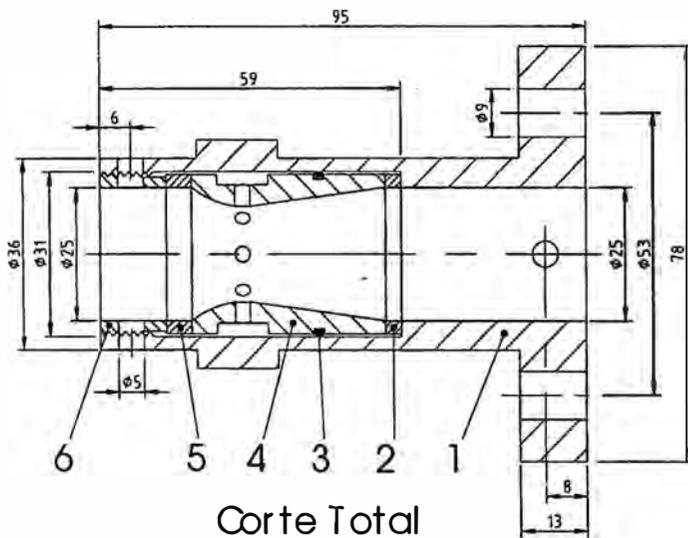
Observaciones	Código	Escala	Reemplazado por:		
Denominación		1:1	Reemplazo de:		
TOBERA $\phi$ int.16 - CARCASA			Fecha	Nombre	Area
MONTAJE		Diseño	Equipo Inv.		
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA Facultad de Ingeniería Mecánica		Dibujo	02 - 2001	J. P. Trelles	
		Aprobado			
Modificado	a				
	b				
	c				
	d				



Observaciones	Código	Escala	Reemplazado por:		
Denominación	TOBERA $\phi$ int.16 - CARCASA DESPIECE	1:1	Reemplazo de:		
			Diseño	Fecha	Nombre
			Dibujo	02- 2011	J. P. Trelles
			Aprobado		
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA Facultad de Ingeniería Mecánica		Modificado	a		
			b		
			c		
			d		



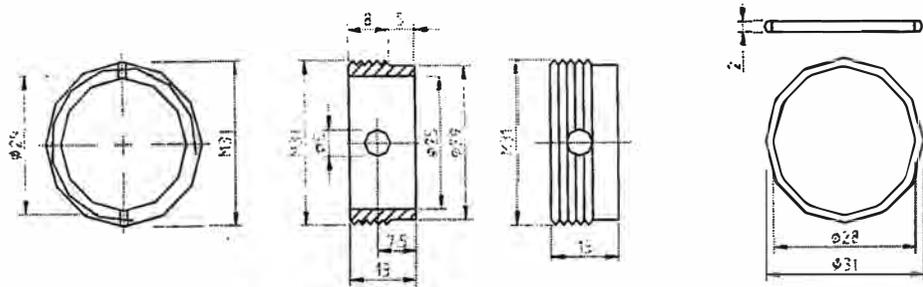
Mariposa



Corte Total

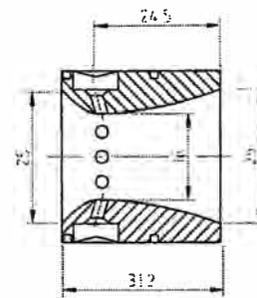
9	Mariposa	Mariposa	Acero SAE1020	1
8	Brazo	Esp. 1.2 x Ø 25	Acero SAE1020	1
7	Tornillo	M 4.5 x 40	Acero SAE1020	1
6	Centrador	13 x Ø int 25	Bronce	1
5	Suple	5 x Ø int 25	Bronce	1
4	Tobera	38 x Ø int 25	Bronce	1
3	Oring	2 x Ø 30	Oring	1
2	Suple	3 x Ø int 25	Bronce	1
1	Carcasa	95 x 78 x Ø int 25	Acero SAE1020	1
N	Denominación	Dimensiones	Material	Cant.

Observaciones	Código	Escala	Reemplazado por:			
Denominación		1:1	Reemplazo de:			
Carburador de Biogas			Fecha	Nombre	Area	
Montaje y Despiece			Diseño	Equi.Invest		
			Dibujo	02 - 2001	J. P. Trelles	
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA Facultad de Ingeniería Mecánica			Aprobado			
		Modificado	a			
		b				
		c				
d						

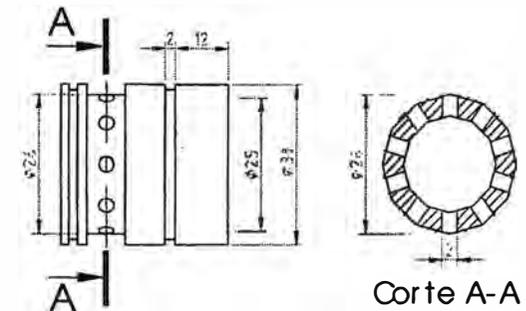


6. Centrador

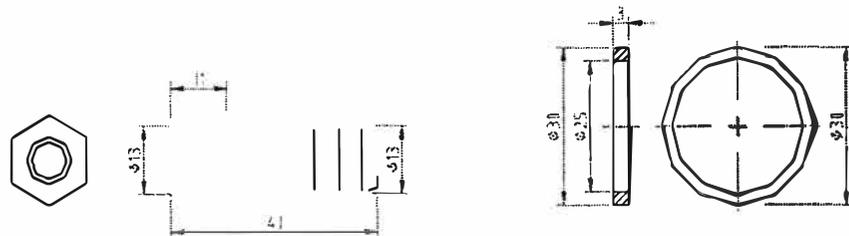
3. Oring



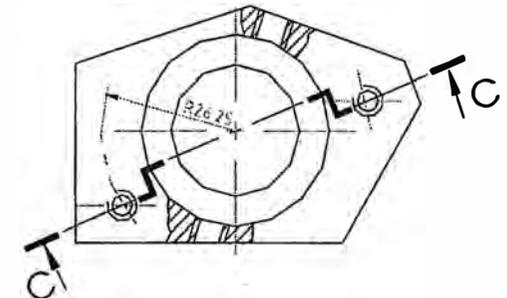
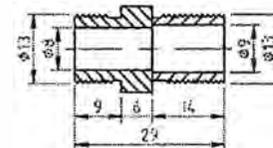
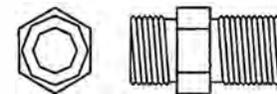
Corte Total



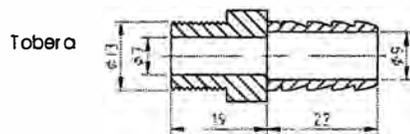
4. TOBERA



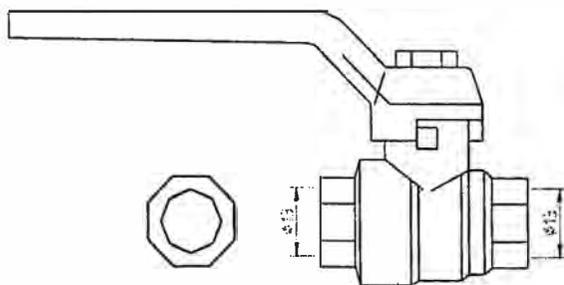
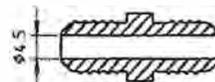
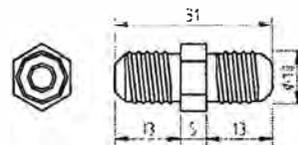
2. Suple



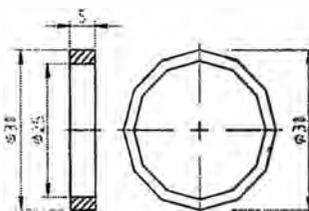
Corte C-C



Tobera



10. Alimentador



5. Suple

Observaciones	Código	Escala	Reemplazado por:		
Denominación		1:1	Fecha	Nombre	Area
Carburador de Biogas Despiece			Diseño	Equi.Invest.	DM
			Dibujo	02 - 2001 J. P. Trelles	
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA Facultad de Ingeniería Mecánica		Modificado	Aprobado		
		a			
		b			
		c			
		d			

# ANEXOS

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% MODELACIÓN PARA EL DISEÑO ÓPTIMO DE UN CARBURADOR %%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% - MEZCLADOR PARA COMBUSTIBLES GASEOSOS %%%%%%%%%%
%carburador_analisis
%CONSIDERACIONES:
%flujo estacionario, sin desprendimiento de la capa límite,
%compresible, subsónico, turbulento, en desarrollo, gases ideales.
%REQUIERE DE LOS SUBPROGRAMAS: MOODY
clear,clc
t0=cputime;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% CONDICIONES PARA EL MODELO: %%%%%%%%%%
fprintf('          CONDICIONES          \n')

perfil=input(' Perfil <1 2 3>:');
%=1 perfil polinómico (propuesto)
%=2 perfil óptimo de carburador para gasolina
%=3 perfil NACA 4418

fdm=input(' Fracción de flujo nominal:');
c=1; %c=1 biogás
    %c=2 gas natural

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% DATOS: %%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% MOTOR PARA COMBUSTIBLE GASEOSO: %%%%%%%%%%
Vhi=.242e-3; % (m^3) cilindrada del motor
Nv=.65; % eficiencia volumétrica
Ne=6.0; % (kW) potencia nominal
Nnom=3600; % (RPM) velocidad nominal

