

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“ANÁLISIS DE LOS PROCESOS GASODINÁMICOS  
EN UN SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE GNC DE  
UN MOTOR AUTOMOTRIZ E.CH. CON  
CARBURADOR”**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECANICO**

**REYNALDO PALACIOS BERECHÉ**

**PROMOCION 2002-II**

**LIMA – PERU**

**2004**

A mis padres por todo su apoyo y cariño.

## INDICE

INDICE DE TABLAS.....	vii
INDICE DE FIGURAS.....	viii
SIMBOLOGÍA.....	xi
PROLOGO.....	1
<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>3</b>
1.1 Objetivos .....	3
1.2 Planteamiento del estudio.....	3
1.3 Antecedentes.....	4
1.4 Importancia y actualidad del tema.....	5
1.5 Limitaciones del estudio.....	7
<b>2. EL USO DEL GNC EN MOTORES AUTOMOTRICES.....</b>	<b>8</b>
2.1 Breve reseña histórica.....	8
2.2 Propiedades fisico químicas del GNC.....	12
2.3 Particularidades del uso de GNC como combustible.....	19
<b>3. SISTEMAS DE ALIMENTACIÓN DE GNC EN LOS MOTORES E.CH. AUTOMOTRICES.....</b>	<b>25</b>
3.1 Sistema de carburación con GNC.....	25
3.1.1 Motor con sistema dedicado de carburación.....	25
3.1.2 Motor con sistema de carburación dual (GNC/ gasolina).....	25
3.2 El sistema GNC: Principio de funcionamiento.....	26
3.3 Ejemplos de conversión al sistema de alimentación dual GNC /gasolina.....	29
3.4 Componentes principales.....	32
3.4.1 Cilindro de almacenamiento.....	32
3.4.2 Válvula del cilindro o de servicio.....	38
3.4.3 Válvula de carga de GNC.....	38

3.4.4	Sensores de metano.....	39
3.4.4.1	Manómetro.....	39
3.4.4.2	Manómetro sensor.....	39
3.4.5	Sistema de corte de combustible.....	40
3.4.5.1	Sistema de corte neumático.....	40
3.4.5.2	Sistemas eléctricos de corte.....	41
3.4.6	Reductor de GNC .....	42
3.4.7	Mezclador.....	45
3.4.8	Líneas de conducción del combustible.....	49
3.4.8.1	Circuito de alta presión.....	49
3.4.8.2	Circuito de baja presión.....	50
3.4.9	Conmutador.....	51
3.4.10	Esquema del circuito eléctrico.....	52
3.4.11	Variador electrónico de avance del encendido.....	53
3.4.12	Equipo para la conversión de vehículos con inyección electrónica de gasolina.....	53
3.4.12.1	Central electrónica.....	53
3.4.12.2	Cableados simuladores para los inyectores.....	53
3.4.12.3	Dosificador.....	54
3.4.12.4	Distribuidor.....	54
3.4.13	Equipo para vehículos con inyección catalizada.....	55
3.4.13.1	Convertidores catalíticos.....	55
3.4.13.2	Sensor de oxígeno o sonda lambda.....	55
3.4.13.3	Dispositivo anticontaminante y sonda lambda.....	56
<b>4.</b>	<b>ESTUDIO TEÓRICO DE LOS PROCESOS GASODINÁMICOS EN UN SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE GNC.....</b>	<b>57</b>
4.1	Fundamentación del modelo matemático.....	57
4.1.1	Cálculo del reductor de GNC.....	66
4.1.1.1	Cálculo del área de los agujeros de las válvulas.....	66
4.1.1.2	Cálculo de la constante de rigidez de los resortes.....	67

4.1.1.3	Cálculo de la carga inicial de los resortes.....	68
4.1.1.4	Cálculo del área efectiva de los diafragmas.....	68
4.1.1.5	Mezcla de gases – cálculo de propiedades.....	70
4.1.1.6	Eficiencia volumétrica o coeficiente de llenado.....	72
4.1.1.7	Cálculo de la relación estequiométrica en función de de la composición del gas.....	79
4.1.1.8	Cálculo del caudal de la mezcla aire – gas.....	80
4.1.1.9	Cálculo del caudal de gas.....	80
4.1.1.10	Cálculo del factor de compresibilidad $z$ .....	81
4.1.1.11	Cálculo de la relación de calores específicos o exponente adiabático ( $k$ ).....	85
4.1.1.12	Cálculo de la variación del flujo másico.....	88
4.1.1.13	Cálculo del flujo másico de gas.....	90
4.1.1.14	Relación entre el área de paso en la válvula de la primera etapa ( $A_{r1}$ ) y el levantamiento de la válvula ( $h_{v1}$ ).....	100
4.1.1.15	Relación entre el área de paso para la válvula de la segunda etapa ( $A_{r2}$ ) y el levantamiento de la válvula ( $h_{v2}$ ).....	103
4.1.1.16	Coeficiente de descarga ( $C_d$ ).....	109
4.1.1.17	Ecuación de equilibrio de fuerzas en la primera etapa.....	110
4.1.1.18	Ecuación de equilibrio de fuerzas en la segunda etapa .....	115
4.1.1.19	Ecuación de equilibrio de fuerzas en la tercera etapa.....	117
4.1.1.20	Cálculo de la variación de presión en el cilindro de GNC.....	119
4.1.1.21	Cálculo del coeficiente de exceso de aire $\alpha_e$ .....	120
4.1.1.22	Cálculo de la transferencia de calor en el calentador.....	121

## 4.2 Método numérico empleado y criterio de convergencia de

los programas.....	139
4.3 Resultados obtenidos a partir del programa de simulación numérica.....	144
<b>5. METODOLOGÍA PROPUESTA DE LAS PRUEBAS DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE GNC.....</b>	<b>145</b>
5.1 Descripción de los equipos e instrumentos a utilizar.....	146
5.2 Procedimiento para las pruebas experimentales.....	148
5.3 Protocolo de pruebas.....	151
Conclusiones.....	152
Referencias Bibliográficas.....	157
Anexos.....	161

## INDICE DE TABLAS

Tabla

		Página
1	Últimas estadísticas internacionales de VGN.....	10
2	Composición típica del gas natural.....	13
3	Composición del gas natural de Camisea.....	13
4	Resistencia a la detonación.....	14
5	Límites de inflamabilidad de mezclas de gas–aire a 20°C y presión atmosférica estándar.....	16
6	Relación de compresión crítica para algunos gases combustibles.....	17
7	Propiedades físico-químicas y explotacionales de combustibles gaseosos y comparación de ellos con combustibles líquidos.....	18
8	Tipos de cilindros de GNC.....	32
9	Tabla de selección y datos de los cilindros.....	37
10	Especificaciones de cilindros para combustibles alternativos.....	37
11	Reductores de presión de 3 etapas – Características generales.....	43
12	Comparación de resultados del factor de compresibilidad $z$ .....	84
13	Coeficientes para el calor específico molar.....	87
14	Relación crítica de presiones para algunos gases.....	93
15	Constantes para el cálculo del número de Nusselt según la ecuación de Hilpert (para cilindro circular en flujo cruzado).....	135
16	Valores del calor transmitido al sistema de refrigeración $q_1'$ en J/W-h .....	136
17	Valores experimentales de las temperaturas y del flujo másico para refrigerante líquido.....	136
18	Resultados obtenidos del programa de simulación numérica .....	144
19	Comparación de las propiedades de los combustibles.....	162
20	Propiedades físico químicas de algunos combustibles gaseosos y su comparación con la gasolina.....	163

## INDICE DE FIGURAS

Figura	Página
1 Punto crítico del metano.....	19
2 Esquema del sistema de conversión a GNC para un vehículo de la 1 <sup>ra</sup> generación.....	27
3 Esquema del sistema de conversión a GNC para un vehículo de la 3 <sup>ra</sup> generación.....	28
4 Vehículo con carburador (sistema aspirado) .....	30
5 Inyección de gasolina (inyección monopunto).....	30
6 Inyección de gasolina (inyección multipunto).....	31
7 Inyección catalizada (sistema aspirado).....	31
8 Cilindro de almacenamiento de GNC.....	33
9 Cilindro de almacenamiento de GNC.....	33
10 Instalación de los cilindros de GNC.....	35
11 Ubicación de los cilindros de GNC en el chasis del vehículo.....	36
12 Diferentes ubicaciones para los cilindros de GNC.....	36
13 Válvula del cilindro.....	38
14 Válvula de carga de GNC.....	39
15 Manómetros de GNC.....	39
16 Válvula de corte por vacío.....	40
17 Electroválvulas.....	41
18 Reductor de GNC.....	42
19 Reductor de presión de dos etapas (de baja presión).....	43
20 Reductor de tres etapas de GNC del Instituto Ruso NAMI.....	44
21 Reductor-calentador de tres etapas de GNC de la firma “Tartarini”.....	45
22 Esquema del mezclador de gas.....	46
23 Dispositivos utilizados para introducir gas a un motor.....	46
24 Diferentes ubicaciones para el mezclador de gas.....	48
25 Mezclador IMPCO.....	48



