

## **Desarrollo de un modelo para el dimensionamiento de mezcladores aire-gas natural para motores**

*John R. Agudelo\** y *Ricardo Mejía\*\**

(Recibido el 27 de julio de 2001)

### **Resumen**

El artículo presenta un método para el diseño de mezcladores aire-gas natural de venturi fijo o variable en motores de aspiración natural o turboalimentados, en el cual se utiliza el modelo de flujo incompresible en estado estable unidimensional. El modelo se ha expresado principalmente en función de las condiciones atmosféricas locales, la relación aire-combustible y el tipo de gas natural.

El artículo tiene como objeto no solo servir de guía a fabricantes en el país para el dimensionamiento de mezcladores de gas natural en baja presión, sino además emplearlo como una herramienta para la selección adecuada de mezcladores en función del tipo de motor, de las condiciones atmosféricas locales y de las condiciones de operación. El modelo se corrió para un régimen de motor constante y en torno al de par máximo más común (3.500 r.p.m.). Los resultados muestran que los parámetros más influyentes sobre la geometría del mezclador son la relación aire combustible y el tipo de gas natural (índice de Wobbe).

----- *Palabras clave:* mezcladores, gas natural, motores, venturi, Bernoulli, incompresible.

## **Development of a model for sizing air-natural gas mixers for engines**

### **Abstract**

This paper shows a method for designing fixed or variable air - natural gas mixers for natural aspired or turbocharged engines. The method uses an one-dimension steady state uncompressible flow model. The model has been developed as a function of local atmospheric conditions, air-fuel ratio and natural gas composition.

---

\* Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía. Facultad de Ingeniería. Universidad de Antioquia. [radian@udea.edu.co](mailto:radian@udea.edu.co).

\*\* Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía. Facultad de Ingeniería. Universidad de Antioquia. [erkidesh777@yahoo.com](mailto:erkidesh777@yahoo.com).

The object of the article is to be useful as a guide for the natural gas kit industry for the sizing of low pressure air-gas mixers. In addition, the method can be used as a tool for the proper selection of mixers as a function of engine type, local atmospheric conditions and operation conditions.

The model has been tested for a constant engine speed (around 3.500 r.p.m.). The results show that the more important parameters affecting mixer geometry are air fuel ratio and natural gas composition (Wobbe Index).

----- *Key words:* mixers, natural gas, engines, venturi, Bernoulli, incompressible.

### Introducción

El sistema de alimentación de aire y combustible de un motor de combustión interna es determinante en su desempeño, puesto que de éste depende en gran parte el proceso de combustión. Al hacer una conversión a gas natural, la cual da al motor la característica de bicomcombustible (gasolina o gas), se ubican dispositivos en el sistema de admisión que evidentemente afectan la alimentación del motor. En un trabajo reciente realizado en el laboratorio de motores térmicos de la Universidad de Antioquia se ha estudiado el desempeño de un motor convertido a gas natural. Los resultados muestran que la instalación inapropiada de los componentes de un conjunto puede dar lugar a una pérdida sustancial de potencia y torque, la cual se hace más acentuada con gas natural a partir de 3.200 r.p.m. Además se pudo observar la marcada influencia del mezclador aire-gas natural en el desempeño del motor, lo cual confirmó los resultados de Maxwell y Jones [1].

El modelo se planteó partiendo de las condiciones óptimas de combustión en el motor (relación aire combustible estequiométrica para el caso de un motor de encendido por chispa) y se ha desarrollado partiendo de la teoría de flujo incompresible unidimensional en estado estacionario, lo que

se puede sustentar en las bajas presiones de operación de los sistemas de conversión convencionales. Las características geométricas del mezclador se han parametrizado en función de las condiciones atmosféricas locales, la relación aire-combustible, la cilindrada del motor y el tipo de gas natural.

### Descripción del modelo

Todo el estudio parte del esquema mostrado en la figura 1.

La deducción del modelo teórico para el cálculo de mezcladores parte de la relación aire-gas de la mezcla, la cual define en primera instancia el balance de combustión al interior del motor. De esta manera podrá calcularse el mezclador para que entregue al motor el balance de combustión esperado, que idealmente debe ser estequiométrico.

$$AC = \frac{m_a}{m_f} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (1)$$

Donde  $m_a$  y  $m_f$  son respectivamente los flujos másicos de aire y gas, dados en [kg/s]. Si el flujo se toma en términos volumétricos, tras algunas simplificaciones se obtendrá la relación aire-combustible ( $AC$ ) en la forma:

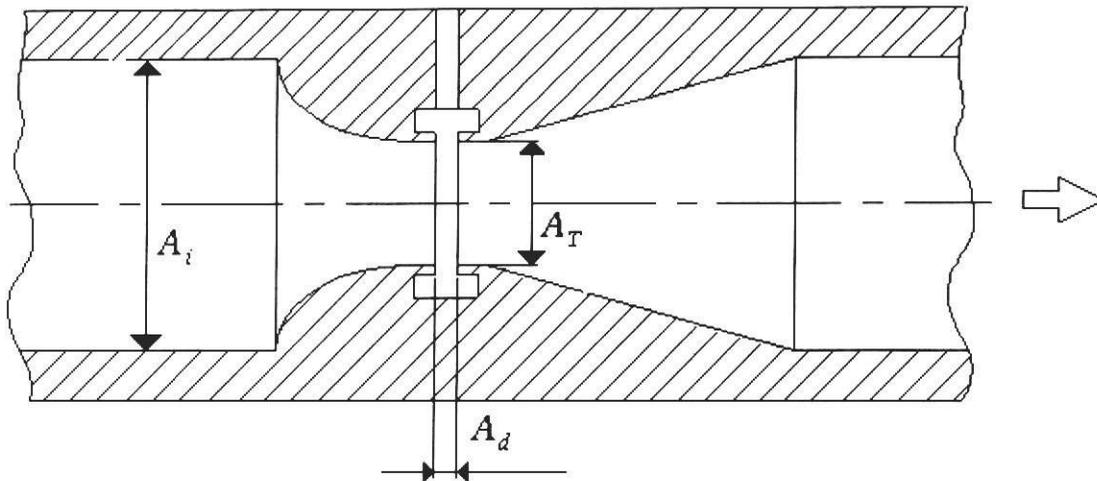


Figura 1 Diagrama del venturi. En donde  $A_i$  es la sección de entrada de aire,  $A_r$  la garganta y  $A_d$  el área total de descarga de gas

$$\frac{V_a}{V_f} = AC \cdot \frac{\rho_f}{\rho_a} = AC \cdot d_g \quad (2)$$

$V_a$ : Volumen de aire [m<sup>3</sup>].

$V_f$ : Volumen del gas [m<sup>3</sup>].

$\rho_a$ : Densidad del aire [kg/m<sup>3</sup>].

$\rho_f$ : Densidad del gas [kg/m<sup>3</sup>].

$d_g$ : Densidad relativa del gas [adimensional].

El flujo ideal de mezcla combustible que debería ingresar al motor es:

$$\dot{m}_{m,ideal} = \frac{\rho_m \cdot V_d \cdot n}{i} \quad (3)$$

$\rho_m$ : Densidad de la mezcla [kg/m<sup>3</sup>].

$V_d$ : Cilindrada del motor [m<sup>3</sup>].

$n$ : Régimen de giro del motor [r.p.m.].

$i$ : Número de revoluciones del cigüeñal por cada carrera de potencia por cilindro (2: motores de cuatro tiempos; 1: motores de dos tiempos) [revoluciones/ciclo].

La densidad de mezcla se puede determinar usando el principio de los volúmenes aditivos de Amagat y Leduc aprovechando que, al tratarse de una mezcla de gases ideales sin reacción, cumple también con la ley de estado de los gases ideales:

$$\rho_m = \frac{p_T}{R_m \cdot T_{m,T}} \quad (4)$$

$p_T$ : Presión de la mezcla en la garganta del mezclador.

$T_{m,T}$ : Temperatura de la mezcla en la garganta del mezclador.

$R_m$ : Constante de la mezcla de gas ideal.

La constante de la mezcla de gas ideal se halla como un promedio ponderado con base en las fracciones másicas de los componentes. A continuación se explica la determinación de la presión y la temperatura de la mezcla en la garganta.

La presión en la garganta del mezclador será escogida por el diseñador, según sea el tipo de aspiración del motor (natural o turboalimentado). Esta presión ha de ser menor que la del gas (aire o combustible) que se encuentre a menor presión. Es decir, refiriéndose a la figura 1, cuando la presión del aire en la sección de entrada  $p_i$  sea menor que la presión del gas en la sección de descarga  $p_d$ , la presión en la garganta  $p_T$  debe tener un valor menor que  $p_i$ . Por ejemplo, como criterio de diseño, se puede asumir:  $p_T = x \cdot p_i$  o  $p_T = x \cdot p_d$  (donde  $0 < x < 1$ , siendo  $x$  escogido a criterio del diseñador para asegurar el flujo desde las secciones  $A_i$  y  $A_d$  hacia  $A_T$ ). Cuando el motor es turboalimentado, la presión de entrada es la que entrega el turbocompresor, siempre y cuando el mezclador esté después del mismo. Pero si el motor es de aspiración natural, o el mezclador se piensa ubicar antes del turbocompresor, la presión a la entrada del mezclador depende de las restricciones al flujo que tenga el motor en la admisión (pérdidas de presión), de la presión atmosférica y de las condiciones de operación del motor. Por su parte, la presión de descarga del gas natural depende de la graduación del regulador de presión. Esta varía normalmente en un intervalo de 10 a 15 mbar.

La temperatura de la mezcla en la garganta es la que se obtiene cuando el aire y el gas entran en equilibrio térmico al mezclarse. Para determinarla es necesario encontrar primero el estado termodinámico de cada gas (aire y combustible) cuando llegan a la garganta. Se puede considerar que el aire experimenta un proceso adiabático de contracción al pasar desde la sección de entrada  $A_i$ , donde su temperatura es  $T_i$ , hasta la garganta  $A_T$ , en donde su temperatura será  $T_{a,T}$ . Este proceso está dado por:

$$T_{a,T} = \frac{T_i}{\left(\frac{p_{a,T}}{p_i}\right)^{\frac{1-k_a}{k_a}}} = \frac{T_i}{\left(\frac{y_a \cdot p_T}{p_i}\right)^{\frac{1-k_a}{k_a}}} = \frac{T_i}{\left(\frac{AC \cdot d_g}{AC \cdot d_g + 1} \cdot \frac{p_T}{p_i}\right)^{\frac{1-k_a}{k_a}}} = \frac{T_i}{\left(\frac{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2}{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 + 1} \cdot \frac{p_T}{p_i}\right)^{\frac{1-k_a}{k_a}}} \quad (5)$$

$k_a$ : Exponente adiabático del aire 1,4.