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% PERFIL DEL CARBURADOR-MEZCLADOR PARA GAS: %%%%%%%%%%
if perfil==1 %PERFIL POLINÓMICO
%PARÁMETROS DE DISEÑO:
alfa=45*pi/180; % (rad) ángulo inicial del perfil
beta=20*pi/180; % (rad) ángulo final del perfil
D=25; % (mm) diámetro interior del ducto de admisión
d=16; % (mm) diámetro en la garganta D/d <1.25 1.67>
R=D/2; % (mm) radio del ducto
h=R-d/2; % (mm) máxima altura (en la garganta)
L=7.0*h; % (mm) longitud del perfil
L1=.22*L; % (mm) longitud a la altura h
L0=10; % (mm) longitud previa a la tobera
Lpos=8; % (mm) longitud posterior a la tobera
dg=2.0e-3; % (m) diámetro de los agujeros para el gas
Cdg=.98; % coeficiente de descarga de los agujeros

dz=L1/15;

%TRAMO ANTERIOR:
z0=-L0; dz:-dz;
y0=z0*0;
dy0=z0*0;
%PRIMER TRAMO:
M=[1 0 0 0;
    1 L1 L1^2 L1^3;
    0 1 0 0;
    0 1 2*L1 3*L1^2];
B=[0 h tan(alfa) 0]';

```

```

A=inv(M)*B;
P1=[A(4) A(3) A(2) A(1)];
dP1=polyder(P1);
z1=0:dz:L1;
y1=polyval(P1,z1);
dy1=polyval(dP1,z1);
%SEGUNDO TRAMO:
M=[1 L1 L1^2 L1^3;
    0 1 2*L1 3*L1^2;
    1 L L^2 L^3;
    0 1 2*L 3*L^2];
B=[h; 0; 0; tan(pi-beta)];
A=inv(M)*B;
P2=[A(4) A(3) A(2) A(1)];
dP2=polyder(P2);
z2=L1+dz:dz:L;
y2=polyval(P2,z2);
dy2=polyval(dP2,z2);
%TRAMO POSTERIOR:
z3=L+dz:dz:L+Lpos;
y3=z3*0;
dy3=z3*0;

z=[z0 z1 z2 z3];
y=[y0 y1 y2 y3];
dy=[dy0 dy1 dy2 dy3];

end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
if perfil==2 %PERFIL ORIGINAL 18 mm
%PARÁMETROS DE DISEÑO:
alfa=15*pi/180; %(rad)ángulo de ingreso
beta=4*pi/180; %(rad)ángulo de salida
D=25; %(mm)diámetro interior del ducto de admisión
d=16; %(mm)diámetro en la garganta D/d <1.25 1.67>
R=D/2; %(mm)radio del ducto
L=2.18*d; %(mm)longitud del perfil
L1=.55*d; %(mm)longitud a la máxima altura
L0=17.2; %(mm)longitud previa a la tobera
Lpos=9; %(mm)longitud posterior a la tobera
h=R-d/2; %(mm)máxima altura
dg=2.0e-3; %(m)diámetro de los agujeros para el gas
Cdg=.95; %coeficiente de descarga de los agujeros

R1=.568*d;
R3=.15*d;
R5=1.35*d;
z1o=4.2679;
z2o=L1-R3*sin(alfa);
z3o=L1+R3*sin(beta);
z4o=28.9116;
z5o=L;
z1m=7.3677;
y1m=-5.239;
y2m=(h-R3*(1-cos(alfa)))-tan(alfa)*(L1-R3*sin(alfa));
z3m=L1;
y3m=h-R3;

```

```

y4m=(h-R3*(1-cos(beta)))+tan(beta)*(L1+R3*sin(beta));
z5m=21.934;
y5m=-17.2204;

dz=L1/15;

%tramo cero:
z0=-L0:dz:0;
y0=z0*0;
%primer tramo:
z1=dz:dz:z1o;
y1=y1m+sqrt(R1^2-(z1-z1m).^2);
%segundo tramo:
z2=z1o+dz:dz:z2o;
y2=tan(alfa)*z2+y2m;
%tercer tramo:
z3=z2o+dz:dz:z3o;
y3=y3m+sqrt(R3^2-(z3-z3m).^2);
%cuarto tramo:
z4=z3o+dz:dz:z4o;
y4=-tan(beta)*z4+y4m;
%quinto tramo:
z5=z4o+dz:dz:z5o;
y5=y5m+sqrt(R5^2-(z5-z5m).^2);
%sexto tramo:
z6=z5o+dz:dz:z5o+Lpos;
y6=z6*0;
dy6=z6*0;

z7=0:dz:L;
y7=spline([z1 z2 z3 z4 z5],[y1 y2 y3 y4 y5],z7);

z=[z0 z7 z6];
y=[y0 y7 y6];

dy=zeros(1,length(y));
for i=1:length(y)-1
    dy(i)=(y(i+1)-y(i))/dz;
end
dy(length(dy))=dy(i);

end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
if perfil==3 %PERFIL NACA 4418
%PARÁMETROS DE DISEÑO:
D=25;           %(mm)diámetro interior del ducto de admisión
R=D/2;         %(mm)radio del ducto
d=16;         %(mm)diámetro en la garganta D/d <1.25 1.67>
L=38;         %(mm)longitud del perfil
L0=17;        %(mm)longitud previa a la tobera
Lpos=9;       %(mm)longitud posterior a la tobera
dg=2e-3;      %(m)diámetro de los agujeros para el gas
Cdg=.98;      %coeficiente de descarga de los agujeros

zo=[0 1.25 2.5 5 7.5 10 15 20 25 30 40 50 60 70 80 90 ...
    95 100]*L/100;%1.25
yo=[0 3.76*.7 5.00*.9 6.75 8.06 9.11 10.66 11.72 12.1*1.03 12.76 ...

```

```

        12.7 11.85 10.44 8.55 6.22 3.46 1.89 .19]*L/100;%3.76
yo=yo*(D-2*max(yo))/d;
dz=1.5*L/100;
z=[0:dz:L];
y=spline(zo,yo,z);

%TRAMO ANTERIOR:
z0=-L0:dz:-dz;
y0=z0*0;
%TRAMO POSTERIOR:
z3=L+dz:dz:L+Lpos;
y3=z3*0;

z=[z0 z z3];
y=[y0 y y3];

dy=zeros(1,length(y));
for i=1:length(y)-1
    dy(i)=(y(i+1)-y(i))/dz;
end
dy(length(dy))=dy(i);

L1=.3*L;

end

%datos adicionales de la geometría:
naguj=10;           %número de agujeros
fiaguj=2*pi/naguj; % (rad)ángulo entre agujeros
RA=naguj*dg^2/(.01)^2; % (naguj*Agujeros/Aanillo de alimentación)<=0.5

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%datos ambientales:
Patm=101.3;           % (kPa)presión atmosférica
Tamb=23+273.16;      % (K)temperatura ambiente

%datos del aire:
Cpaire=1.0035;        % (kJ/kg/K)calor específico
Raire=.287;          % (kJ/kg/K)constante del aire
kaire=1.438-.00015*Tamb;%exponente adiabático del aire
roaire=Patm/Raire/Tamb;% (kg/m^3)densidad del aire
mu=175e-7;           % (N.s/m^2)viscosidad dinámica del aire

%datos del gas:
Pgas=Patm+2*.1020736216; % (kPa)presión del gas
% (1kPa=102.073621604mmH2O)
Tgas=Tamb+2;         % (K)temperatura del gas
%composición volumétrica: [N2 CO2 CH4 C2H6 C3H8]
if c=1,
    CV=[0 .4 .6 0 0 0]; %BIOGÁS
else
    CV=[.006 .002 .884 .104 .004];%GAS NATURAL
end
porN2=CV(1);
porCO2=CV(2);
porCH4=CV(3);
porC2H6=CV(4);

```

```

porC3H8=CV(5);
%pesos moleculares:
pmN2=28.01;
pmCO2=44.01;
pmCH4=16.04;
pmC2H6=30.07;
pmC3H8=44.09;
%composición másica: fm
MT=porN2*pmN2+porCO2*pmCO2+porCH4*pmCH4+porC2H6*pmC2H6+...
    porC3H8*pmC3H8;
fmN2=porN2*pmN2/MT;
fmCO2=porCO2*pmCO2/MT;
fmCH4=porCH4*pmCH4/MT;
fmC2H6=porC2H6*pmC2H6/MT;
fmC3H8=porC3H8*pmC3H8/MT;
%relación aire - combustible estequiométrica:
lo=137.28*(2*porCH4+3.5*porC2H6+5*porC3H8)/(16*porCH4+...
    30*porC2H6+44*porC3H8+44*porCO2+28*porN2);
%constantes particulares de los gases: (kJ/kg/K)
RN2=.2968;
RCO2=.18892;
RCH4=.51835;
RC2H6=.2765;
RC3H8=.18855;
Rgas=fmN2*RN2+fmCO2*RCO2+fmCH4*RCH4+fmC2H6*RC2H6+fmC3H8*RC3H8;
%calor específico a presión constante: (kJ/kg/K)
%Cp= f(T): (valido 300 - 1500K)
th=Tgas/100;
CpN2=(39.06-512.79*th.^-1.5+1072.7*th.^-2-820.4*th.^-3)/pmN2;
CpCO2=(-3.7357+30.529*th.^(.5)-4.1034*th+.024198*th.^2)/pmCO2;
CpCH4=(-672.87+439.74*th.^(.25)-24.875*th.^(.75)+...
    323.88*th.^(-.5))/pmCH4;
CpC2H6=(6.895+17.26*th-.6402*th.^2+.00728*th.^3)/pmC2H6;
CpC3H8=(-4.042+30.46*th-1.571*th.^2+.03171*th.^3)/pmC3H8;