26	Mezcladores.....	49
27	Circuito de alta presión.....	50
28	Circuito de baja presión.....	51
29	Conmutador.....	52
30	Esquema eléctrico –Vehículo a carburador.....	52
31	Dosificador de GNC.....	54
32	Distribuidor de GNC.....	54
33	Sonda Lambda-colores de los cables y su función.....	56
34	Esquema de un resorte helicoidal.....	67
35	Membranas no metálicas con núcleo rígido.....	69
36	Coefficiente de llenado $\eta_v$ .....	72
37	Esquema de la mariposa del carburador.....	73
38	Geometría de la mariposa del carburador.....	74
39	Coefficiente de descarga para la válvula de mariposa.....	75
40	Eficiencia volumétrica para diferentes ángulos de apertura.....	77
41	Esquema de la garganta del difusor del mezclador.....	77
42	Comparación de los factores $z$ para diferentes gases.....	83
43	Factor de compresibilidad para el GNC.....	84
44	Variación del calor específico $C_p$ con la presión.....	88
45	Esquema de las cámaras del reductor.....	88, 93
46	Diagrama de Molliere, mostrando la relación entre un punto de estado y el correspondiente estado de estancamiento.....	92
47	Variación del flujo másico $G$ con respecto a la relación de presiones.....	95
48	Esquema del reductor de presión CREPPT analizado.....	99
49	Esquema de la válvula - primera etapa.....	100
50	Detalle de la válvula –primera etapa.....	101
51	Intersección de las curvas $h_{ve}$ (primera etapa).....	102
52	Detalle de la válvula (i).....	103
53	Detalle de la válvula (ii).....	104
54	Detalle de la válvula (iii).....	106
55	Intersecciones de las curvas para cada caso (segunda etapa).....	108
56	Relación entre $C_d$ y $h_v$ .....	109

57	Esquema de la 1 <sup>ra</sup> etapa.....	110
58	Esquema simplificado de la 1 <sup>ra</sup> etapa.....	111
59	Esquema de los brazos de palanca (primera etapa).....	113
60	Esquema de la segunda etapa.....	115
61	Esquema de la tercera etapa.....	117
62	Esquema de los brazos de palanca (tercera etapa).....	118
63	Detalle del intercambiador de calor del reductor de GNC.....	121
64	Esquema interno simplificado del intercambiador de calor del reductor de GNC.....	122
65	Esquema de la transferencia de calor en el calentador de GNC.....	122
66	Estrangulamiento de un fluido.....	123
67	Desarrollo de una línea de $h=cte.$ en un diagrama $P-T$ .....	124
68	Líneas de entalpía constante de una sustancia en un diagrama $T-P$ .....	124
69	Imperfección de la entalpía.....	130
70	Circuito del agua de refrigeración del motor.....	131
71	Esquema de la transferencia de calor en el calentador.....	131
72	Factor de corrección para un intercambiador de calor de un solo paso en flujo cruzado con un fluido mezclado y otro sin mezclar.....	138
73	Esquema de la instalación de los equipos para las pruebas experimentales.....	150

## SIMBOLOGÍA

$a$	velocidad del sonido local, en m/s
$a$	coeficiente que considera la pulsación de la depresión en el conducto de admisión
$A$	área, en $m^2$
$A_a$	área del agujero de la válvula, en $m^2$
$A_m$	área del diafragma, en $m^2$
$A_r$	área de paso del gas, en $m^2$
$C_p$	calor específico a presión constante, en J/kg.K
$C_v$	calor específico a volumen constante, en J/kg.K
$C_d$	coeficiente de descarga
$D$	diámetro, en m
$G$	flujo másico, en kg/s
$G$	módulo de corte, en $N/m^2$
$h$	entalpía, en J/kg
$h$	coeficiente convectivo de transferencia de calor, en $W/m^2 K$
$h_v$	levantamiento de la válvula, en m
$i$	número de cilindros
$k$	relación de calores específicos
$k_v$	constante de rigidez de los resortes, en N/m
$L_O$	relación estequiométrica en volumen, en $m^3/m^3$
$m$	masa, en kg
$M$	número de Mach
$\dot{m}$	flujo másico de gas que pasa a través de las etapas del reductor de presión, en kg/s
$MN$	número de metano
$\bar{M}_m$	masa molar aparente de la mezcla de gases, en kg/kmol
$N_a$	número de espiras activas
$n$	velocidad de rotación del motor, en rev/min
$P$	presión, en Pa

Pr	número de Prandtl
PCS	poder calorífico superior del gas natural en base volumétrica, en MJ/m <sup>3</sup>
$Q$	carga inicial de los resortes, en N
$R$	constante del gas, en J/kg.K
$R_u$	constante universal de los gases ideales: 8,314 J/kg.K
$R_d$	relación de diámetros
Re	número de Reynolds
T	temperatura, en K
t	tiempo, en s
U	coeficiente global de transferencia de calor, en W/m <sup>2</sup> .K
$u$	energía interna del gas, en J/kg.K
$v$	volumen específico, en m <sup>3</sup> /kg
$V$	volumen del cilindro de GNC, en m <sup>3</sup>
$V_{hi}$	cilindrada del motor, en m <sup>3</sup>
$\dot{V}$	caudal, en m <sup>3</sup> /s
$\vec{V}$	velocidad, en m/s
W	índice de Wobbe, en MJ/m <sup>3</sup>
$X$	compresión del resorte, en m
$X_{crit}$	relación de presiones crítica
$y$	fracción molar o fracción en volumen
$z$	factor de compresibilidad

### Letras griegas

$\alpha$	coeficiente de exceso de aire
$\alpha_v$	Coeficiente que considera la influencia de las áreas sobre las condiciones de trabajo para la válvula 1
$\alpha_m$	Coeficiente del área efectiva de la membrana
$\Delta$	variación
$\gamma$	densidad relativa del gas natural con respecto al aire
$\eta_v$	eficiencia volumétrica
$\mu$	coeficiente de Joule Thomson

$\rho$	densidad, en $\text{kg/m}^3$
$\psi$	ángulo de apertura de la mariposa, en $^\circ$

## Subíndices

<i>o</i>	condiciones atmosféricas
<i>alim</i>	condiciones en el cilindro de almacenamiento (alimentación)
<i>c</i>	crítica
<i>ef</i>	efectivo
<i>gar</i>	condiciones en la garganta del mezclador
<i>gas</i>	gas
<i>ini</i>	inicial
<i>kl</i>	condiciones después de la mariposa
<i>m</i>	mezcla de gases
<i>mar</i>	mariposa
<i>max</i>	máximo
<i>min</i>	mínimo
<i>NEC</i>	necesaria
<i>nom</i>	nominal
<i>p0</i>	presión cero o de gas ideal
<i>r</i>	reducida
<i>rec</i>	recalculado
<i>sal</i>	condiciones a la salida del reductor de presión
<i>0</i>	estado de estancamiento
<i>1, 1r</i>	primera etapa del reductor de presión de GNC
<i>2, 2r</i>	segunda etapa del reductor de presión de GNC
<i>3, 3r</i>	tercera etapa del reductor de presión de GNC
<i>4, 4r</i>	condiciones en la descarga

## Superíndice

<i>o</i>	estándar o de gas ideal
<i>*</i>	condiciones críticas

## **PRÓLOGO**

El presente trabajo tiene por finalidad analizar los procesos gasodinámicos que se producen en los sistemas de alimentación de gas natural comprimido (GNC), en un motor E.CH. con carburador.

En el primer capítulo se hace una introducción al tema, se describen los antecedentes así como también la importancia y actualidad de dicho estudio. Por otro lado, también se mencionan las limitaciones y las consideraciones que tuvieron que tenerse en cuenta.

El capítulo 2 trata acerca del uso del GNC como combustible automotor. Se describen las propiedades físico químicas del gas natural, así como las particularidades del uso de GNC como combustible automotriz.