$T_i$ : Temperatura absoluta del aire en la sección de entrada [K].

$T_{a,T}$ : Temperatura absoluta del aire en la garganta [K].

$p_i$ : Presión absoluta en la sección de entrada [Pa].

$p_{a,T}$ : Presión parcial del aire en la garganta [Pa].

$PCi$ : Poder calorífico inferior del gas [J/kg].

$W$ : Índice de Wobbe del gas [J/kg].

Puede decirse que el gas experimenta una expansión adiabática al pasar de la sección de descarga  $A_d$  a la garganta del mezclador  $A_T$ . Por tanto, el cambio en su temperatura puede determinarse como:

$$T_{f,T} = \frac{T_d}{\left(\frac{p_{f,T}}{p_d}\right)^{\frac{1-k_f}{k_f}}} = \frac{T_d}{\left(\frac{y_f \cdot p_T}{p_d}\right)^{\frac{1-k_f}{k_f}}} = \frac{T_d}{\left(\frac{1}{AC \cdot d_g + 1} \cdot \frac{p_T}{p_d}\right)^{\frac{1-k_f}{k_f}}} = \frac{T_d}{\left(\frac{1}{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 + 1} \cdot \frac{p_T}{p_d}\right)^{\frac{1-k_f}{k_f}}} \quad (6)$$

$k_f$ : Exponente adiabático del gas combustible (depende de su composición).

$T_d$ : Temperatura absoluta del gas en la descarga [K].

$T_{f,T}$ : Temperatura absoluta del gas en la garganta [K].

$p_d$ : Presión absoluta en la sección de descarga [Pa].

$p_{f,T}$ : Presión parcial del gas en la garganta [Pa].

Con base en los valores obtenidos de las temperaturas de cada componente en la garganta, deben hallarse los calores específicos a presión constante y entalpías del aire y del gas utilizando datos de tablas termodinámicas (es de anotar que el gas combustible suele ser una mezcla multicomponente, por tanto sus propiedades deben encontrarse como promedios ponderados por las fracciones másicas de cada componente). La temperatura de la mezcla aire-gas en la garganta será entonces:

$$T_{m,T} = \frac{h_{m,T}}{c_{p,m,T}} = \frac{h_{f,T} + AC \cdot h_{a,T}}{c_{p,f,T} + AC \cdot c_{p,a,T}} \quad (7)$$

$T_{m,T}$ : Temperatura de la mezcla en la garganta [K].

$h_{m,T}$ : Entalpía de la mezcla en la garganta [J/kg].

$c_{p,m,T}$ : Calor específico de la mezcla en la garganta [J/kg×K].

$h_{f,T}$ : Entalpía del gas en la garganta [J/kg].

$h_{a,T}$ : Entalpía del aire en la garganta [J/kg].

$c_{p,f,T}$ : Calor específico del gas en la garganta [J/kg×K].

$c_{p,a,T}$ : Calor específico del aire en la garganta [J/kg×K].

Ahora puede determinarse la densidad de la mezcla combustible, haciendo uso de la ecuación (7) y de las consideraciones que se han hecho acerca de la presión en la garganta y la constante de gas ideal de la mezcla:

$$\rho_m = \frac{p_T}{R_m \cdot T_{m,T}} = \frac{p_T}{R_u} \cdot \frac{AC \cdot d_g \cdot M_a + M_f}{AC \cdot d_g + 1} \cdot \frac{c_{p,f,T} + AC \cdot c_{p,a,T}}{h_{f,T} + AC \cdot h_{a,T}}$$

$$\rho_m = \frac{p_T}{R_u} \cdot \frac{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 \cdot M_a + M_f}{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 + 1} \cdot \frac{c_{p,f,T} + AC \cdot c_{p,a,T}}{h_{f,T} + AC \cdot h_{a,T}} \quad (8)$$

$$\therefore \left. \begin{array}{l} p_T = x \cdot p_i \quad \Leftrightarrow \quad p_i < p_d \\ p_T = x \cdot p_d \quad \Leftrightarrow \quad p_i > p_d \end{array} \right\} 0 < x < 1$$

$M_a$ : Masa molar del aire [kg/kmol].

$M_f$ : Masa molar del gas [kg/kmol].

$R_u$ : Constante universal de los gases ideales, 8314 [J/kmol×K].

De esta manera ha quedado la densidad de mezcla expresada en términos de cantidades conocidas, como son: el poder calorífico inferior y el índice de Wobbe del combustible, la relación aire-combustible, las masas molares, la entalpía por unidad de masa y el calor específico a presión constante de aire y combustible, la constante universal de los gases ideales y la presión en la garganta. Con lo anterior, sumado al conocimiento de las características del motor y su régimen de giro, el flujo ideal de mezcla combustible (ecuación (3)) ha quedado determinado. En condiciones reales el flujo de mezcla hacia el motor está afectado por la eficiencia en la aspiración del motor, llamada *eficiencia volumétrica*:

$$\dot{m}_m = \eta_v \cdot \dot{m}_{m,ideal} = \eta_v \cdot \frac{\rho_m \cdot V_d \cdot n}{i} \quad (9)$$

$\dot{m}_m$ : Flujo másico real de mezcla [kg/s].