Cpgas=fmN2*CpN2+fmCO2*CpCO2+fmCH4*CpCH4+fmC2H6*CpC2H6+...
    fmC3H8*CpC3H8;
%calor específico a volumen constante: (kJ/kg/K)
Cvgas=Cpgas-Rgas;
%exponente adiabático del gas:
kgas=Cpgas/(Cpgas-Rgas);
%densidad del gas: (kg/m^3)
rogas=Pgas/Rgas/Tgas;

%%%%%%%%%% FLUJO MÁSIICO DE AIRE DE INGRESO AL MOTOR: %%%%%%%%%%%
dm=fdm*Vhi*Nv*roaire*Nnom/2/60; %(kg/s)gasto másico de aire

%%%%%%%%%% EXPONENTE DEL PERFIL DE VELOCIDADES TURBULENTO %%%%%%%%%%%
% según la ley de la potencia de Prandtl n = f(Re)
Redata=[4e3 2.3e4 1.1e5 1.1e6 2e6 3.2e6];
Relog=log(Redata);
ndata=[6 6.6 7 8.8 10 10];
pp=spline(Relog,ndata);

%%%%%%%%%% VARIABLES: %%%%%%%%%%%
nh=length(z); %número de nodos horizontales
nv=round(.4*nh); %número de nodos verticales

```

```

zn=zeros(nv,nh); %divisiones en el eje z
rn=zeros(nv,nh); %divisiones en el eje r
d=zeros(1,nh); % (mm) espesor de la capa límite
Vm=zeros(1,nh); % (m/s) velocidad media del aire
Vzmax=zeros(1,nh); % (m/s) velocidad máxima del aire
Vz=zeros(nv,nh); % (m/s) velocidad axial
Vr=zeros(nv,nh); % (m/s) velocidad radial
V=zeros(nv,nh); % (m/s) velocidad
ro=ones(nv,1); % (kg/m^3) densidad en una seccion
P=zeros(nv,nh); % (kPa) presión en la tobera
Pm=zeros(1,nh); % (kPa) presión media en la tobera
mud2V=zeros(1,nh); %  $\mu \cdot d^2 V / dr^2$  | (r=R-y)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% DESARROLLO: %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%volumen de influencia:
jm=round((L1+L0)/dz); %posición de los agujeros (h)
j0=jm-2; %posición inicial en z
jfin=jm+5; %posición final en z
i0=nv-3; %posición inicial en r
ifin=nv; %posición final en r
Vol=0; %volumen de influencia
Pcp=0; %contrapresión al flujo de gas

%condiciones iniciales:
Vm(1)=dm/pi/R^2/roaire*1e6;
Vzmax(1)=Vm(1);
Re=roaire*Vm(1)*R/500/pi/mu;
Pm(1)=Patm;
ro=roaire*ro;
Tm=Tamb;
H=Pm(1)/roaire+Vm(1)^2/2000;
dH=0;
d(1)=eps; %sin desarrollar
% d(1)=R-eps; %completamente desarrollado
dP(1)=0;
aux=0;
j_intersec=1;

r=0:1/(nv-1):1; %radio adimensional
dPm=1e-4;

for j=1:nh
    zn(:,j)=z(j);
    %Corección por energía cinética
    a=1;%< 1 (n+1)^3*(2*n+1)^3/(n+3)/(2*n+3)/4/n^4 >;
    %rugosidad absoluta de la geometría
    if z(j)>0 & z(j)<L,
        rug=.05e-3; %bronce pulido
    else
        rug=.12e-3; %acero
    end
    %Factor de fricción
    f=MOODY(rug/2/(R-y(j))*1000,Re);
    %Exponente ley de la potencia de Prandtl
    if Re<2e6,
        n=ppval(pp,log(Re));
    else

```

```

    n=10;
end %n=f^-.5
%Energía específica
if j>1
    dH=f*Vm(j)^2/2000*sqrt(1+dy(j)^2)/2/(R-y(j))*dz;
    H=H-dH;
end
%Propiedades medias
if j<nh
    %Presión
    Pm(j+1)=Pm(j)-dPm;
    for l=1:20 %Newton - Raphson
        F=kaire*Raire/(kaire-1)*Tm*(1-(Pm(j+1)/Pm(j))^(1-1/kaire))-...
            a*Vm(j)^2/2000*((R-y(j))/(R-y(j+1)))^4*(Pm(j)/Pm(j+1))...
            ^2/kaire)-1)-dH;
        dF=-kaire*Raire/(kaire-1)*Tm*(1-1/kaire)/Pm(j)^(1-1/kaire)/...
            Pm(j+1)^(1/kaire)-a*Vm(j)^2/2000*((R-y(j))/(R-y(j+1)))...
            ^4*(-2/kaire)*Pm(j)^(2/kaire)/Pm(j+1)^(1+2/kaire);
        Pm(j+1)=Pm(j+1)-F/dF;
        if abs(F/dF)<1e-5, break
    end
end
%Velocidad media
Vm(j+1)=Vm(j)*((R-y(j))/(R-y(j+1)))^2*(Pm(j)/Pm(j+1))^(1/kaire);
%Temperatura
Tm=Tm*(Pm(j+1)/Pm(j))^(1-1/kaire);
%Exponente adiabático
kaire=1.438-.00015*Tm;
%Densidad
roaire=roaire*(Pm(j+1)/Pm(j))^(1/kaire);
%Número de Reynolds
Re=roaire*Vm(j+1)*(R-y(j+1))/500/pi/mu;
end
%Espesor de la capa límite y velocidad máxima
if j>1
    if d(j-1)<=R-y(j)&aux==0, %Runge Kutta 4
        C1=(n+1)*(n+2)*(2*n+1)*(R-y(j-1))*f/8/n/((2*n+1)*(R-y(j-
1)))+...
            (n+2)*d(j-1));
        C2=(R-y(j-1))^2/((R-y(j-1)-d(j-1))^2+...
            2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*d(j-1)^2);
        C3=2*(R-y(j-1)-d(j-1))*dy(j-1)/(R-y(j-1))^2;
        C4=C3/(R-y(j-1))^2*(4*n^2*d(j-1)/(n+1)/(2*n+1)-...
            2*(R-y(j-1)-d(j-1)));
        d1=dz*(C1/C2^2-C3*d(j-1))/(1-C4*d(j-1));
        yaux=.5*(y(j-1)+y(j));
        C1=(n+1)*(n+2)*(2*n+1)*(R-yaux)*f/8/n/((2*n+1)*(R-yaux)+...
            (n+2)*(d(j-1)+d1/2));
        C2=(R-yaux)^2/((R-yaux-(d(j-1)+d1/2))^2+...
            2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*(d(j-1)+d1/2)^2);
        C3=2*(R-yaux-(d(j-1)+d1/2))*5*(dy(j-1)+dy(j))/(R-yaux)^2;
        C4=C3/(R-yaux)^2*(4*n^2*(d(j-1)+d1/2)/(n+1)/(2*n+1)-...
            2*(R-yaux-(d(j-1)+d1/2)));
        d2=dz*(C1/C2^2-C3*(d(j-1)+d1/2))/(1-C4*(d(j-1)+d1/2));
        C1=(n+1)*(n+2)*(2*n+1)*(R-yaux)*f/8/n/((2*n+1)*(R-yaux)+...
            (n+2)*(d(j-1)+d2/2));
        C2=(R-yaux)^2/((R-yaux-(d(j-1)+d2/2))^2+...

```

```

        2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*(d(j-1)+d2/2)^2);
C3=2*(R-yaux-(d(j-1)+d2/2))*5*(dy(j-1)+dy(j))/(R-yaux)^2;
C4=C3/(R-yaux)^2*(4*n^2*(d(j-1)+d2/2)/(n+1)/(2*n+1)-...
    2*(R-yaux-(d(j-1)+d2/2)));
d3=dz*(C1/C2^2-C3*(d(j-1)+d2/2))/(1-C4*(d(j-1)+d2/2));
C1=(n+1)*(n+2)*(2*n+1)*(R-y(j))*f/8/n/((2*n+1)*(R-y(j))+...
    (n+2)*(d(j-1)+d3));
C2=(R-y(j))^2/((R-y(j)-(d(j-1)+d3))^2+...
    2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*(d(j-1)+d3)^2);
C3=2*(R-y(j)-(d(j-1)+d3))*dy(j)/(R-y(j))^2;
C4=C3/(R-y(j))^2*(4*n^2*((d(j-1)+d3))/(n+1)/(2*n+1)-...
    2*(R-y(j)-(d(j-1)+d3)));
d4=dz*(C1/C2^2-C3*(d(j-1)+d3))/(1-C4*(d(j-1)+d3));