En el capítulo 3, se describen los sistemas de alimentación de GNC en motores E.CH. automotrices, así como también se describen los diversos componentes de cada sistema.

El capítulo 4 comprende el estudio teórico de los procesos, esto es la fundamentación teórica del modelo matemático. En este capítulo también se encuentra la explicación de los métodos numéricos empleados y el criterio de convergencia de los programas.

En el capítulo 5 se presenta una propuesta de la metodología para el desarrollo de las pruebas experimentales de los equipos del sistema de alimentación de GNC, es decir, una descripción de los pasos a seguir en el desarrollo de las pruebas experimentales, así como la descripción de los equipos e instrumentos a utilizar. Se muestra también un esquema general para la instalación de los equipos y una propuesta para el protocolo de ensayos.

Finalmente en el capítulo 6 se tienen las conclusiones que se obtuvieron del trabajo realizado, así como las recomendaciones que se deben tener en cuenta.

Para finalizar, debo expresar mi profundo agradecimiento al Dr. Guillermo Lira Cacho por todo el apoyo y la ayuda que me brindó. También debo agradecer de manera muy especial al Ing. Carlos Munares Tapia quien tuvo la gentileza de facilitarnos sus equipos de GNC, sin los cuales no hubiera sido posible la realización del presente trabajo.

Por último, no podría dejar de expresar el agradeciendo a mi familia por el apoyo brindado en todo momento, así como a todas las personas que de uno u otro modo han colaborado con su ayuda, sus valiosas sugerencias y orientaciones.

# INTRODUCCIÓN

## 1.1 Objetivos

El presente trabajo tiene por objetivos:

- Estudiar y conocer mejor los procesos en el sistema de alimentación de gas natural comprimido (GNC) de un motor automotriz E.CH. con carburador, y a través de esto optimizar sus parámetros de funcionamiento.
- Desarrollar un modelo físico matemático de los procesos gasodinámicos en el sistema de alimentación de GNC.
- La aplicación del modelo matemático para el cálculo de los parámetros de funcionamiento del sistema de alimentación de GNC en un motor automotriz E.CH., así como la futura utilización del modelo como herramienta de diseño de reductores de presión de GNC u otros elementos del sistema.

## 1.2 Planteamiento del estudio

Para el análisis de los procesos gasodinámicos en el sistema de alimentación se aplicarán conceptos y fórmulas termodinámicas y de dinámica de fluidos. Además, se deberán aplicar las leyes de equilibrio estático sobre los elementos mecánicos del



reductor de presión. Finalmente, para la elaboración del modelo matemático se necesitará la aplicación de métodos numéricos para la resolución de las ecuaciones respectivas planteadas.

### **1.3 Antecedentes**

Entre los trabajos realizados en la Universidad Nacional de Ingeniería, no se encontraron proyectos relacionados directamente al estudio y análisis de los procesos gasodinámicos en el sistema de alimentación de GNC en un motor automotriz E.CH.

Sin embargo, se encontraron trabajos relacionados al estudio y análisis de la aplicación de otros combustibles alternativos en motores de combustión interna, tales como el GLP y el biogás.

En la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería se cuenta con un trabajo de investigación realizado por el Instituto de Motores de Combustión Interna que lleva por título *“Mejoramiento de los índices económicos y ecológicos de los motores Diesel de Transporte mediante la adición de GLP”*, realizado el año 1991.

Otros trabajos de investigación se han realizado en el área de motores de la UNI, y se relacionan con el empleo de combustibles gaseosos, tal es el caso del empleo del biogás en los motores de encendido por chispa y el empleo de GLP en el motor Diesel Perkins en un banco de pruebas, lo que indica el interés existente por la búsqueda y el desarrollo de los sistemas de combustibles alternos [1].

Un trabajo muy importante y que vale la pena mencionar es la tesis de competencia profesional realizada por: Trelles Salvador J. P. (2001), titulada *“Modelamiento y optimización del diseño de un carburador para biogás”*, así como la tesis de

competencia profesional desarrollada por Tarazona Bermúdez B. A. ( 1999 ), y que lleva por título “*Evaluación Experimental de los Índices de economía y ecología de los motores de encendido por chispa trabajando con GLP*”.

Otros trabajos del área de simulación numérica que sirvieron como guía y referencia fueron: la tesis de competencia profesional desarrollada por Usca Medina J. P. (2000), titulada “*Modelamiento matemático de los sistemas de inyección en una bomba rotativa tipo distribución*”, así como también la tesis de maestría de Vera Becerra E. del C. (Brasil, 1996), cuyo título es: “*Modelo de simulación para un motor Diesel-gas*”

#### **1.4 Importancia y actualidad del tema**

Cada año, más de  $2,59 \times 10^9$  ton de partículas contaminantes se mezclan con el medio ambiente, convirtiendo el aire que respiramos en dañino para el hombre y los seres vivos. En la medida que nuestras ciudades crecen, la relación entre el hombre y el medio ambiente sufre, particularmente cuando el desarrollo no está en equilibrio con la naturaleza, es por eso que se deben promover y propiciar el uso de combustibles alternativos para sistemas de propulsión, que tengan una combustión más limpia y que tengan emisiones contaminantes mucho más bajas respecto a sus equivalentes que utilizan gasolina [2]. Uno de estos combustibles alternativos es el gas natural comprimido (GNC).

Por otro lado, el escenario energético del Perú muestra claras evidencias favorables en el desarrollo de las reservas de gas natural del país, que en diciembre de 1999 están probadas en 8,7 billones de pies cúbicos (BCF) ( $0,246 \times 10^{12} \text{ m}^3$ )[3], y como bien han señalado los representantes del consorcio Pluspetrol – Hunt Oil – SK, una

de las condiciones que debe cumplirse para que la explotación de un yacimiento de gas natural de gran magnitud como Camisea, sea rentable es la existencia de un mercado interno que consuma dicho gas [4], debido a que exportar gas natural es complicado y poco rentable, excepto cuando se hace a países limítrofes mediante gasoductos, es por esta razón que en algunos países de América Latina se ha prohibido el uso del GLP automotriz, promoviéndose en su lugar el uso del GNC automotriz debido a que el GLP es mucho más fácil y más rentable de transportar que el GNC.

Asimismo, si se analiza la industria de hidrocarburos del Perú, en el periodo de 1990 a 1999 se puede observar lo siguiente:

- Caída en las reservas de petróleo y bajo índice de reposición de las mismas [3].
- Déficit comerciales crecientes en la balanza comercial de petróleo crudo; las 7 refinerías del país procesan cerca de 157 mil barriles diarios (MBD) de crudo (76,7 MBD de petróleo nacional y 67,7 MBD de petróleo importado)[3].
- Déficit comerciales crecientes en la balanza de derivados líquidos, registrándose un movimiento en torno a 127,2 MBD , distribuidos en 73 MBD de importaciones y 54 MBD en exportaciones [3].

Por otro lado, si se analiza la segmentación del consumo de energía se puede observar que el segmento residencial comercial absorbe el 42% de la oferta de la energía, seguido del segmento transporte con un 27% [3].

En conclusión, se puede decir que el gas natural de Camisea tiene un amplio mercado potencial en el sector transporte del cual un importante porcentaje lo conforman vehículos automotrices de E.CH., este mercado permitiría disminuir la importación de gasolina lo cual sería benéfico para el balance comercial de hidrocarburos [5].

### **1.5 Limitaciones del estudio**

- Debido a que está proyectado que el gas natural de Camisea llegue a Lima en agosto del 2004 [6] (inicio de la operación comercial), y debido también a que todavía no se cuentan con estaciones compresoras de gas natural, el capítulo 5 del presente trabajo, sólo comprenderá la descripción detallada de los procedimientos para las pruebas experimentales así como también la descripción de los equipos e instrumentos a utilizar.
- El estudio de la transferencia de calor del agua del sistema de refrigeración hacia el gas, realizado en el reductor de presión de GNC tendrá como finalidad el cálculo del área necesaria de intercambio de calor para la recuperación de la temperatura inicial del gas, esto debido a la compleja geometría del intercambiador de calor y al efecto aleta que se produce durante la transferencia de calor.
- Para el estudio gasodinámico se considerará al GNC dentro del cilindro en estado gaseoso, y para el cálculo de las propiedades del gas se considerará sólo al metano  $\text{CH}_4$  y al etano  $\text{C}_2\text{H}_6$  debido a que son los gases principales que se encuentran en mayor proporción.
- Las propiedades termodinámicas y termofísicas para los gases fueron conseguidas en la página web de NIST (*National Institute of Standards and Technology*) sección : *NIST Chemistry WebBook*, en la cual se hace referencia a los valores de la base de datos con una incertidumbre de 2% en los datos de viscosidad y conductividad térmica [7].