$\eta_v$ : Eficiencia volumétrica.

al incluir (8) en (9) se llega a:

$$\dot{m}_m = \eta_v \cdot \frac{V_d \cdot n \cdot p_T}{i \cdot R_u} \cdot \frac{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 \cdot M_a + M_f}{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 + 1} \cdot \frac{c_{p,f,T} + AC \cdot c_{p,a,T}}{h_{f,T} + AC \cdot h_{a,T}} \quad (10)$$

Usando (1) y (10) y sabiendo que el flujo másico de mezcla es la suma de los flujos másicos de aire y combustible, se determinan los flujos másicos individuales de cada gas (aire y combustible).

$$\dot{m}_a = \dot{m}_m \cdot \frac{AC}{AC + 1} = \eta_v \cdot \frac{V_d \cdot n \cdot p_T}{i \cdot R_u} \quad (11)$$

$$\frac{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 \cdot M_a + M_f}{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 + 1} \cdot \frac{c_{p,f,T} + AC \cdot c_{p,a,T}}{h_{f,T} + AC \cdot h_{a,T}} \cdot \frac{AC}{AC + 1}$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_m \cdot \frac{AC}{AC + 1} = \eta_v \cdot \frac{V_d \cdot n \cdot p_T}{i \cdot R_u} \quad (12)$$

$$\frac{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 \cdot M_a + M_f}{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 + 1} \cdot \frac{c_{p,f,T} + AC \cdot c_{p,a,T}}{h_{f,T} + AC \cdot h_{a,T}} \cdot \frac{AC}{AC + 1}$$

Para determinar la geometría del mezclador es necesario hacer un estudio del flujo en las diferentes secciones del mismo. El flujo másico de la mezcla inicia su recorrido en la garganta del venturi, obviamente su homogeneidad va aumentando progresivamente. Los dos gases comparten esta sección de flujo por tanto, a cada uno corresponde un porcentaje de área que es igual al porcentaje volumétrico. La sección efectiva de flujo para cada uno de los gases se determina multiplicando el área de la garganta  $A_T$  por el porcentaje volumétrico del respectivo gas. Las áreas de flujo correspondientes al aire y el gas en la garganta del venturi serán respectivamente:

$$A_{a,T} = A_T \cdot y_a = A_T \cdot \frac{AC \cdot d_g}{AC \cdot d_g + 1} = A_T \cdot \frac{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2}{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 + 1} \quad (13)$$

$$A_{f,T} = A_T \cdot y_f = A_T \cdot \frac{1}{AC \cdot d_g + 1} = A_T \cdot \frac{1}{AC \cdot \left(\frac{PCi}{W}\right)^2 + 1} \quad (14)$$

$A_{a,T}$ : Área de flujo para el aire en la garganta [m<sup>2</sup>].

$A_{f,T}$ : Área de flujo para el gas en la garganta [m<sup>2</sup>].

$y_a$ : Fracción volumétrica de aire en la mezcla.

$y_f$ : Fracción volumétrica de gas en la mezcla.

Ahora se procederá a hacer el análisis individual del flujo del gas combustible, con el objetivo de encontrar una expresión para el área de descarga  $A_d$ . Se utilizará la ecuación de Bernoulli, ya que las bajas presiones manejadas en estos dispositivos permiten tomar los gases como fluidos incompresibles. Se analizará el flujo de gas entre el área de descarga (un poco antes de la salida

misma) y la garganta del venturi corriente abajo del área de descarga pero muy cerca de esta. Las áreas de flujo para el gas combustible en estos dos lugares son  $A_d$  y  $A_{f,T}$ . La primera de ellas es desconocida y la segunda está dada por (14). Las presiones son respectivamente  $p_d$  (de acuerdo con la calibración del regulador) y  $p_T$  (escogida a criterio del diseñador del mezclador). En cualquier posición que esté el venturi, la diferencia de altura entre estos dos puntos es despreciable y las velocidades de flujo en cada punto se dan en términos del flujo másico. La ecuación de Bernoulli queda en la forma:

$$p_d + \frac{1}{2 \cdot \bar{\rho}_f} \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{A_d}\right)^2 = p_T + \frac{1}{2 \cdot \bar{\rho}_f} \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{A_{f,T}}\right)^2 \quad (15)$$

$\bar{\rho}_f$ : Densidad promedio del gas entre el área de descarga y garganta [kg/m<sup>3</sup>].

La densidad se ha tomado como un promedio, dado que la ecuación de Bernoulli no admite una variación en la densidad del fluido [2]. Este promedio está dado por:

$$\bar{\rho}_f = \frac{\rho_{f,d} + \rho_{f,T}}{2} \quad (16)$$

$\rho_{f,d}$ : Densidad del gas en la sección de descarga [kg/m<sup>3</sup>].

$\rho_{f,T}$ : Densidad del gas en la garganta [kg/m<sup>3</sup>].