d(j)=d(j-1)+1/8*(d1+3*d2+3*d3+d4);
Vzmax(j)=(R-y(j))^2/((R-y(j)-d(j))^2+...
    2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*d(j)^2)*Vm(j);
else
    aux=1;
    d(j)=R-y(j);
    Vzmax(j)=(n+1)*(2*n+1)/2/n^2*Vm(j);
end
end
%Velocidades
for i=1:nv
    rn(i,j)=(i-1)/(nv-1)*(R-y(j));
    if rn(i,j)>=R-y(j)-d(j),
        Vz(i,j)=Vzmax(j)*((R-y(j)-rn(i,j))/d(j))^(1/n);
    else
        Vz(i,j)=Vzmax(j);
    end
    Vr(i,j)=Vz(i,j)*(-dy(j))*r(i);
    V(i,j)=sqrt(Vr(i,j)^2+Vz(i,j)^2);
    %Presión
    if j>1,
        if rn(i,j)>R-y(j)-d(j),
            P(i,j)=P(i,j-1)*(1-((V(i,j)^2-V(i,j-1)^2)/2000-...
                dH*(rn(i,j)-(R-y(j)-d(j)))/d(j))*...
                ro(i)*Raire/Cpaire/P(i,j-1)^(kaire/(kaire-1)));
            ro(i)=ro(i)*(P(i,j)/P(i,j-1))^(1/kaire);
        else
            P(i,j)=P(i,j-1)*(1-((V(i,j)^2-V(i,j-1)^2)/2000)*...
                ro(i)*Raire/Cpaire/P(i,j-1)^(kaire/(kaire-1)));
            ro(i)=ro(i)*(P(i,j)/P(i,j-1))^(1/kaire);
        end
    else
        if rn(i,j)>R-y(j)-d(j),
            P(i,j)=Patm*(1-((V(i,j)^2-Vm(1)^2)/2000-...
                dH*(rn(i,j)-(R-y(j)-d(j)))/d(j))*...
                ro(i)*Raire/Cpaire/Patm^(kaire/(kaire-1)));
            ro(i)=ro(i)*(P(i,j)/Patm)^(1/kaire);
        else
            P(i,j)=Patm*(1-((V(i,j)^2-Vm(1)^2)/2000)*...
                ro(i)*Raire/Cpaire/Patm^(kaire/(kaire-1)));
            ro(i)=ro(i)*(P(i,j)/Patm)^(1/kaire);
        end
    end
end
end
end

```

```

%Volumen de influencia para el flujo de gas
if j>=j0&j<=jfin&i>=i0&i<=ifin
    Vol=Vol+dz/(nv-1)*fiaguj*rn(i,j);
    Pcp=Pcp+dz/(nv-1)*fiaguj*rn(i,j)*P(i,j);
end
end
%Condición de desprendimiento de la capa límite
mud2V(j)=f*roaire*Vm(j)^2/2/D*1e4; %flujo turbulento
if j>1,
    dP(j)=(Pm(j)-Pm(j-1))/dz*1e6;
    if j>round((L0+L1)/dz),
        if (abs(mud2V(j)-dP(j))<minVP)&j_intersec==1,
            minVP=abs(mud2V(j)-dP(j));
            j_intersec=j;
        end
    end
else
    minVP=abs(mud2V(j)-dP(j));
end
end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% VALORES: %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Pcp=Pcp/Vol; % (kPa) contrapresión al flujo de gas

%flujo de gas:
Vg=sqrt(2000*Cpgas*Tgas*(1-(Pcp/Pgas)^(1-1/kgas))/...
    (1-(RA/naguj)^2*(Pcp/Pgas)^(2/kgas))); % (m/s) velocidad del gas
dmg=Cdg*naguj*pi*dg^2/4*rogas*(Pcp/Pgas)^(1/kgas)*Vg;% (kg/s) dm gas

%coeficiente de exceso de aire:
alfa=dm/dmg/lo;

%aire:
Vmax=max(Vzmax);
Remax_aire=roaire*Vmax*(D-2*max(y))/1000/mu; % número de Reynolds
Mmax_aire=Vmax/sqrt(1000*kaire*Raire*Tamb); % número de Mach

%gas:
Re_gas=rogas*(Pcp/Pgas)^(1/kgas)*Vg*dg/mu; % número de Reynolds
M_gas=Vg/sqrt(1000*kgas*Rgas*Tgas); % número de Mach

disp(' ')
fprintf('          RESULTADOS          \n')
fprintf(' Pmin=%2.2f mbar,Pcp=%2.2f mbar\n', (min(P(:,nv))-Patm)*10
    ,(Pcp-Patm)*10)
fprintf(' Caída de presión=%2.2f mbar\n', (Patm-Pm(length(z)))*10)
fprintf(' dm_aire=%1.2f m^3/h, dm_gas=%1.2f m^3/h \n',dm/roaire*60*60
    ,dmg/rogas*60*60)
fprintf(' alfa=%1.2f \n',alfa)
fprintf(' Vmax_aire=%2.2f m/s,V_gas=%2.2f m/s \n',Vmax,Vg)
fprintf(' Remax_aire=%4.0f, Mmax_aire=%1.2f\n',Remax_aire,Mmax_aire)
if Mmax_aire>1, fprintf('CHOQUE EN LA GRAGANTA \n'), end
fprintf(' Re_gas=%4.0f, M_gas=%1.2f\n',Re_gas,M_gas)
fprintf(' Descarga al punto de inicio del desprendimiento=%2.2f
mm\n',...
    (z(j_intersec)-L1))

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% GRÁFICOS: %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure
maxr=max(max(dP),max(mud2V));
minr=min(min(dP),min(mud2V));
plot(z,mud2V,z,dP,'r',z,y*(maxr-minr)/2/R+minr,'g',...
     z,(2*R-y)*(maxr-minr)/2/R+minr,'g',z,...
     minr*ones(size(z)),'g',z,maxr*ones(size(z)),'g')
axis([z(1) z(length(z)) minr maxr]);
text(z(55),mud2V(55),'f*ro*V^2/2/D')
text(z(25),dP(25),'dP/dz')
title('CONDICIÓN DE DESPRENDIMIENTO ','FontSize',12)
xlabel('Longitud (mm)')
ylabel('dP/dz y f*ro*V^2/2/D')

figure
subplot(2,1,1)
hold on
h=surf(zn,rn,V);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
h=surf(zn,-rn,V);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
plot3(z,-R+y,0*z,'k',z,R-y,0*z,'k')
view(0,90)
colorbar
hold off
axis([min(z) max(z) -R R])
title('DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD (m/s)','FontSize',12)
ylabel('Radio (mm)')
subplot(2,1,2)
hold on
h=surf(zn,rn,(P-Patm)*10);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
h=surf(zn,-rn,(P-Patm)*10);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
plot3(z,-R+y,0*z,'k',z,R-y,0*z,'k')
view(0,90)
colorbar
hold off
axis([min(z) max(z) -R R])
title('DISTRIBUCIÓN DE PRESIÓN (mbar)','FontSize',12)
xlabel('Longitud (mm)')
ylabel('Radio (mm)')

figure
hold on
h=surf(zn,rn,(P-Patm)*10);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
h=surf(zn,-rn,(P-Patm)*10);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
plot3(z,-R+y,0*z,'k',z,R-y,0*z,'k')
view(0,90)
colorbar
hold off
axis image
title('DISTRIBUCIÓN DE PRESIÓN (mbar)','FontSize',12)
xlabel('Longitud (mm)')

```

```

ylabel('Radio (mm)')

figure
subplot(2,1,1)
hold on
h=surf(zn,rn,Vz);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
h=surf(zn,-rn,Vz);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
plot3(z,-R+y,0*z,'k',z,R-y,0*z,'k')
view(0,90)
hold off
axis([min(z) max(z) -R R])
colorbar
title('DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD AXIAL(m/s)','FontSize',12)
ylabel('Radio (mm)')
subplot(2,1,2)
hold on
h=surf(zn,rn,Vr);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
h=surf(zn,-rn,Vr);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
plot3(z,-R+y,0*z,'k',z,R-y,0*z,'k')
view(0,90)
hold off
axis([min(z) max(z) -R R])
colorbar
title('DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD RADIAL(m/s)','FontSize',12)
xlabel('Longitud (mm)')
ylabel('Radio (mm)')

figure
subplot(2,1,1)
plot(z,-R+(d+y),'r',z,-R+y,'g')
hold on
quiver(zn(1:2:nv,1:8:nh),-rn(1:2:nv,1:8:nh),Vz(1:2:nv,1:8:nh),...
-Vr(1:2:nv,1:8:nh));
hold off
axis([min(z) max(z) -R 0])
title('DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD y CAPA LÍMITE','FontSize',12)
xlabel('PERFILES DE VELOCIDAD ADIMENSIONALES Vz, Vr','FontSize',12)
ylabel('Radio (mm)')
subplot(2,2,3)
hold on
for j=1:5:nh %perfiles de velocidades axiales
plot(rn(:,j)./(R-y(j)),Vz(:,j)./Vzmax(j))
end
axis([0 1 0 1.1])
xlabel('RADIO ADIMENSIONAL r/(R-y)')
ylabel('V. AXIAL(Vz/Vzmax)')
subplot(2,2,4)
hold on
for j=1:5:nh %perfiles de velocidades radiales
plot(rn(:,j)./(R-y(j)),Vr(:,j)./Vzmax(j),'r')
end
xlabel('RADIO ADIMENSIONAL r/(R-y)')
ylabel('V. RADIAL(Vr/Vzmax)')

```

```

figure
subplot(2,1,1)
plot(z,-R+(d+y),'b',z,R-(d+y),'b',z,-R+y,'g',z,R-y,'g')
axis([min(z) max(z) -R R])
title('DESARROLLO DE LA CAPA LÍMITE','FontSize',12)
xlabel('DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD','FontSize',12)
ylabel('Radio (mm)')
subplot(2,1,2)
hold on
plot(z,-R+y,'g',z,R-y,'g')
quiver(zn(1:4:nv,1:8:nh),rn(1:4:nv,1:8:nh),...
        Vz(1:4:nv,1:8:nh),Vr(1:4:nv,1:8:nh));
quiver(zn(1:4:nv,1:8:nh),-rn(1:4:nv,1:8:nh),...
        Vz(1:4:nv,1:8:nh),-Vr(1:4:nv,1:8:nh));
hold off
axis([min(z) max(z) -R R])
xlabel('Longitud (mm)')
ylabel('Radio (mm)')

```