## **EL USO DEL GNC EN MOTORES AUTOMOTRICES**

### **2.1 Breve reseña histórica**

El gas natural como combustible vehicular tiene una larga historia que data de los años veinte (del siglo XX). Las crisis de combustibles en 1974 y 1979, así como la posibilidad de escasez de combustibles produjeron un fuerte interés en el gas natural para vehículos automotrices (VGN) [8].

Es interesante comparar que el éxito que tuvo el gas natural variaba en países diferentes. Francia tenía un vigoroso programa de vehículos a gas natural en los años treinta (del siglo XX); pero por los 60s, el bajo costo de los combustibles líquidos y la gran disponibilidad de los mismos, hicieron que el interés por los VGN casi desaparezca. Sólo ahora se está reavivando este interés[8].

Italia desarrolló firmemente su industria de VGN en los años treinta y todavía está creciendo. En mayo del 2002 existían 393 estaciones de llenado de GNC y cerca de 400 000 autos privados, 400 buses privados, 150 camiones de basura y más de 200 camionetas urbanas para entrega de productos que operan con gas natural [9]. Actualmente las cifras siguen aumentando.

La historia de los VGN en Rusia data de los años 30. El primer programa nacional de VGN tuvo 500 vehículos. Se construyeron tres modelos de estaciones de llenado de GNC en 1939. La manufactura de equipos originales (OEM) para vehículos rusos a gas natural empezó más tarde, en los años cuarenta. Los beneficios medioambientales no fueron suficientes para estimular el crecimiento de las flotas a VGN. Los incentivos económicos – el precio del gas, la imposición de contribuciones favorables, concesiones gubernamentales y subsidios – constituyeron las mayores fuerzas. Según resolución gubernamental, el precio del menudeo de gas natural para los vehículos no debería exceder el 50% del precio para la cantidad equivalente de la gasolina de calidad más baja. En algunas regiones de Rusia, el gas natural cuesta 30% del precio de la gasolina [10].

El segundo programa nacional se adoptó en 1981. Los tres mayores fabricantes de vehículos, GAZ, KAMAZ y ZIL, empezaron la producción de VGN. Varias plantas empezaron a fabricar estaciones de llenado de GNC, cilindros de alta presión, y equipo de alimentación de gas para los vehículos [10].

En Nueva Zelanda la industria creció durante 8 años (a partir de 1979), alcanzando su máximo en 1987, año en el cual ya se había convertido el 11% de los vehículos de pasajeros; un cambio en la actitud gubernamental y en los precios de los combustibles de líquidos cortaron el progreso de los VGN [8].

Argentina tiene un período de 20 años (a partir 1984, año en el cual el gobierno argentino adoptó una política de cambio masivo al consumo del GNC), dando alcance en proporción y crecimiento a todos los otros países en la conversión de automóviles de pasajeros y taxis. Tiene un diferencial del precio muy favorable que incentiva la conversión de vehículos de gasolina al gas natural [8].

*Tabla 1. Últimas estadísticas internacionales de VGN [11]*

<b>País o ciudad</b>	<b>Vehículos Convertidos</b>	<b>Estaciones de llenado</b>	<b>ALC*</b>	<b>Última actualización de datos</b>
Argentina	926 352	1 064		Abril 2003
Brasil	550 000	565		Abril 2003
Italia	434 000	414		Mayo 2003
Pakistán	350 000	366		Abril 2003
India	137 000	116		Febrero 2003
EE.UU.	126 341**	1 250		Septiembre 2002
China	69 300	270		Abril 2003
Venezuela	44 146	147		Abril 2003
Egipto	44 064	75		Marzo 2003
Ucrania	41 000	130		Abril 2003
Rusia	32 000	316	2	Marzo 2003
Taiwán	24 000	12		Febrero 2003
Canadá	20 505	222	2 845	Agosto 2001
Japón	16 561	224	606	Junio 2002
Alemania	15 000	337	450	Abril 2003
Bolivia	15 000	30	46	Abril 2003
Nueva Zelanda	12 000	100	1	Agosto 2000
Colombia	9 126	32		Abril 2003
Bangla Desh	8 000	12		Abril 2003
Suecia	6 600	31		Marzo 2003
Malasia	6 400	29		Marzo 2003
Francia	6 300	105	100	Mayo 2003
Trinidad y Tobago	4 000	12		Abril 2003
Corea del Sur	3 028	90		Abril 2003
Indonesia	3 000	12		Septiembre 1996
Chile	3 000	12		Abril 2003
Australia	2 104	127	55	Agosto 2001
México	2 000	4	13	Abril 2003
Tailandia	1 300	8		Mayo 2003
Irán	1 000	3		Abril 2003
Inglaterra	835	18	46	Mayo 2003
Moldavia	800	87		Diciembre 2001
Holanda	574	27	384	Agosto 2000
Suiza	520	27	50	Abril 2002
República Checa	500	14		Agosto 2000
Polonia	422	21	17	Agosto 2000
España	403	21	12	Febrero 2003
Turquía	400	3		Agosto 2000
Países Bajos	300	11	40	Marzo 2003

Bélgica	300	5	60	Febrero 2000
Austria	250	44	25	Febrero 2003
Birmania	200			1994
Portugal	192	5		Mayo 2002
Eslovaquia	140	5		Mayo 2003
Noruega	88	4		Abril 2003
Irlanda	81	2	6	Septiembre 2000
Finlandia	75	5	4	Agosto 2000
Cuba	45	1		Febrero 2001
Islandia	42	1		Mayo 2002
Grecia	40			Mayo 2003
Nigeria	28	2		Mayo 1998
Luxemburgo	25	5		Junio 1999
Sudafrica	22	1	4	Enero 2000
Uruguay	20			Diciembre 2001
Dinamarca	5	1	3	Febrero 2000
Singapur	4	1		Febrero 2003
Corea	4	1		Agosto 2000
Croacia		3		Julio 2002
Argelia		1		Septiembre 1996
Hungría			14	Agosto 2000
<b>TOTAL</b>	<b>2 814 438</b>	<b>6 455</b>	<b>4 783</b>	

\*ALC = Aparatos para el llenado de combustible

\*\* Estimados 2002, las cifras para los Estados Unidos de América se basó en planes o proyecciones.

Nota:

Esta es la última información proporcionada a la Secretaría de IANGV\*. Algunos datos pueden no ser exactos.



Es importante también, mencionar el impresionante y acelerado crecimiento de los VGN en Brasil. Según las estadísticas el número de VGN en 1996 era 14 000, y conforme al último reporte de la IANGV (abril del 2003) el número de VGN asciende a 550 000, y se estima que para el año 2005 ya haya 1 millón de VGN.

En EE.UU. los vehículos a gas natural se han usado desde los años 60 del siglo pasado (siglo XX) [11], pero los precios comparativos con la gasolina y las tecnologías innovadoras, recién ahora están haciendo al gas natural tecnológica y económicamente competitivo con los vehículos con motores a gasolina.

Como se observa, el gas natural como un combustible vehicular tiene registrada una larga historia en Europa, Canadá, Nueva Zelanda, Australia, y en EE.UU. Otros países están reconociendo los beneficios de los VGN (vehículos a gas natural) , y planean extender el uso del gas natural comprimido (GNC).

## **2.2 Propiedades físico – químicas del GNC**

El GNC es el gas natural comprimido a una presión aproximada de 200-210 bar. El gas natural es una mezcla de gases naturales (fundamentalmente, metano  $\text{CH}_4$ ) e hidrocarburos combustibles encontrado en las formaciones porosas bajo la superficie de la Tierra. El gas natural se crea por la descomposición de plantas y restos de animales, bajo gran calor y presión, por períodos muy largos de tiempo [12].

El gas natural puede encontrarse como:

- **Gas No Asociado** - gas libre, no está en contacto con las cantidades significativas de crudo en el yacimiento.
- **Gas Asociado** - gas libre en contacto con el crudo del yacimiento.
- **Gas Disuelto**- gas en solución con el crudo del yacimiento [12].

El gas natural está en su mayor parte compuesto por hidrocarburos de la serie parafínica, por CO<sub>2</sub>, por N<sub>2</sub> y ocasionalmente helio; algunos contienen también pequeñas cantidades de H<sub>2</sub>S y compuestos orgánicos sulfurados.