El proceso de expansión del gas al ser descargado produce un cambio súbito en la presión, que puede asimilarse a un proceso adiabático, de allí que la densidad promedio pueda expresarse como:

$$\bar{\rho}_f = \frac{\rho_{f,d}}{2} \cdot \left[ 1 + \left(\frac{p_T}{p_d}\right)^{\frac{1}{k_f}} \right] \quad (17)$$

El término entre corchetes da la variación de la densidad. Esta variación será menor cuanto más cercanas estén las presiones  $p_T$  y  $p_d$ .

El área de descarga se determina despejando  $A_d$  de (15) y resolviendo para los valores de (12), (14) y (17) calculados:

$$A_d = \frac{\dot{m}_f}{\sqrt{2 \cdot \bar{\rho}_f}} \cdot \left[ p_T - p_d + \frac{1}{2 \cdot \bar{\rho}_f} \cdot \left( \frac{\dot{m}_f}{A_{f,T}} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (18)$$

Ahora se procederá a hacer el análisis de flujo del aire. De nuevo, y por los motivos ya expuestos, se utilizará la ecuación de Bernoulli. Se analizará el flujo de aire entre una sección corriente arriba del venturi y la garganta del mismo. Las áreas de flujo para el aire en estos dos lugares son  $A_i$  y  $A_{a,T}$ . Las presiones son respectivamente  $p_i$  (depende de la presión atmosférica, la velocidad de flujo y de las pérdidas ocasionadas en la aspiración) y  $p_T$  (escogida a criterio del diseñador del mezclador). En cualquier posición que esté el venturi, la diferencia de altura entre estos dos puntos es despreciable y las velocidades de flujo en cada punto se dan en términos del flujo másico. La ecuación de Bernoulli para este caso queda en la forma:

$$p_i + \frac{1}{2 \cdot \rho_a} \cdot \left( \frac{\dot{m}_a}{A_i} \right)^2 = p_T + \frac{1}{2 \cdot \rho_a} \cdot \left( \frac{\dot{m}_a}{A_{a,T}} \right)^2 \quad (19)$$

haciendo un estudio análogo al de la ecuación (17), sobre la densidad promedio del aire en el flujo desde la sección de entrada hasta la garganta:

$$\bar{\rho}_a = \frac{\rho_{a,i}}{2} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{p_T}{p_i} \right)^{\frac{1}{k_a}} \right] \quad (20)$$

si ahora se despeja  $A_T$  y se resuelve la ecuación para los valores de (11) y (20) calculados, se obtendrá finalmente la ecuación del área de la garganta del venturi:

$$A_T = \frac{\dot{m}_a}{\sqrt{2 \cdot \bar{\rho}_a}} \cdot \frac{AC \cdot \left( \frac{PCi}{W} \right)^2 + 1}{AC \cdot \left( \frac{PCi}{W} \right)^2} \quad (21)$$

$$\left[ p_i - p_T + \frac{1}{2 \cdot \bar{\rho}_a} \cdot \left( \frac{\dot{m}_a}{A_i} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$$

Las ecuaciones (18) y (21) son las que se utilizarán para dimensionar el mezclador.

Nótese que se ha llegado a dos ecuaciones que modelan el mismo mezclador, y que están expresadas con parámetros basados en términos como  $V_{\phi}, i, h_v, p_{\phi}, PCi/W, r_{f,\phi}, k_{\phi}, k_p, R_w, T_p, p_p, r_{a,p}$  los que son previamente definidos por las características del equipo, del combustible y de las condiciones atmosféricas locales. Otros términos, como  $n, AC, p_T$  deben ser escogidos de acuerdo con el criterio del diseñador. El término  $A_A$ , debe ser escogido como el mayor posible que permita hallar solución al sistema de ecuaciones. Esto es así porque algunos valores de este parámetro pueden hacer que soluciones para  $A_d$  queden por fuera del conjunto de los números reales. Y finalmente quedan los términos de diseño  $A_T, A_{\phi}$ , que son los que se determinan con las ecuaciones (18) y (21).

Como ya se dijo, los parámetros  $AC, p_T$  y  $n$  deben ser escogidos por el diseñador. Su escogencia depende del tipo de mezclador que quiera diseñarse, de las condiciones de operación del motor y de las condiciones atmosféricas locales. El desarrollo teórico que aquí se presenta puede ser utilizado para diseñar mezcladores de venturi fijo y de venturi variable.

El tratamiento de flujo incompresible que se ha tomado en este trabajo debido a las bajas presio-

nes, es válido mientras que las dimensiones que se obtengan con él no produzcan velocidades de flujo cercanas al límite sónico en la garganta. Para comprobar la validez del modelo, se hizo un cálculo de velocidad de flujo en la garganta del venturi en un motor con las especificaciones que se muestran en la siguiente sección. Tomando un régimen de giro de 5.000 r.p.m. y un diámetro de entrada  $A_i = 40$  mm, se obtuvo una velocidad de 116 m/s, que es alrededor de un 34% de la velocidad sónica para el aire. Con la misma configuración se observó que para alcanzar la velocidad sónica sería necesario un régimen de giro de 20.000 r.p.m., lo cual no es lograble por un motor de combustión interna convencional. Además de lo anterior, Mitzlaff [3], recomienda que la velocidad de flujo en el venturi no debe exceder 150 m/s, que para nuestra configuración se alcanzaría a un régimen de giro de 7.500 r.p.m.