```

figure
subplot(2,1,1)
maxr=1.1*max(max(Vzmax),max(Vm));
minr=.9*min(min(Vzmax),min(Vm));
y1=y*(maxr-minr)/2/R+minr;
y2=(2*R-y)*(maxr-minr)/2/R+minr;
plot(z,Vm,z,Vzmax,'r',z,y1,'g',z,y2,'g',z,...
      minr*ones(size(z)),'g',z,maxr*ones(size(z)),'g')
axis([min(z) max(z) minr maxr])
text(z(52),Vm(50),'Vm')
text(z(62),Vzmax(60),'Vzmax')
title('VELOCIDAD MÁXIMA Y MEDIA','FontSize',12)
ylabel('Velocidad (m/s)')
subplot(2,1,2)
Pm=(Pm-Patm)*10;
maxr=.9*max(Pm)-.1*min(Pm);
minr=1.1*min(Pm);
y1=y*(maxr-minr)/2/R+minr;
y2=(2*R-y)*(maxr-minr)/2/R+minr;
plot(z,Pm,z,y1,'g',z,y2,'g',z,minr*ones(size(z)),...
      'g',z,maxr*ones(size(z)),'g')
axis([min(z) max(z) minr maxr])
text(z(52),Pm(50),'Pm')
title('PRESIÓN MEDIA DE VACIO','FontSize',12)
xlabel('Longitud (mm)')
ylabel('PRESIÓN (mbar)')

```

```
%Representaciones volumétricas:
```

```

dt=pi/10;
t=[0:dt:2*pi];
nt=length(t);
rv=zeros(nv,nt,nh);
tv=zeros(nv,nt,nh);
zv=zeros(nv,nt,nh);
Pv=zeros(nv,nt,nh);

```

```
for k=1:nt
```



```

***** MODELACIÓN PARA EL DISEÑO ÓPTIMO DE UN CARBURADOR *****
***** - MEZCLADOR PARA COMBUSTIBLES GASEOSOS *****
% carburador_diseno
%CONSIDERACIONES:
%flujo estacionario, sin desprendimiento de la capa límite,
%compresible, subsónico, turbulento, en desarrollo, gases ideales.
%REQUIERE DE LOS SUBPROGRAMAS: MOODY
clear,clc
t0=cputime;

***** PARÁMETROS DEL PERFIL: *****
disp(' ')
fprintf('      PARÁMETROS DEL PERFIL      \n');
D=input(' diámetro de ingreso (mm)      :'); %25mm
d=input(' diámetro de la garganta (mm)   :'); %16mm D/d <1.25 1.67>
alfa=input(' ángulo de ingreso (°) <40-50°> :'); %45°
beta=input(' ángulo de salida (°) <15-25°> :'); %20°
L_h=input(' razón L/h <6.5-7.5>          :'); %7.0
L1_L=input(' razón L1/L <0.20-0.25>      :'); %0.22
L0=input(' longitud anterior (mm)        :'); %10
Lpos=input(' longitud posterior (mm)     :'); %8
dg=input(' diámetro de los agujeros (mm) :'); %2.0
naguj=input(' número de agujeros        :'); %10

alfa=alfa*pi/180;      %(rad)ángulo inicial del perfil
beta=beta*pi/180;     %(rad)ángulo final del perfil
R=D/2;                %(cm)radio del ducto
h=R-d/2;              %(cm)máxima altura (en la garganta)
L=L_h*h;              %(cm)longitud del perfil
L1=L1_L*L;            %(cm)longitud a la altura h

dg=dg/1000;           %(m)diámetro de los agujeros para el biogás
fiaguj=2*pi/naguj;   %(rad)ángulo entre agujeros
RA=naguj*dg^2/(.01)^2;%(naguj*Agujeros/Aanillo de alimentación)<0.5
Cdg=.98;              %coeficiente de descarga de los agujeros

dz=L1/15;

%TRAMO ANTERIOR:
z0=-L0:dz:-dz;
y0=z0*0;
dy0=z0*0;
%PRIMER TRAMO:
M=[1 0 0 0;
   1 L1 L1^2 L1^3;
   0 1 0 0;
   0 1 2*L1 3*L1^2];
B=[0 h tan(alfa) 0]';
A=inv(M)*B;
P1=[A(4) A(3) A(2) A(1)];
dP1=polyder(P1);
z1=0:dz:L1;
y1=polyval(P1,z1);

```

```

dy1=polyval(dp1,z1);
%SEGUNDO TRAMO:
M=[1 L1 L1^2 L1^3;
   0 1 2*L1 3*L1^2;
   1 L L^2 L^3;
   0 1 2*L 3*L^2];
B=[h; 0; 0; tan(pi-beta)];
A=inv(M)*B;
P2=[A(4) A(3) A(2) A(1)];
dP2=polyder(P2);
z2=L1+dz:dz:L;
y2=polyval(P2,z2);
dy2=polyval(dP2,z2);
%TRAMO POSTERIOR:
z3=L+dz:dz:L+Lpos;
y3=z3*0;
dy3=z3*0;

z=[z0 z1 z2 z3];
y=[y0 y1 y2 y3];
dy=[dy0 dy1 dy2 dy3];

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% AIRE Y COMBUSTIBLE GASEOSO: %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%datos ambientales:
Patm=101.3;           %(kPa)presión atmosférica
Tamb=23+273.16;      %(K)temperatura ambiente

%datos del aire:
Cpaire=1.0035;       %(kJ/kg/K)calor específico
Raire=.287;         %(kJ/kg/K)constante del aire
kaire=1.438-.00015*Tamb;%exponente adiabático del aire
roaire=Patm/Raire/Tamb; %(kg/m^3)densidad del aire
mu=175e-7;          %(N.s/m^2)viscosidad dinámica del aire

%datos del gas:
Pgas=Patm+2*.1020736216;   %(kPa)presión del gas
%(1kPa=102.073621604mmH2O)
Tgas=Tamb+2;               %(K)temperatura del gas
%composición volumértica: [N2 CO2 CH4 C2H6 C3H8]
CV=[0 .4 .6 0 0 0];       %BIOGÁS
%CV=[.006 .002 .884 .104 .004]; %GAS NATURAL
porN2=CV(1);
porCO2=CV(2);
porCH4=CV(3);
porC2H6=CV(4);
porC3H8=CV(5);
%pesos moleculares:
pmN2=28.01;
pmCO2=44.01;
pmCH4=16.04;
pmC2H6=30.07;
pmC3H8=44.09;
%composición másica: fm

```

```

MT=porN2*pmN2+porCO2*pmCO2+porCH4*pmCH4+porC2H6*pmC2H6+...
    porC3H8*pmC3H8;
fmN2=porN2*pmN2/MT;
fmCO2=porCO2*pmCO2/MT;
fmCH4=porCH4*pmCH4/MT;
fmC2H6=porC2H6*pmC2H6/MT;
fmC3H8=porC3H8*pmC3H8/MT;
%relación aire - combustible estequiométrica:
lo=137.28*(2*porCH4+3.5*porC2H6+5*porC3H8)/(16*porCH4+...
    30*porC2H6+44*porC3H8+44*porCO2+28*porN2);
%constantes particulares de los gases: (kJ/kg/K)
RN2=.2968;
RCO2=.18892;
RCH4=.51835;
RC2H6=.2765;
RC3H8=.18855;
Rgas=fmN2*RN2+fmCO2*RCO2+fmCH4*RCH4+fmC2H6*RC2H6+fmC3H8*RC3H8;
%calor específico a presión constante: (kJ/kg/K)
%Cp= f(T): (valido 300 - 1500K)
th=Tgas/100;
CpN2=(39.06-512.79*th.^-1.5+1072.7*th.^-2-820.4*th.^-3)/pmN2;
CpCO2=(-3.7357+30.529*th.^(.5)-4.1034*th+.024198*th.^2)/pmCO2;
CpCH4=(-672.87+439.74*th.^(.25)-24.875*th.^(.75)+...
    323.88*th.^(-.5))/pmCH4;
CpC2H6=(6.895+17.26*th-.6402*th.^2+.00728*th.^3)/pmC2H6;
CpC3H8=(-4.042+30.46*th-1.571*th.^2+.03171*th.^3)/pmC3H8;

Cpgas=fmN2*CpN2+fmCO2*CpCO2+fmCH4*CpCH4+fmC2H6*CpC2H6+...
    fmC3H8*CpC3H8;
%calor específico a volumen constante: (kJ/kg/K)
Cvgas=Cpgas-Rgas;
%exponente adiabático del gas:
kgas=Cpgas/(Cpgas-Rgas);
%densidad del gas: (kg/m^3)
rogas=Pgas/Rgas/Tgas;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% MOTOR PARA COMBUSTIBLE GASEOSO: %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
disp(' ')
fprintf('      DATOS DEL MOTOR      \n')
Vhi=input(' cilindrada del motor (cc)           :'); %242cc
Nnom=input(' velocidad nominal (RPM)           :'); %3600 RPM
Vhi=Vhi/1e6; % (m^3) cilindrada del motor
Nv=.65; %eficiencia volumétrica
Ne=3.5; % (kW) potencia nominal

dm=Vhi*Nv*roaire*Nnom/2/60; % (kg/s) gasto másico nominal de aire

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% EXPONENTE DEL PERFIL DE VELOCIDADES TURBULENTO %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% según la ley de la potencia de Prandtl n = f(Re)
Redata=[4e3 2.3e4 1.1e5 1.1e6 2e6 3.2e6];
Relog=log(Redata);
ndata=[6 6.6 7 8.8 10 10];
pp=spline(Relog,ndata);