En la mayoría de los casos, el mayor porcentaje corresponde al metano (CH<sub>4</sub>), que llega en algunas oportunidades a representar el 98 – 99% del total [1].

En casi todos los gases naturales se encuentran pequeñas proporciones de hidrocarburos: etano, propano, butano, isobutano, pentano, isopentano, exano y hasta eptano; pero cuanto mayor es la masa molecular de éstos, menor es su contenido [1].

El gas que se extrae junto con el petróleo es separado de los hidrocarburos más pesados antes de entrar a los gasoductos. La composición exacta de gas natural depende del lugar de extracción y varía entre las diferentes regiones de un país y entre las diferentes refinerías.

**Tabla 2. Composición típica del gas natural. [13]**

<b>Componente</b>	<b>Fórmula</b>	<b>% en volumen</b>
Metano	CH <sub>4</sub>	76,00
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6,40
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3,50
Isobutano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,67
Isopentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,30
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	12,33
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	0,40
Otros		0,40
		100,00

**Tabla 3. Composición del gas natural de Camisea [14]**

<b>Componente</b>	<b>Fórmula</b>	<b>% en volumen</b>
Metano	CH <sub>4</sub>	88,608
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	10,261
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,016
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	0,574
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	0,541

### Densidad volumétrica de energía

Entre las desventajas de este combustible, se tiene una baja concentración de energía por unidad de volumen (de 800 a 1000 veces menor que los combustibles líquidos derivados del petróleo [1]), su transporte y almacenamiento tienen un carácter muy específico.

Para transportar el gas natural por vía marítima, a presión atmosférica, éste se enfría hasta  $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$  [12,15] (temperatura de ebullición), de tal manera que el metano pasa a estado líquido con lo cual disminuye su volumen en 610 veces [1].

### Relación estequiométrica

La relación estequiométrica del gas natural varía de 16,8 a 17,4, y el poder calorífico de la mezcla estequiométrica aire combustible es aproximadamente  $3,1\text{ MJ/m}^3$  [15].

### Número de octano

El número de octano del gas natural (según el método motor) esta entre 105 y 110 [15] llegando en algunos casos hasta 130 [12] (según el método research).

**Tabla 4. Resistencia a la detonación.[13]**

<b>GAS</b>	<b>NÚMERO DE OCTANO*</b>
Metano ( $\text{CH}_4$ )	130,0
Etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ )	103,0
Propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ )	99,6
Isobutano ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ )	98,4
Isopentano ( $\text{C}_5\text{H}_{12}$ )	91,6

\* Método Research

### Índice de Wobbe

Para tomar en consideración la variación de la composición del gas natural, la industria del gas de los EE.UU. definió el parámetro conocido como índice de Wobbe [16]:

$$W = \frac{PCS}{\sqrt{\gamma}}$$

donde:

$PCS$  : Poder calorífico superior en base volumétrica ( $\text{MJ}/\text{m}^3$ )

$\gamma$  : densidad relativa al aire

El estándar de calidad del GNC SAEJ1616 recomienda un rango del índice de Wobbe entre 48,5 – 52,9  $\text{MJ}/\text{m}^3$  [17] .

### Olor del gas natural

Los vapores de gas natural, carecen de olor [18], sin embargo, por razones de seguridad, el gas natural debe ser odorizado, según lo indica la norma de calidad del GNC SAE J1616. El gas natural dentro de las estaciones de abastecimiento de GNC y en los vehículos debe tener un olor distintivo suficientemente fuerte que permita detectar con el olfato su presencia cuando la concentración del gas natural en el aire sea la quinta parte del límite inferior de inflamabilidad (esto es aproximadamente 1% de volumen de gas en el aire) [17].

### Temperatura de autoinflamación

La temperatura de autoinflamación del gas natural se encuentra entre 650 y 700°C, la cual es mucho mayor que la del diesel (320 a 380°C) [19].

### Número de metano (MN)

Es el índice de la resistencia a la detonación para combustibles gaseosos, y está basado en dos gases de referencia: metano e hidrógeno.

La escala del número de metano (MN) está basada en el porcentaje molar o volumétrico de metano e hidrógeno. Al metano, que tiene una alta resistencia a la detonación, se le asigna un MN de 100; al hidrógeno, que tiene una baja resistencia a

la detonación, se le asigna un MN de 0. Luego para una mezcla de gases el MN sería el mismo que tendría una mezcla metano/ hidrógeno con la misma resistencia a la detonación [17].

### Presión de almacenamiento

La presión de almacenamiento del gas natural es de 20 a 40 MPa [15,19].

### Límites de Inflamabilidad

Los límites superior e inferior de inflamabilidad determinan un rango de inflamabilidad, si la concentración del gas natural en el aire está entre estos límites hay mayor capacidad y facilidad de encendido y también mayor peligro de explosión, sin embargo, comparando el límite inferior de inflamabilidad del metano con el de otros gases combustibles se observa que éste es relativamente alto (5%), ya que para el propano es 2,1% y para el butano es 2%.

**Tabla 5. Límites de inflamabilidad de mezclas de gas –aire a 20°C y presión atmosférica estándar [20]**

Gas o vapor	Límite en, %	
	Inferior	Superior
H <sub>2</sub>	4	75
CO	12,5	74,2
CH <sub>4</sub>	5	15
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3	12,4
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,1	9,5
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2	7,6
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	1,4	7,8
C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	1,3	7,9
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	2,3	82,0
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	3	17,7
Gas de Gasógeno	16	64
Gas de Coquería	5	33

### Relación de compresión crítica

Diferentes combustibles pueden trabajar con diferentes relaciones de compresión antes que se auto-enciendan. La tabla 6 muestra las relaciones de compresión críticas para los gases combustibles más comunes. Los valores fueron obtenidos en pruebas de laboratorio bajo condiciones controladas, y por supuesto, diferirán en algo de las relaciones de compresión usadas en la práctica[13].

**Tabla 6. Relación de compresión crítica para algunos gases combustibles[13].**

<b>Gas</b>	<b>Relación de compresión crítica</b>
Metano (CH <sub>4</sub> )	15,0 : 1
Etano (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	14,0 : 1
Propano (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	12,0 : 1
Isobutano (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	8,0 : 1
Isopentano (C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> )	6,4 : 1

### Punto crítico

Es aquel donde se dan las condiciones mínimas para que el gas pueda ser licuado (o pasar a la fase líquida), esto es a una presión crítica ( $P_c$ ) de  $4,61 \pm 0,3$  MPa, y a una temperatura crítica ( $T_c$ ) de  $190,6 \pm 0,6$  K [7].

### Temperatura crítica ( $T_c$ )

Es la temperatura más alta a la cual puede licuarse un gas, por encima de esta temperatura ya no se puede conseguir la fase líquida por muy alta que sea la presión ejercida sobre el gas. Establece el límite entre vapor y gas [21].

### Presión crítica ( $P_c$ )

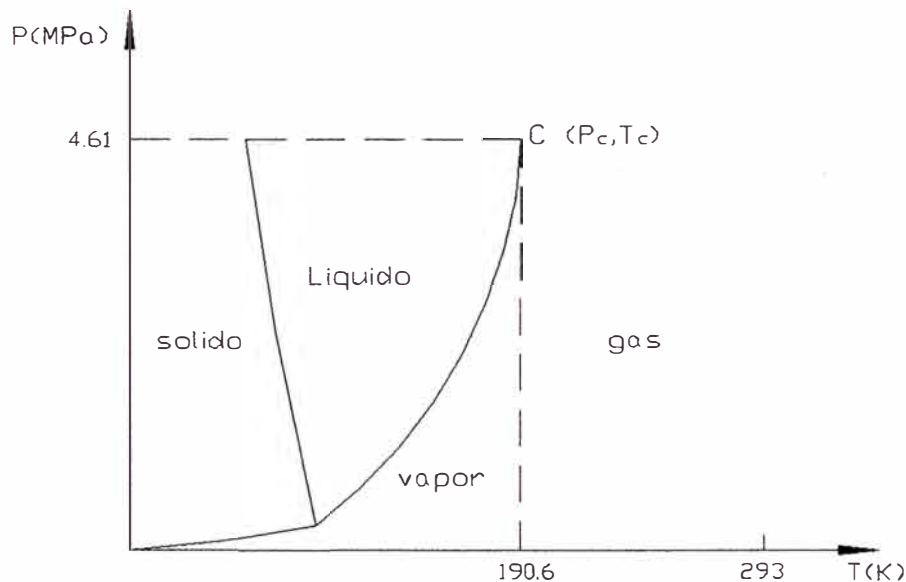
Es la presión mínima que debe aplicarse a una sustancia en fase gaseosa para que pase a la fase líquida, manteniendo la temperatura crítica constante. Por lo tanto, un