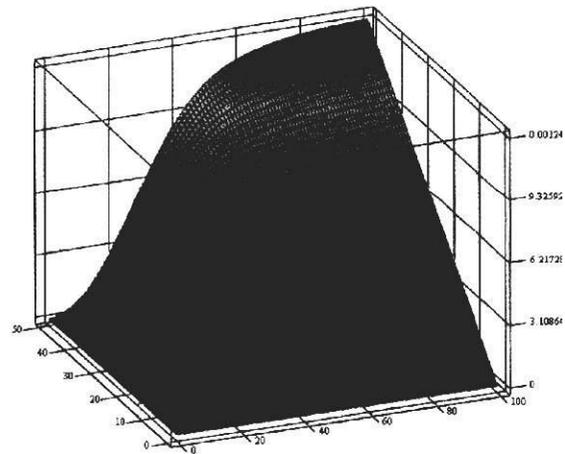
Heywood [4] plantea un modelo para flujo a través de venturis considerando flujo compresible unidimensional estable, que si bien considera el efecto de compresibilidad, no tiene en cuenta las interacciones termodinámicas de mezclado en la garganta del venturi ni la influencia de la composición del gas. Heywood introduce un coeficiente de descarga para diferenciar el flujo másico ideal del real, mientras que el modelo propuesto por los autores introduce el rendimiento volumétrico. Esta consideración se encuentra más ventajosa porque el rendimiento volumétrico es un parámetro más fácil de determinar en un motor que el coeficiente de descarga.

### Gráficas descriptivas

En la figura 2 se grafican las funciones de dimensionamiento de áreas en función del régimen de giro y del área de entrada al mezclador. Obsérvese que el área de descarga  $A_d$  toma valores complejos a partir de ciertos valores del dominio, lo que se observa en el cambio brusco en la figura 2 (derecha), lo que es un llamado de atención para indicar que solo hay soluciones reales para ciertos valores de régimen de giro y

área de entrada al mezclador. Los parámetros fijos tomados en esta simulación gráfica fueron:

- Cilindrada del motor  $V_d$ : 3.000 cm<sup>3</sup>.
- Eficiencia volumétrica  $h_v$ : 0,95.
- Presión de admisión  $p_i$ : 852 mbar.
- Temperatura de admisión  $T_i$ : 20 °C.
- Relación aire-combustible  $AC$ : 16,6 (estequiométrica).
- Densidad relativa del gas  $d_g$ : 0,57 (gas de Guajira).
- Masa molar aparente del gas  $M_g$ : 16,41 kg/kmol.
- Índice de Wobbe  $W$ : 49.498,6 kJ/m<sup>3</sup>.
- Poder calorífico inferior  $PCi$ : 37.370,5 kJ/m<sup>3</sup>.
- Exponente adiabático del gas  $k$ : 1,32.



**Figura 2** Gráfica ilustrativa del comportamiento de las funciones de diseño de mezclador, parametrizadas en función del régimen de giro [R.P.M.] y del área de entrada  $A_i$  [cm<sup>2</sup>]. Izquierda: área de garganta  $A_T$ ; derecha: área de descarga  $A_d$

## Simulación experimental

Utilizando las ecuaciones antes deducidas, se realizó un diseño de experimentos de tipo factorial  $2^5$ . Tomando como factores los cinco siguientes: cilindrada del motor  $V_d$ , presión y temperatura de entrada al mezclador  $p_i$  y  $T_i$  (se asumieron valores de condiciones atmosféricas), relación aire-combustible  $AC$ , índice de Wobbe. Los niveles de cada factor se especifican en la tabla 1.

**Tabla 1** Valor de los niveles de cada factor

	+	-
$V_d$	5.000 cm <sup>3</sup>	1.500 cm <sup>3</sup>
$P_i$	1 bar	0,75 bar
$T_i$	8 °C	40 °C
$AC$	13	20
$W [5]$	50.199,1 kJ/m <sup>3</sup>	49.498,6 kJ/m <sup>3</sup>

$$W_{Guajira} = 49.498,6 \text{ kJ/m}^3 \quad Pci = 37.370,5 \text{ kJ/m}^3 \\ d_f = 0,57.$$

$$W_{Cusiana} = 50.199,1 \text{ kJ/m}^3 \quad Pci = 43.182,9 \text{ kJ/m}^3 \\ d_f = 0,74.$$

Para la simulación se fijaron los siguientes parámetros:

$$h_v = 0,95 \quad n = 3.500 \text{ r.p.m.} \quad p_d = 10 \text{ mbar.}$$

y se calculó un mezclador de referencia, teniendo en cuenta los siguientes parámetros:

$$V_{d,r} = 3.000 \text{ cm}^3 \quad p_{i,r} = 0,852 \text{ mbar} \\ T_{i,r} = 20 \text{ °C} \quad AC_r = 16,6 \\ W_r = 49.498,6.$$

Donde la presión y la temperatura de entrada al mezclador son los promedios atmosféricos en Medellín, la relación aire-combustible es la estequiométrica y el índice de Wobbe el de Guajira.

Con esto, se llegó a las siguientes dimensiones de mezclador de referencia:

$$D_{i,r} = 40 \text{ mm} \quad D_{T,r} = 12,9 \text{ mm} \\ D_{d,r} = 4,08 \text{ mm.}$$

Y se obtuvieron los resultados que se muestran en la tabla 2.