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% VARIABLES: %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
nh=length(z);      %número de nodos horizontales
nv=round(.4*nh);  %número de nodos verticales
zn=zeros(nv,nh);  %divisiones en el eje z
rn=zeros(nv,nh);  %divisiones en el eje r
d=zeros(1,nh);    %(mm)espesor de la capa límite
Vm=zeros(1,nh);   %(m/s)velocidad media del aire
Vzmax=zeros(1,nh);%(m/s)velocidad máxima del aire
Vz=zeros(nv,nh);  %(m/s)velocidad axial
Vr=zeros(nv,nh);  %(m/s)velocidad radial
V=zeros(nv,nh);   %(m/s)velocidad
ro=ones(nv,1);    %(kg/m^3)densidad en una seccion
P=zeros(nv,nh);   %(kPa)presión en la tobera
Pm=zeros(1,nh);   %(kPa)presión media en la tobera
mud2V=zeros(1,nh);%mu*d^2V/dr^2|(r=R-y)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% DESARROLLO: %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%volumen de influencia:
jm=round((L1+L0)/dz);%posición de los agujeros (h)
j0=jm-2;           %posición inicial en z
jfin=jm+5;         %posición final en z
i0=nv-3;           %posición inicial en r
ifin=nv;           %posición final en r
Vol=0;             %volumen de influencia
Pcp=0;            %contrapresión al flujo de gas

%condiciones iniciales:
Vm(1)=dm/pi/R^2/roaire*1e6;
Vzmax(1)=Vm(1);
Re=roaire*Vm(1)*R/500/pi/mu;
Pm(1)=Patm;
ro=roaire*ro;
Tm=Tamb;
H=Pm(1)/roaire+Vm(1)^2/2000;
dH=0;
d(1)=eps;         %sin desarrollar
%d(1)=R-eps;      %completamente desarrollado
dP(1)=0;
aux=0;
j_intersec=1;

r=0:1/(nv-1):1; %radio adimensional
dPm=1e-4;

for j=1:nh
    zn(:,j)=z(j);
    %Corección por energía cinética
    a=1;%< 1 (n+1)^3*(2*n+1)^3/(n+3)/(2*n+3)/4/n^4 >;
    %rugosidad absoluta de la geometría
    if z(j)>0 & z(j)<L,
        rug=.05e-3; %bronce pulido
    else

```

```

    rug=.12e-3; %acero
end
%Factor de fricción
f=MOODY(rug/2/(R-y(j))*1000,Re);
%Exponente ley de la potencia de Prandtl
if Re<2e6,
    n=ppval(pp,log(Re));
else
    n=10;
end %n=f^-0.5
%Energía específica
if j>1
    dH=f*Vm(j)^2/2000*sqrt(1+dy(j)^2)/2/(R-y(j))*dz;
    H=H-dH;
end
%Propiedades medias
if j<nh
    %Presión
    Pm(j+1)=Pm(j)-dPm;
    for l=1:20 %Newton - Raphson
        F=kaire*Raire/(kaire-1)*Tm*(1-(Pm(j+1)/Pm(j))^(1-1/kaire))-...
            a*Vm(j)^2/2000*((R-y(j))/(R-y(j+1)))^4*(Pm(j)/Pm(j+1))...
            ^2/kaire)-1)-dH;
        dF=-kaire*Raire/(kaire-1)*Tm*(1-1/kaire)/Pm(j)^(1-1/kaire)/...
            Pm(j+1)^(1/kaire)-a*Vm(j)^2/2000*((R-y(j))/(R-y(j+1)))...
            ^4*(-2/kaire)*Pm(j)^(2/kaire)/Pm(j+1)^(1+2/kaire);
        Pm(j+1)=Pm(j+1)-F/dF;
        if abs(F/dF)<1e-5, break
    end
end
%Velocidad media
Vm(j+1)=Vm(j)*((R-y(j))/(R-y(j+1)))^2*(Pm(j)/Pm(j+1))^(1/kaire);
%Temperatura
Tm=Tm*(Pm(j+1)/Pm(j))^(1-1/kaire);
%Exponente adiabático
kaire=1.438-.00015*Tm;
%Densidad
roaire=roaire*(Pm(j+1)/Pm(j))^(1/kaire);
%Número de Reynolds
Re=roaire*Vm(j+1)*(R-y(j+1))/500/pi/mu;
end
%Espesor de la capa límite y velocidad máxima
if j>1
    if d(j-1)<=R-y(j)&aux==0, %Runge Kutta 4
        C1=(n+1)*(n+2)*(2*n+1)*(R-y(j-1))*f/8/n/((2*n+1)*(R-y(j-
1))+...
            (n+2)*d(j-1));
        C2=(R-y(j-1))^2/((R-y(j-1)-d(j-1))^2+...
            2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*d(j-1)^2);
        C3=2*(R-y(j-1)-d(j-1))*dy(j-1)/(R-y(j-1))^2;
        C4=C3/(R-y(j-1))^2*(4*n^2*d(j-1)/(n+1)/(2*n+1)-...
            2*(R-y(j-1)-d(j-1)));
        d1=dz*(C1/C2^2-C3*d(j-1))/(1-C4*d(j-1));
    end
end

```

```

yaux=.5*(y(j-1)+y(j));
C1=(n+1)*(n+2)*(2*n+1)*(R-yaux)*f/8/n/((2*n+1)*(R-yaux)+...
(n+2)*(d(j-1)+d1/2));
C2=(R-yaux)^2/((R-yaux-(d(j-1)+d1/2))^2+...
2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*(d(j-1)+d1/2)^2);
C3=2*(R-yaux-(d(j-1)+d1/2))* .5*(dy(j-1)+dy(j))/(R-yaux)^2;
C4=C3/(R-yaux)^2*(4*n^2*(d(j-1)+d1/2)/(n+1)/(2*n+1)-...
2*(R-yaux-(d(j-1)+d1/2)));
d2=dz*(C1/C2^2-C3*(d(j-1)+d1/2))/(1-C4*(d(j-1)+d1/2));
C1=(n+1)*(n+2)*(2*n+1)*(R-yaux)*f/8/n/((2*n+1)*(R-yaux)+...
(n+2)*(d(j-1)+d2/2));
C2=(R-yaux)^2/((R-yaux-(d(j-1)+d2/2))^2+...
2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*(d(j-1)+d2/2)^2);
C3=2*(R-yaux-(d(j-1)+d2/2))* .5*(dy(j-1)+dy(j))/(R-yaux)^2;
C4=C3/(R-yaux)^2*(4*n^2*(d(j-1)+d2/2)/(n+1)/(2*n+1)-...
2*(R-yaux-(d(j-1)+d2/2)));
d3=dz*(C1/C2^2-C3*(d(j-1)+d2/2))/(1-C4*(d(j-1)+d2/2));
C1=(n+1)*(n+2)*(2*n+1)*(R-y(j))*f/8/n/((2*n+1)*(R-y(j))+...
(n+2)*(d(j-1)+d3));
C2=(R-y(j))^2/((R-y(j)-(d(j-1)+d3))^2+...
2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*(d(j-1)+d3)^2);
C3=2*(R-y(j)-(d(j-1)+d3))*dy(j)/(R-y(j))^2;
C4=C3/(R-y(j))^2*(4*n^2*((d(j-1)+d3))/(n+1)/(2*n+1)-...
2*(R-y(j)-(d(j-1)+d3)));
d4=dz*(C1/C2^2-C3*(d(j-1)+d3))/(1-C4*(d(j-1)+d3));

d(j)=d(j-1)+1/8*(d1+3*d2+3*d3+d4);
Vzmax(j)=(R-y(j))^2/((R-y(j)-d(j))^2+...
2*n^2/(2*n+1)/(n+1)*d(j)^2)*Vm(j);
else
aux=1;
d(j)=R-y(j);
Vzmax(j)=(n+1)*(2*n+1)/2/n^2*Vm(j);
end
end
%Velocidades
for i=1:nv
rn(i,j)=(i-1)/(nv-1)*(R-y(j));
if rn(i,j)>=R-y(j)-d(j),
Vz(i,j)=Vzmax(j)*((R-y(j)-rn(i,j))/d(j))^(1/n);
else
Vz(i,j)=Vzmax(j);
end
Vr(i,j)=Vz(i,j)*(-dy(j))*r(i);
V(i,j)=sqrt(Vr(i,j)^2+Vz(i,j)^2);
%Presión
if j>1,
if rn(i,j)>R-y(j)-d(j),
P(i,j)=P(i,j-1)*(1-((V(i,j)^2-V(i,j-1)^2)/2000-...
dH*(rn(i,j)-(R-y(j)-d(j)))/d(j)))*...
ro(i)*Raire/Cpaire/P(i,j-1)^(kaire/(kaire-1));
ro(i)=ro(i)*(P(i,j)/P(i,j-1))^(1/kaire);
else

```