**Tabla 7. Propiedades fisico-químicas y explotacionales de combustibles gaseosos y comparación de ellos con combustibles líquidos [12,15,19,23]**

PROPIEDAD	Gasolina	Gas licuado de petróleo	Gas natural (90-98% CH <sub>4</sub> )	Metano
Densidad, en estado líquido, kg/m <sup>3</sup>	710 – 760	540	415	416
Densidad, en estado gaseoso, kg/m <sup>3</sup>	--	2,258	0,68	0,717
Densidad relativa de la fase gaseosa con respecto al aire	--	1.74	0,525	0,554
Temperatura de ebullición (°C), a 760mm de Hg	35 - 195	-42	-162	-161,5
Presión de Vapor, kPa	65-92	--	--	--
Calor latente de vaporización, kJ/kg	289-306	412	--	--
Relación Estequiométrica, kg/kg	14,5 – 15,0	15,2	16,8-17,4	16,88
Relación Estequiométrica, m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	--	26,45	8,82 – 9,135	9,35
Poder Calorífico, (Hu) MJ/kg	44,0	46,0	48,9 – 50,1	47,33
Poder Calorífico, (Hu) MJ/L	32,56	24,3	(33,3 – 34,1) <sup>***</sup> (20.9) <sup>*</sup>	33,934 <sup>***</sup>
Poder calorífico de la mezcla aire combustible(Hu <sub>m</sub> ) MJ./m <sup>3</sup>	3,5	3,4-3,5	3,1	3,28
Número de Octano <sup>**</sup>	72,85	90 – 100	105 - 110	130
Número de Cetano	8-14	--	10	--
Temperatura de auto encendido °C	230	510-580	650-700	640-680
Concentración máxima permisible de vapores en aire, mg./m <sup>3</sup>	100	--	--	--
Límites de inflamabilidad en mezcla con el aire a las condiciones normales (%)	1,5-4,7	2,1-10,4	5,3-14,0	5,0-15,0
Condiciones de almacenamiento	Normales	1,6 MPa.	20-40 MPa (-163 °C)	20-40MPa

\*En fase líquida,  
<sup>\*\*</sup> Método Motor,  
<sup>\*\*\*</sup> MJ/m<sup>3</sup>

gas se licua o pasa al estado líquido por debajo de la temperatura crítica y por encima de la presión crítica [21].



*Fig.1. Punto crítico del metano*

Por lo tanto, el metano no se puede licuar a temperatura ambiente (293K) porque esta temperatura es mucho más alta que la temperatura crítica (190,6K). Luego, el metano no se puede licuar a esta temperatura a pesar de que se eleve la presión [22].

### **2.3 Particularidades del uso de GNC como combustible**

#### Temperatura de inflamación

- ☐ En los motores a gas, se utiliza más frecuentemente el encendido por chispa eléctrica debido a la alta temperatura de autoinflamación del gas (650-700 °C. en comparación con 320-380 °C. del combustible Diesel). Es por esta razón que se formulan requerimientos elevados para las bujías y todo el sistema de encendido [19].



### Octanaje y relación de compresión

- ☐ Debido a su condición de gas, el gas natural tiene pocos problemas de encendido en frío. Su alto octanaje permite al motor una relación de compresión mayor a la que podría tener usando solamente gasolina. Altas relaciones de compresión permiten una potencia más elevada y una mayor eficiencia de la combustión del combustible. Sin embargo, si se mantiene la misma relación de compresión, la cantidad de mezcla aire/ gas natural que puede ser quemada en cada explosión del pistón será aproximadamente 10-15% menor que para el caso de la gasolina. Además, también habrá una pérdida de la potencia efectiva del motor de 10-15 % [24], (esta disminución de potencia está en la misma proporción a la variación del poder calorífico por unidad de volumen de la mezcla). Weaber C.S. (1989) menciona en un artículo técnico de la SAE (Society of Automotive Engineers) que el gas natural puede ser usado en forma segura para relaciones de compresión del orden de hasta 15:1 [16].

### Velocidad de la llama

- ☐ El gas natural presenta (debido al alto porcentaje de metano en su composición), alta energía de activación. La velocidad laminar de la llama, por tanto, es menor con respecto a otros hidrocarburos. Esta baja velocidad ocasiona una mayor duración de la combustión, empeorando la eficiencia térmica del motor. En los motores de encendido por chispa, debe tenerse en consideración esta propiedad para la regulación del punto de ignición [16].

### Coeficiente de llenado

- ☐ El coeficiente de llenado es la cantidad de aire real que ingresa al motor respecto de la cantidad teórica de aire que ingresaría en condiciones normales. En los motores que funcionan con gas el coeficiente de llenado es menor, sobretodo en regímenes de altas velocidades [22].
- ☐ La ecuación deducida por Heywood (1988) muestra que el coeficiente de llenado es proporcional a la presión de la mezcla de gases a las condiciones de admisión; demuestra también que esta presión disminuye a medida que aumenta la masa de combustible vaporizado (con respecto a la presión que se tendría si solo fuera aire), luego, si aumenta la masa de combustible el coeficiente de llenado disminuye. Para motores de gasolina estos efectos son pequeños, en cambio para combustibles gaseosos se observa una reducción significativa del coeficiente de llenado debido a que el gas está desplazando una cantidad significativa de aire.

### Composición del GNC

- ☐ La composición del gas natural depende de la fuente y del proceso de extracción del gas. El gas natural, aparte del metano y las pequeñas cantidades de etano también puede contener  $N_2$ ,  $CO_2$  y pequeñas cantidades de agua. El  $CO_2$ , las pequeñas cantidades de  $H_2S$ , así como las pequeñas cantidades de agua pueden formar picaduras ácidas que llevan a la corrosión interna de los cilindros de almacenamiento de gas a alta presión (GNC). La corrosión junto con la frecuencia cíclica de presión asociada al

reabastecimiento de GNC pueden llevar a la fatiga y a la pérdida de resistencia del cilindro de almacenamiento.

- ☐ Cuando el vehículo está en operación, el regulador de presión reduce la presión del GNC, la caída de temperatura causará que el vapor de agua en el gas natural se condense y forme hidratos, que son una fase sólida compleja de agua e hidrocarburos. Los condensados de agua e hidratos bloquearán el flujo de combustible, es por eso que las estaciones de llenado de GNC vehicular deshidratan el gas natural a fin de prevenir la condensación del agua o la formación de hidratos [24].

#### Almacenamiento y densidad volumétrica de energía

- ☐ El gas natural es tomado de la red de distribución, cuya presión se encuentra de 3 a 10 bar; luego, es comprimido en la estación de almacenamiento y es almacenado en cilindros a una presión cercana a 20,68 MPa. A esta presión la densidad volumétrica de energía del GNC es aproximadamente  $\frac{1}{4}$  de la gasolina. Además, asumiendo todas las eficiencias iguales, un vehículo a GNC requiere de 4 veces el volumen de un tanque de gasolina para un mismo recorrido [24].

#### Ventajas económicas

- ☐ El gas natural no es como los combustibles líquidos, y no puede ser sustraído del depósito que lo almacena. El robo de combustible es una situación muy común con la gasolina en el caso de flotas de vehículos [25, 26].

- ☐ El gas natural tiene una combustión limpia, lo que reduce los costos de mantenimiento del vehículo [26].
- ☐ Disminución del desgaste de las piezas del motor y aumento de la vida útil del motor en 50% [19].
- ☐ Disminución del consumo de aceite en 10-12% y aumento de la vida del mismo en 1,5 –2 veces [19].
- ☐ En base a un galón equivalente, los costos de gas natural son en promedio de 15 a 60% menos que el de la gasolina o el Diesel [11].(Sin embargo, esto depende de la política del gobierno de cada país [19])

#### Emisiones tóxicas

- ☐ Las emisiones tóxicas con GNC, sin excepción, son más bajas que cualquier otro hidrocarburo combustible. Esto es resultado directo de que el gas natural es un hidrocarburo simple con un porcentaje de metano de más de 90%, en la mayoría de los casos, mientras que los otros combustibles son una mezcla de hidrocarburos [11,24].
- ☐ La gasolina y el Diesel emiten componentes en el aire tales como: metanol, formaldehídos, aldehídos, acroleína, benceno, tolueno, xileno, etc. La producción, procesamiento, transporte y compresión del gas natural a GNC usado por los vehículos tiene un menor impacto ambiental que la producción, transporte y proceso del petróleo crudo y el transporte de la gasolina o Diesel en las estaciones de servicio [24].