## Recomendaciones para el diseñador

Las siguientes pautas guiarán al diseñador en el dimensionamiento de un mezclador, bien sea de venturi variable o fijo.

### Mezclador de venturi fijo

- Se escoge el valor de régimen de giro del motor para máximo torque del motor en particular. Este es el valor de  $n$  en todas las ecuaciones que habrán de usarse.
- Se selecciona la relación aire combustible esperada para dicho régimen de giro. Ese será el valor de  $AC$  en las ecuaciones. Se recomienda utilizar la relación estequiométrica, que depende del tipo de combustible por utilizar.
- Se toma el área de admisión  $A_i$  con el mismo valor del área que tenga el motor en el sistema de aspiración. Ha de tenerse en cuenta que esta área es una primera aproximación, que puede variar en el proceso de cálculo.
- Se calcula una presión en la garganta del venturi  $p_T$  para que cumpla lo dicho anteriormente sobre su relación con respecto a  $P_i$  y  $P_d$ .
- Se introducen los parámetros fijos:  $V_d$ ,  $i$ ,  $\eta_v$ ,  $p_d$ ,  $PCi/W$ ,  $\rho_{f,d}$ ,  $k_w$ ,  $k_f$ ,  $R_w$ ,  $T_p$ ,  $p_p$ ,  $\rho_{a,i}$ .
- Se calcula primero  $A_T$  con la ecuación (21) y después  $A_d$  con la ecuación (18). Si el valor de  $A_d$  es complejo o bien registra error, debe disminuirse el valor del área  $A_i$  y recalcular de nuevo. Esta operación se repite hasta que se obtenga el mayor valor de  $A_i$  para el cual exista solución real para  $A_d$ . Se recomienda buscar el mayor valor posible de  $A_i$  con el fin

Tabla 2 Resultados de la simulación experimental

		Experimento No.															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$V_d$		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
$P_{atm}$		-	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	+
$T_{amb}$		-	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
AC		-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+
W		+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
$D_g^*$		13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0
$D_d^*$		3,29	3,29	3,29	3,29	3,71	3,71	3,71	3,71	4,01	4,01	4,01	4,01	4,01	4,51	4,51	4,51
		17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32
$V_d$		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$P_{atm}$		-	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	+
$T_{amb}$		-	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
AC		-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+
W		+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
$D_g^*$		12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
$D_d^*$		3,5	3,54	3,51	3,53	3,95	3,99	3,96	3,99	4,27	4,32	4,28	4,31	4,8	4,85	4,81	4,84

\* Dimensiones en mm.

de minimizar las restricciones al flujo en la admisión. Esto además asegura la validez del modelo de cálculo presentado, pues de esta manera las velocidades de flujo en la garganta estarán lejos del límite sónico.

- Sabiendo que el área  $A_T$  es circular, su diámetro está dado por

$$D_T = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_T}{\pi}}$$

- Si el área  $A_d$  quiere hacerse en forma de ranura circular, su abertura  $l_d$  está dada por

$$l_d = \frac{A_d}{\pi \cdot D_T}$$

- Si el área  $A_d$  quiere hacerse con perforaciones, el número de estas estará dado por

$$N = \frac{4 \cdot A_d}{\pi \cdot d^2}$$

Siendo  $d$  el diámetro de las perforaciones, el cual se escoge de acuerdo con la disponibilidad de herramientas en el taller de fabricación (brocas, fresas).

### Mezclador de venturi variable

- Se escogen los valores de  $AC$  y  $p_T$  de la misma manera que se ha sugerido anteriormente.
- Se introducen los parámetros fijos:  $V_\phi$ ,  $i$ ,  $\eta_v$ ,  $p_\phi$ ,  $PCi/W$ ,  $\rho_{f,\phi}$ ,  $k_\phi$ ,  $k_f$ ,  $R_w$ ,  $T_v$ ,  $p_v$ ,  $\rho_{a,i}$ .
- Se calculan varios valores de  $A_T$ , tomando para cada uno un valor diferente del régimen de giro  $n$ , esto dará una variación en el área como función del régimen de giro.
- Se calculan los valores de  $A_d$  utilizando los resultados de  $A_T$  con sus correspondientes valores de régimen de giro.
- Teniendo los valores de las áreas, se procede a dimensionar un perfil de variación de sección asistido por el vacío del motor o por un medidor de régimen de giro.