```

        P(i,j)=P(i,j-1)*(1-((V(i,j)^2-V(i,j-1)^2)/2000)*...
            ro(i)*Raire/Cpaire/P(i,j-1))^(kaire/(kaire-1));
        ro(i)=ro(i)*(P(i,j)/P(i,j-1))^(1/kaire);
    end
else
    if rn(i,j)>R-y(j)-d(j),
        P(i,j)=Patm*(1-((V(i,j)^2-Vm(1)^2)/2000-...
            dH*(rn(i,j)-(R-y(j)-d(j)))/d(j))*...
            ro(i)*Raire/Cpaire/Patm)^(kaire/(kaire-1));
        ro(i)=ro(i)*(P(i,j)/Patm)^(1/kaire);
    else
        P(i,j)=Patm*(1-((V(i,j)^2-Vm(1)^2)/2000)*...
            ro(i)*Raire/Cpaire/Patm)^(kaire/(kaire-1));
        ro(i)=ro(i)*(P(i,j)/Patm)^(1/kaire);
    end
end
end
%Volumen de influencia para el flujo de gas
if j>=j0&j<=jfin&i>=i0&i<=ifin
    Vol=Vol+dz/(nv-1)*fiaguj*rn(i,j);
    Pcp=Pcp+dz/(nv-1)*fiaguj*rn(i,j)*P(i,j);
end
end
%Condición de desprendimiento de la capa límite
mud2V(j)=f*roaire*Vm(j)^2/2/D*1e4; %flujo turbulento
if j>1,
    dP(j)=(Pm(j)-Pm(j-1))/dz*1e6;
    if j>round((L0+L1)/dz),
        if (abs(mud2V(j)-dP(j))<minVP)&j_intersec==1,
            minVP=abs(mud2V(j)-dP(j));
            j_intersec=j;
        end
    end
end
else
    minVP=abs(mud2V(j)-dP(j));
end
end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% VALORES: %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Pcp=Pcp/Vol; %(kPa)contrapresión al flujo de gas

%flujo de gas:
Vg=sqrt(2000*Cpgas*Tgas*(1-(Pcp/Pgas)^(1-1/kgas))/...
    (1-(RA/naguj)^2*(Pcp/Pgas)^(2/kgas))); %(m/s)velocidad del gas
dmg=Cdg*naguj*pi*dg^2/4*røgas*(Pcp/Pgas)^(1/kgas)*Vg;%(kg/s)dm gas

%coeficiente de exceso de aire:
alfa=dm/dmg/1o;

%aire:
Vmax=max(Vzmax);
Remax_aire=roaire*Vmax*(D-2*max(y))/1000/mu; %número de Reynolds
Mmax_aire=Vmax/sqrt(1000*kaire*Raire*Tamb); %número de Mach

```

```

%gas:
Re_gas=rogas*(Pcp/Pgas)^(1/kgas)*Vg*dg/mu;    %número de Reynolds
M_gas=Vg/sqrt(1000*kgas*Rgas*Tgas);          %número de Mach

disp(' ')
fprintf('          RESULTADOS          \n')
fprintf(' Pmin=%2.2f mbar,Pcp=%2.2f mbar\n', (min(P(:,nv))-Patm)*10
        ,(Pcp-Patm)*10)
fprintf(' Caida de presión=%2.2f mbar\n', (Patm-Pm(length(z)))*10)
fprintf(' dm_aire=%1.2f m^3/h, dm_gas=%1.2f m^3/h \n',dm/roaire*60*60
        ,dmg/rogas*60*60)
fprintf(' alfa=%1.2f \n',alfa)
fprintf(' Vmax_aire=%2.2f m/s,V_gas=%2.2f m/s \n',Vmax,Vg)
fprintf(' Remax_aire=%4.0f, Mmax_aire=%1.2f\n',Remax_aire,Mmax_aire)
if Mmax_aire>1, fprintf('CHOQUE EN LA GRAGANTA \n'), end
fprintf(' Re_gas=%4.0f, M_gas=%1.2f\n',Re_gas,M_gas)
fprintf(' Descarga al punto de inicio del desprendimiento=%2.2f
mm\n',...
        (z(j_intersec)-L1))
disp(' ')
fprintf(' PERFIL DE LA TOBERA (z,y) en mm          \n')
z0=[z1(1:5:length(z1)) z2(1:5:length(z2))]'
y0=[y1(1:5:length(y1)) y2(1:5:length(y2))]'

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% GRÁFICOS: %%%%%%%%%
figure
maxr=max(max(dP),max(mud2V));
minr=min(min(dP),min(mud2V));
plot(z,mud2V,z,dP,'r',z,y*(maxr-minr)/2/R+minr,'g',...
      z,(2*R-y)*(maxr-minr)/2/R+minr,'g',z,...
      minr*ones(size(z)),'g',z,maxr*ones(size(z)),'g')
axis([z(1) z(length(z)) minr maxr]);
text(z(55),mud2V(55),'f*ro*V^2/2/D')
text(z(25),dP(25),'dP/dz')
title('CONDICIÓN DE DESPRENDIMIENTO ','FontSize',12)
xlabel('Longitud (mm)')
ylabel('dP/dz y f*ro*V^2/2/D')