## Ventajas de Seguridad

- ☐ El GNC tiene inherentes ventajas de seguridad sobre los combustibles líquidos; cuando se encuentra en la atmósfera, debido a que es mucho más ligero que el aire, se dispersa rápidamente en caso de una fuga o accidente. Muchos combustibles líquidos tales como la gasolina y el GLP son más pesados que el aire, y cuando ellos se evaporan, los vapores de gasolina y GLP tienden a acumularse alrededor de la fuente y propiciar el riesgo de explosión [11].
- ☐ El gas natural requiere una mayor concentración en el aire y una temperatura de ignición más alta que la gasolina. En caso de fuga o accidente, el gas natural se inflamará a 650°C y entre 5% y 15% de concentración en el aire. La gasolina se inflamará a sólo 260°C y 1,5% de concentración en el aire. Una buena ventilación debe ser provista en los talleres de mantenimiento de vehículos a GNC y en las playas de estacionamiento de edificios [24].
- ☐ Los cilindros de almacenamiento para GNC son mucho más fuertes que los tanques de gasolina. El diseño de cilindros para GNC es muy cuidadoso, y la fabricación está sujeta a severos requisitos, así como también a estrictas pruebas de resistencia que garantizan su calidad [11].
- ☐ Los vapores del gas natural que podrían escapar en caso de fuga carecen de olor y no son tóxicos si se respiran. El olor del gas natural que conocemos en realidad es un odorante añadido al gas como medida de seguridad. Sin embargo, los vapores de la gasolina y el Diesel si contienen tóxicos que son peligrosos si se ingieren o respiran. Cualquier vapor de combustible que se acumule en un espacio cerrado puede ocasionar asfixia [18].

## **SISTEMAS DE ALIMENTACIÓN DE GNC EN LOS MOTORES E.CH. AUTOMOTRICES**

### **3.1 Sistema de carburación con GNC**

Este sistema está conformado por un conjunto de elementos que permitan el uso del GNC como combustible automotor en vehículos equipados con un motor de combustión interna. En general, este sistema está constituido por un depósito de combustible, una válvula de corte de combustible, un reductor de presión, un calentador (intercambiador de calor) un filtro de GNC, un mezclador aire combustible y elementos accesorios.

Los sistemas de alimentación de GNC en motores E.CH pueden ser de dedicación exclusiva a GNC o sistemas de carburación dual GNC/ gasolina.

**3.1.1 Motor con sistema dedicado de carburación:** motor que opera exclusivamente con un solo sistema de carburación, bien sea GNC o gasolina [27].

**3.1.2 Motor con sistema de carburación dual (GNC/ gasolina):** motor con capacidad para operar en sistema de carburación con GNC o gasolina y cuyo cambio es operado fácilmente desde la cabina del vehículo [12,27].

### **3.2 El sistema GNC.- Principio de funcionamiento**

El GNC es almacenado (en cilindros) a bordo del vehículo, en fase gaseosa, generalmente a una presión de aproximadamente 200-210 bar [28,29].

El GNC es introducido al circuito por medio de la válvula de carga. La válvula de carga en la mayor parte de los casos se encuentra en el espacio del motor, pero también es posible encontrarla en la parte externa. Luego, el gas es conducido a través de la línea de alta presión, desde la válvula de carga hasta el cilindro de almacenamiento, el cual puede ser de diferentes diámetros y largos, según la cantidad de gas a almacenar. Estos tanques tienen en su entrada una válvula de servicio la cual permite cerrar la entrada o salida del gas [28].

El gas natural fluye desde el cilindro de almacenamiento (bombona) a través de la válvula del tanque y, recorriendo la tubería a alta presión, pasa por una electroválvula de corte, la cual se encuentra cerrada durante el funcionamiento con gasolina (sistema dual) o con el motor apagado, y alcanza luego el reductor [29].

En el reductor se reduce la presión del GNC a través de etapas de reducción y se regula la alimentación del mismo al motor.

El agua (refrigerante) derivada del sistema de refrigeración del motor suministra el calor necesario para eliminar el peligro de congelación en el reductor.

El gas natural sale del reductor a presión cercana a la atmosférica, fluye a través de la línea de baja presión y llega a la unidad de mezcla, la cual se encarga de suministrar el gas junto con el aire al motor, en caso de vehículos con carburador.

Si el vehículo es dual, y cuenta con inyección multipunto, el gas natural que sale del reductor se dirige a un dosificador electrónico de gas, el cual regula la cantidad de

## SISTEMA DE CONVERSIÓN A GNC (1ª GENERACIÓN)

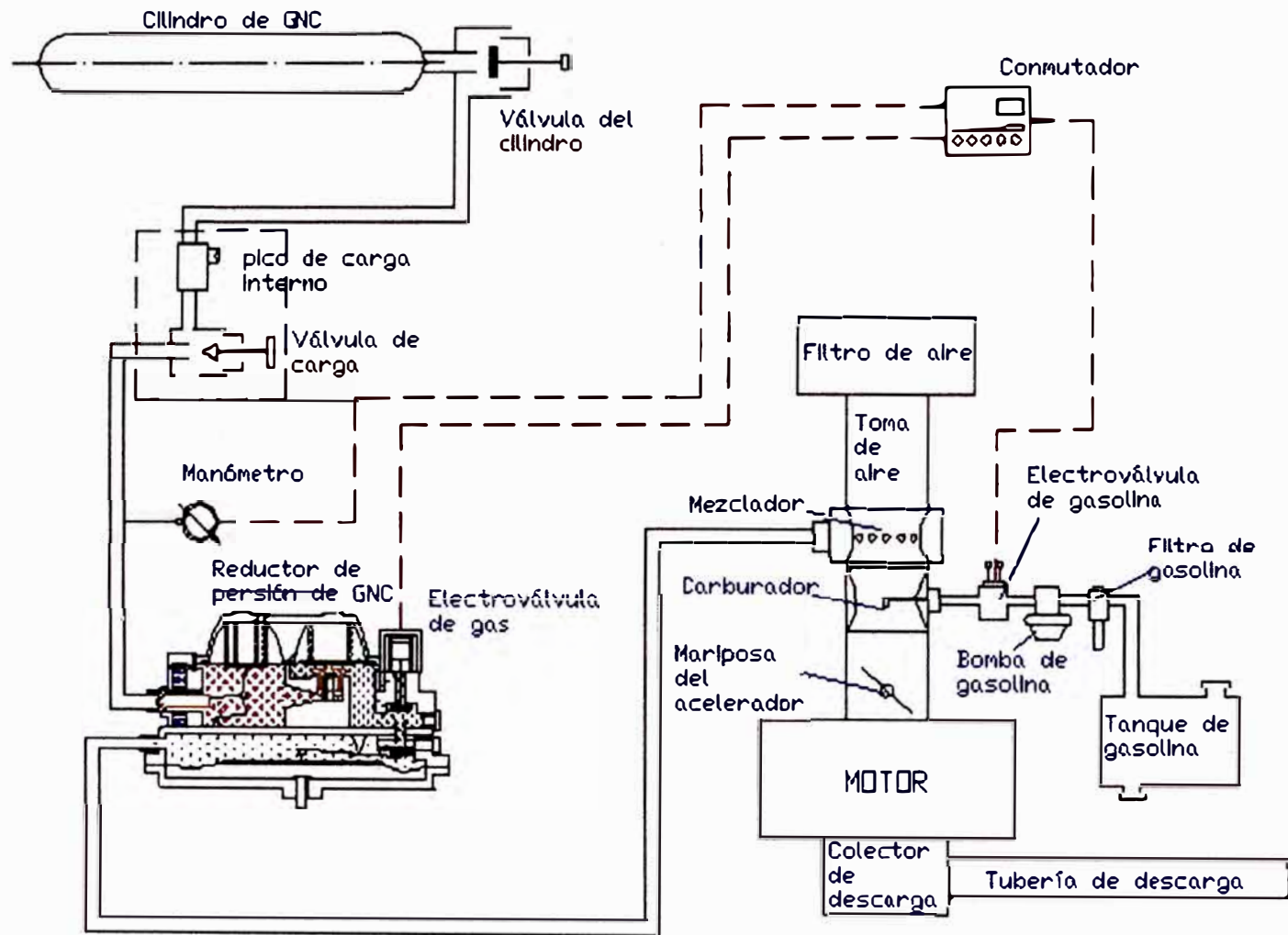


Fig. 2. Esquema del sistema de conversión a GNC para un vehículo de la 1ª generación