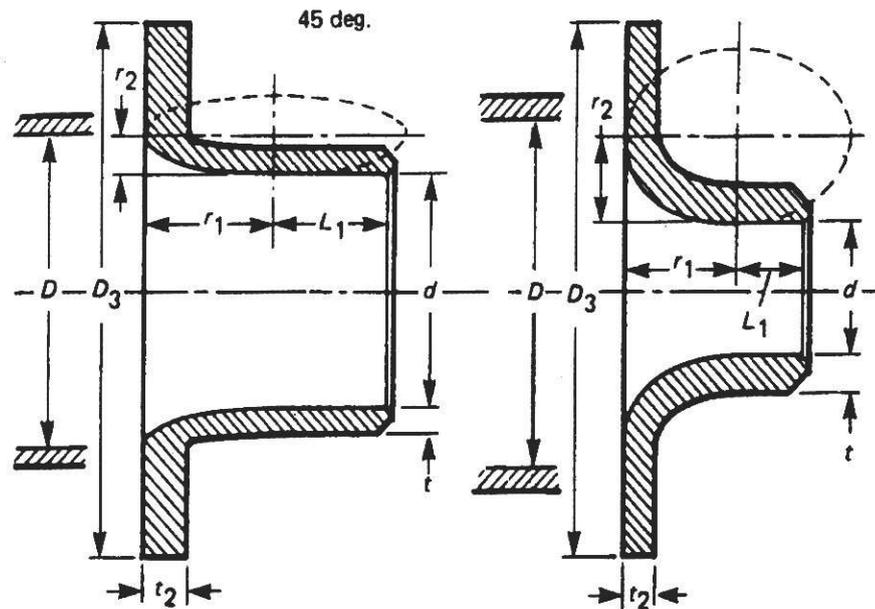
### Perfiles de flujo

Hasta aquí se ha llegado a las dimensiones principales del mezclador, que son las áreas de flujo  $A_p$ ,  $A_T$  y  $A_d$ . Pero ahora es importante dar unos lineamientos acerca de cómo dimensionar los perfiles o bordes por donde fluyen los gases. La Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos ASME [6], ha publicado normas para el diseño de toberas y venturis, que aseguran flujos sin distorsión y minimizan las pérdidas de energía por disipación viscosa. Al basar el presente estudio en dichas normas, puede asegurarse que el rendimiento volumétrico del motor no será demasiado afectado debido al aumento de irreversibilidades de flujo. En la figura 3 hay dos diagramas de geometrías de entrada recomendadas por las normas ASME. Estas recomendaciones suponen secciones de flujo circulares y están basadas en los diámetros asociados a dichas secciones. Es decir, para un área cualquiera  $A$ , su diámetro estará dado por  $d = 2\sqrt{A/\pi}$ . La escogencia de las dimensiones se basa en el parámetro  $\beta$ , que es la relación entre el diámetro de entrada  $d_i$  y el de la garganta  $d_T$ , relacionados de la siguiente manera:

$$\beta = \frac{d_T}{d_i} = \sqrt{\frac{A_T}{A_i}}$$

### Conclusiones

1. Se ha desarrollado un método de diseño de mezcladores para aire-gas a partir de un modelo simplificado de flujo incompresible unidimensional en régimen estacionario, que es válido siempre y cuando las dimensiones obtenidas, combinadas con un régimen de giro crítico, no hagan que la velocidad de flujo en la garganta del mezclador supere 150 m/s, con el fin de evitar bloqueos sónicos.
2. El modelo mostró que existen soluciones que se salen de lo real y entran al campo de los complejos, esto puede significar que más allá



High  $\beta$  Nozzle

$$0,50 \leq \beta \leq 0,80$$

$$r_1 = D/2^3$$

$$r_2 = (D - d)/2$$

$$L_1 \leq 0,6d \text{ or } \leq D/3$$

Low  $\beta$  Nozzle

$$0,20 \leq \beta < 0,50$$

$$r_1 = d$$

$$0,63d \leq r_2 \leq 0,67$$

$$0,6 \leq L_1 \leq 0,75d$$

**Figura 3** Geometría recomendada para la entrada a mezcladores de sección circular. Dimensiones basadas en los diámetros de las secciones de flujo [6]

del límite dentro de los reales el diámetro de descarga del gas se vuelve mayor que el área de la garganta (venturi), dando lugar a la raíz de un término negativo.

- Las áreas de descarga de combustible más bajas se alcanzan con mezclas pobres y gas natural de Cusiana y se ven poco afectados por la cilindrada y en menor grado por las condiciones ambientales. Las áreas de descarga de combustible más grandes se logran con mezcla rica y gas natural de Guajira. Lo anterior responde a una compensación energética, cuando el gas es de menor poder calorífico se requiere inyectar más masa al motor,

lo que demanda un área de descarga más grande.

- El área de la garganta del mezclador no se afectó apreciablemente por la cilindrada del motor y la presión y temperatura atmosféricas, lo que hace pensar en el diseño de mezcladores de venturi fijo con área de descarga de gas natural variable (tipo ranura, émbolo, conos, etc.).
- Los parámetros atmosféricos no mostraron gran influencia en el diseño del mezclador, esto puede deberse a la simplicidad del modelo desarrollado.
- Verificación experimental.

### Referencias bibliográficas

1. Maxwell, T. y Jones, J. *Alternative Fuels. Emissions, economics and performance*. SAE International. 1995. pp. 80, 85 y 90.
2. Fox, Robert W. y McDonald, Alan T. *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. 2ª. edición. Ed. Interamericana. México, 1984. pp. 146-149.
3. Mitzlaff, Klaus Von. *Engines for biogas. Theory, modification, economic operation*. Friedr. Vieweg & Sohn. Wiesbaden. Alemania, 1988. p. 61.
4. Heywood, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill. New York, 1988. pp. 282-285, 906-910.
5. Unidad de Planeación Minero-Energética, UPME. *La cadena del gas natural en Colombia (Aspectos físicos)*. Actualización 1999. Santafé de Bogotá, D.C. Mayo de 1999. p. 36.
6. ASME MFC-3M-1989. Measurement of fluid flow in pipes using orifice, nozzle, and venturi. The American Society of Mechanical Engineers. New York, 1989.