figure
subplot(2,1,1)
hold on
h=surf(zn,rn,Vr);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
h=surf(zn,-rn,Vr);
set(h,'FaceColor','interp','EdgeColor','none');
plot3(z,(-R+y),0*z,'k',z,(R-y),0*z,'k')
view(0,90)
hold off
axis([min(z) max(z) -R R])
colorbar
title('DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD RADIAL(m/s)','FontSize',12)
ylabel('Radio (mm)')

```





## **“BIOGÁS PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA”**

### **ANTECEDENTES**

El ITINTEC desarrolló proyectos sobre la utilización del biogás; experimentó con varios tipos de biodigestores, realizando instalaciones en diversas zonas del país; las aplicaciones se centraron en la energía térmica y muy poco en la generación eléctrica.

Entre 1998 y 1999, la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UNI, ejecutó el proyecto de investigación "Uso del biogas en motores", el cual permitió recuperar parte de la tecnología lograda por el ITINTEC y además, lograr un importante aporte: la generación de energía eléctrica a partir de un motor gasolinerero modificado para que funcione con biogás.

### **BIOGÁS**

El biogás es un combustible gaseoso, conformado por gases resultantes de la degradación biológica de compuestos orgánicos (biomasa) en condiciones anaeróbicas (exentas de oxígeno); sus principales componentes son el Metano ( $\text{CH}_4$ ) y el Dióxido de Carbono ( $\text{CO}_2$ ), además de contener pequeños porcentajes de sulfuro de hidrógeno ( $\text{H}_2\text{S}$ ).

**Origen del biogás.** La biodegradación anaeróbica de materias orgánicas ocurre espontáneamente en la naturaleza, es así que el biogás es también conocido como gas de los pantanos. Es posible reproducir el proceso natural colocando desechos orgánicos en recipientes herméticos, los cuales se conocen como *biodigestores*. En los biodigestores, bajo condiciones químicas y ambientales favorables, se desarrolla un proceso bioquímico bacteriano (Metanogénesis) en el cual se va degradando la materia orgánica hasta obtener como productos el biogás, el bioabono y el biofertilizante; estos últimos son excelentes fertilizantes.

**Generación de energía empleando biogás.** Del biogás se puede obtener energía térmica directamente al combustionarlo (para lámparas, quemadores, incubadoras) o energía mecánica al utilizarlo en un motor de combustión interna, y de ésta, energía eléctrica al acoplarlo a un generador.

Un metro cúbico de biogás es equivalente a: 3.47 kg de leña, 0.62 lt de kerosene, 0.61 lt de Diesel, 1.5 kg de carbón, 1.25 kWh de electricidad, 0.45 kg de gas licuado de petróleo, 13.0 kg de estiércol ó 0.5 kg de butano.

**EL PROYECTO: “BIOGAS PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA”.** Es un proyecto multidisciplinario desarrollado en la UNI, que busca incorporar la utilización del biogás para cubrir, de manera sostenible, las necesidades energéticas de diversas zonas del país.

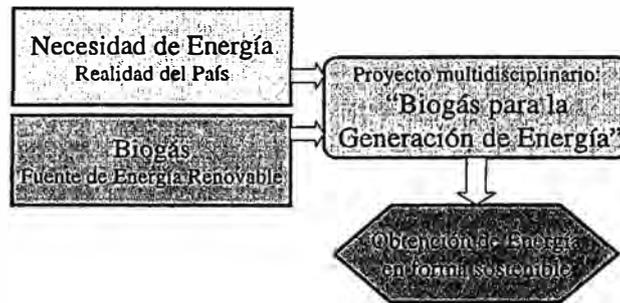


Fig. 1: Concepción del proyecto.

En el proyecto intervienen las facultades de Ing. Química (FIQM), Ing. Ambiental (FIA) y la facultad de Ingeniería Mecánica (FIM).

El proyecto se encuentra dividido en:

- **Investigación del proceso:** En el cual se estudia y experimenta con biodigestores cargados con estiércol de vaca, cuy, cabra y desechos orgánicos del asentamiento humano "El Carmen"; el proyecto cuenta con pequeños biodigestores colocados en el tercer piso del laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulicas de la facultad de Ing. Mecánica.

- **Investigación en el motor:** La investigación en el motor está a cargo de la Facultad de Mecánica; para esta parte de la investigación se trabaja en un banco de pruebas, el cual se encuentra en la planta de tratamiento de aguas servidas de la UNI (UNITRAR). En la planta del UNITRAR se produce biogás al tratar las aguas servidas; es este biogás el que se utiliza para el funcionamiento del motor.

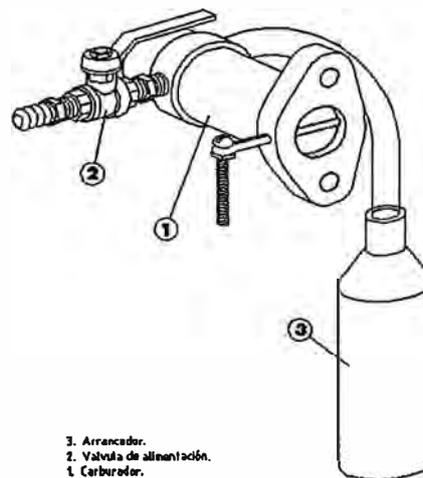


Fig. 2: Carburador para biogás

## PROYECTO EN LA FIM

El proyecto en la FIM se encuentra dividido en los siguientes subproyectos:

- **Optimización del diseño del carburador para biogás.** Se busca obtener el diseño óptimo mediante un modelo matemático del carburador y

experimentación, para lograr obtener el diseño que permita el óptimo funcionamiento del motor (estabilidad, coeficiente de exceso de aire, emisión de gases de combustión) y aprovechamiento del biogás (potencia, consumo específico de combustible).

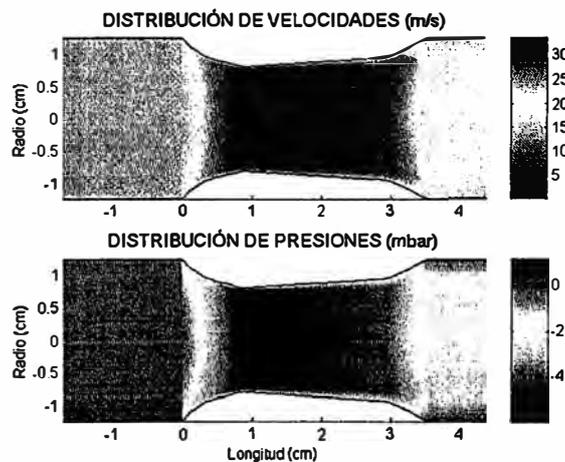
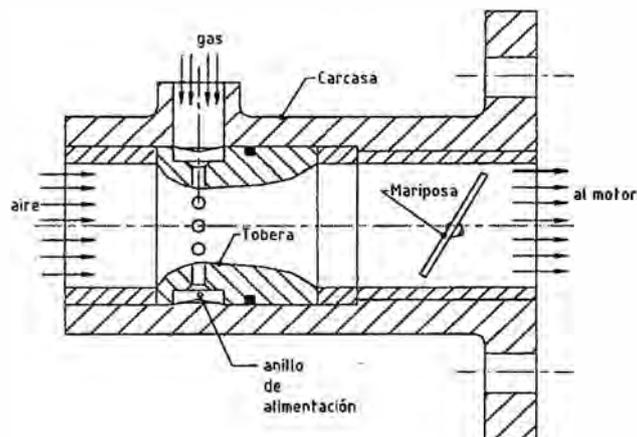


Fig. 3: Esquema en corte del carburador y modelación de la tobera del carburador.

- **Arranque automático del motor.** Debido a la gran dificultad que representa encender el motor con biogás (alto Octanaje), el encendido debe realizarse con gasolina; para lo cual, se está desarrollando un sistema de encendido automático. El sistema de arranque a desarrollar también incluye el mecanismo de regulación.
- **Determinación del desgaste del motor funcionando con biogás.** Se debe determinar como influye el funcionamiento del motor con biogás en la vida útil de este.

- **Aplicación a nuevos motores.** Se busca la aplicación de todo el desarrollo logrado a nuevos motores, a fin de cubrir los requerimientos de cada diseño en proyectos de *energización\**.

#### PARÁMETROS MEDIDOS EN LOS ENSAYOS

Potencia eléctrica generada (100W/foco).

Tiempo de funcionamiento del motor (min).

Flujo de biogás consumido (lt/min).

Flujo de aire de ingreso al motor (m<sup>3</sup>/h).

Voltaje (V), corriente (A) y frecuencia (Hz).

Composición de los gases de escape (CH<sub>4</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub>).

#### CONCLUSIONES

- Se ha logrado obtener energía eléctrica a partir del funcionamiento de un motor a gasolina trabajando con biogás, el cual está siendo estudiado para ser perfeccionado.
- Se está logrando caracterizar el biogás producido por estiércol de vaca, cabra y desechos orgánicos urbanos así como conocer mejor el proceso de biodigestión.
- Los resultados del proyecto permitirán el desarrollo de programas de *energización\** de pequeños centros productivos y de servicio, como el planteado por la ONG PROCABRA y el asentamiento humano "El Carmen".
- La utilización del biogás es una alternativa real y sostenible para la generación de energía en nuestro país.

La investigación es fundamental para el desarrollo tecnológico del país; es nuestra misión, como institución líder en ciencia y tecnología, mantener proyectos de investigación adecuados a nuestra realidad que permitan solucionar problemas reales, como es, la falta de energía en forma sostenible en diversas zonas de nuestro territorio.

El director del proyecto es el Ing. Alfredo Oliveros Donohue, destacado profesional, con una amplia trayectoria en investigación y profesor del curso *Energías Renovables* de nuestra facultad.

En la facultad intervienen nuestros compañeros: Juan Pablo Trelles Salvador, Peter Aurora Zavaleta y Daniel Cabrera Llamoca; dirigidos por el Ing. Raúl Figueroa Reynoso.

Por último, cabe mencionar que el proyecto "BIOGÁS PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA" es el único proyecto multidisciplinario desarrollado en el UNI.

*\*energización* es llevar energía en forma sostenible, con fines productivos, para elevar el nivel de vida de la población.



*Fig. 4: Equipo de la FIM con el banco de ensayos; de izquierda a derecha: Ing. Raúl Figueroa, Peter Aurora, Daniel Cabrera y Juan Pablo Trelles; planta UNITRAR 2000.*

Material Presentado en **EXPOUNI 2000**,  
Facultad de Ingeniería Mecánica  
Universidad Nacional de Ingeniería

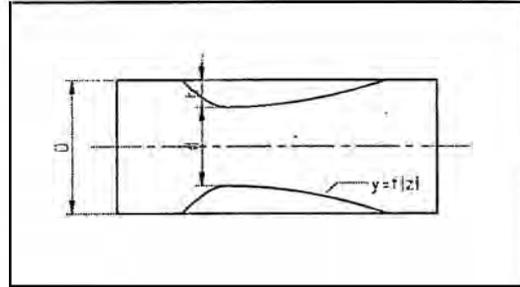
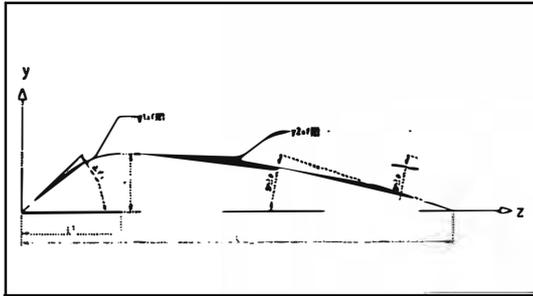
# PROYECTO DE INVESTIGACIÓN: "BIOGÁS PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA"

Universidad Nacional de Ingeniería - Facultad de Ingeniería Mecánica

## MOTORES HONDA A GASOLINA PARA SER CONVERTIDOS A BIOGÁS

MOTOR - SERIE		GX 240	GX 270	GX 340	GX 360	GX 390
Potencia máxima	HP / PS	8.0	9.0	11.0	13	13.0
Potencia máxima	kW	6.0	6.7	8.2	9.7	9.7
Velocidad máxima	RPM	3600	3600	3600	3600	3600
Desplazamiento	cm <sup>3</sup>	242	270	337	359	389

### Dimensiones del carburador para biogás



Diámetro de ingreso	mm	25	25	25	25	25
Diámetro de la garganta	mm	16	16.5	16.5	17	17
Ángulo de ingreso	<40 - 50°>	45	45	45	45	45
Ángulo de salida	<15 - 25°>	20	20	20	20	20
Razón L/h	<6.5 - 7.5>	7	7	7	7	7
Razón L1/L	<0.20 - 0.25>	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22
Longitud anterior	mm	10	10	12	12	14
Longitud posterior	mm	8	10	10	10	12
Diámetro de los agujeros	mm	2	2	2.2	2.2	2.5
Número de agujeros		10	10	10	10	10

Perfil de la tobera (z,y) en mm	GX 240	GX 270	GX 340
0.0	0.0	0.0	0.0
2.3	2.2	2.2	2.1
4.6	3.8	4.4	3.6
6.9	4.5	6.5	4.3
7.4	4.5	7.0	4.2
9.7	4.4	9.2	4.2
12.0	4.3	11.3	4.1
14.3	4.1	13.5	3.9
16.6	3.8	15.7	3.6
18.9	3.4	17.9	3.2
21.3	3.0	20.1	2.8
23.6	2.4	22.3	2.3
25.9	1.8	24.4	1.7
28.2	1.1	26.6	1.1
30.5	0.4	28.8	0.3

	GX 240	GX 390
0.0	0.0	0.0
2.1	1.9	2.1
4.1	3.4	4.1
6.2	4.0	6.2
6.6	4.0	4.0
8.6	3.9	8.6
10.7	3.8	10.7
12.7	3.6	12.7
14.8	3.4	14.8
16.8	3.0	16.8
18.9	2.6	18.9
20.9	2.2	20.9
23.0	1.6	23.0
25.1	1.0	25.1
27.1	0.3	27.1

**Notas:**  
 . Se considera que los motores tienen, aproximadamente, el mismo diámetro de ingreso del aire (25 mm)  
 . Dimensiones del carburador óptimas para condiciones nominales de funcionamiento del motor.  
 . Perfiles pueden ser comprobados mediante el programa carburador\_diseño (hecho en Matlab).

# Proyecto de Investigación Multidisciplinario: "Biogás para la Generación de Energía"

## MODELAMIENTO CARBURADOR - MOTOR

### Modelos - Ensayos

### Objetivos

### Características