## SISTEMA DE CONVERSIÓN A GNC (3<sup>ra</sup> GENERACIÓN)

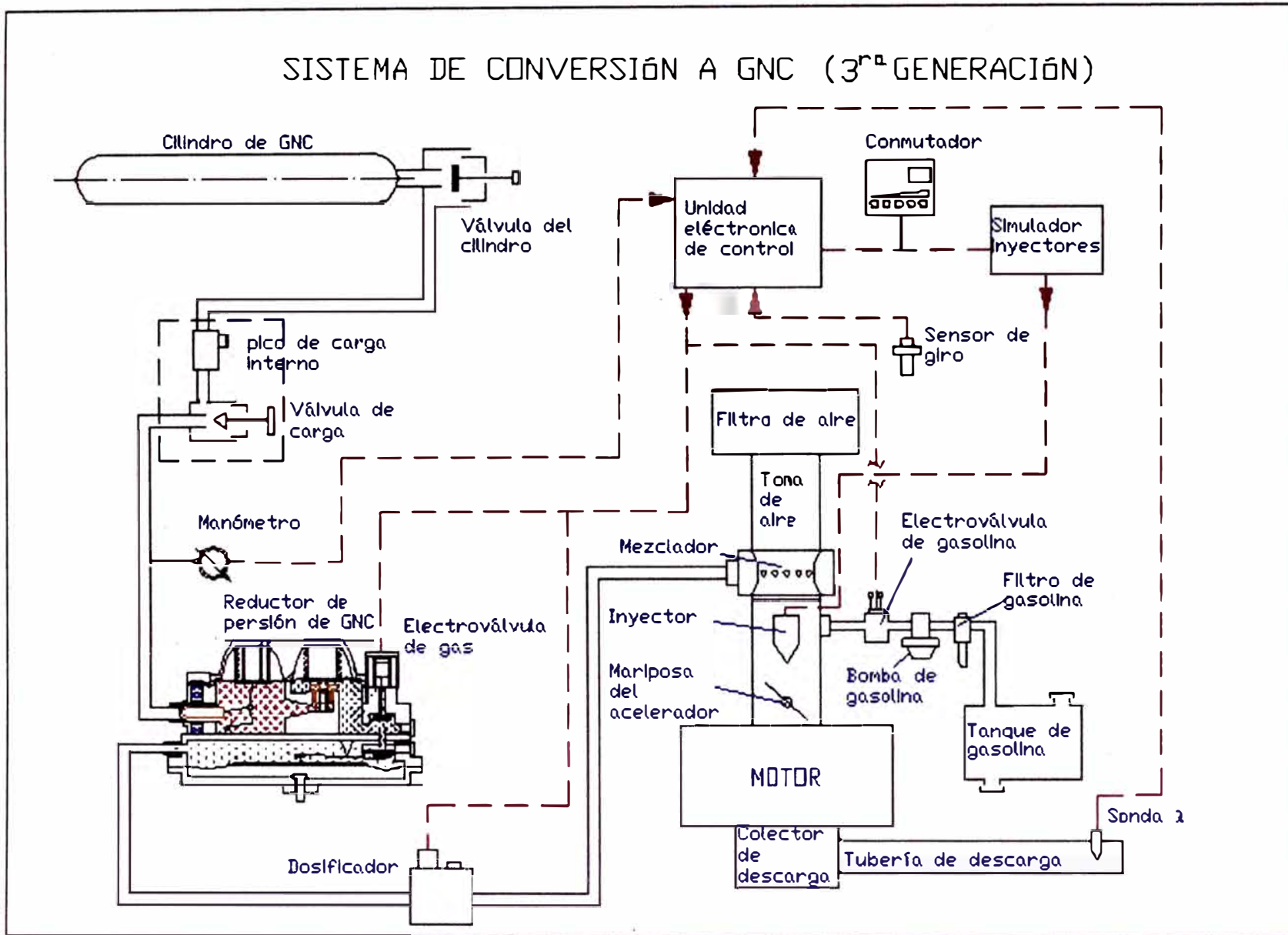


Fig. 3. Esquema del sistema de conversión a GNC para un vehículo de la 3<sup>ra</sup> generación

gas que necesita el motor, a continuación el gas llega al distribuidor de gas, el cual se encarga de distribuir el gas natural a cada cilindro.

Los sistemas duales y con inyección de gasolina cuentan también con cableados eléctricos para interrumpir los inyectores.

Existe la posibilidad de corregir el avance del encendido (que para el GNC es mayor), agregando un variador electrónico de avance, que se desactiva cuando el vehículo funciona con gasolina.

### **3.3 Ejemplos de conversión al sistema de alimentación dual GNC/ gasolina [29]**

La conversión de vehículos gasolineros al sistema dual de alimentación GNC/ gasolina se realiza satisfactoriamente en:

- Vehículos con carburador (sistema aspirado)
- Vehículos con Inyección de gasolina (inyección monopunto)
- Vehículos con Inyección de gasolina (inyección multipunto)
- Vehículos con Inyección catalizada.

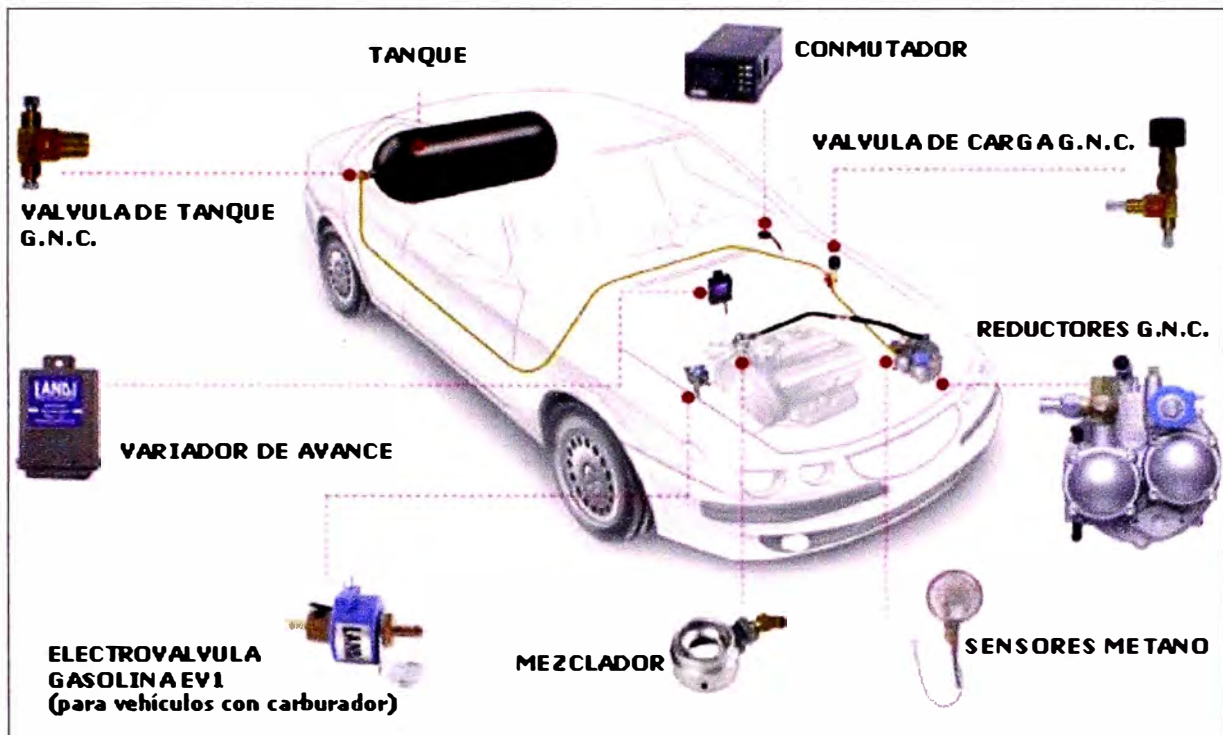


Fig. 4. Vehículo con carburador (sistema aspirado) [29]

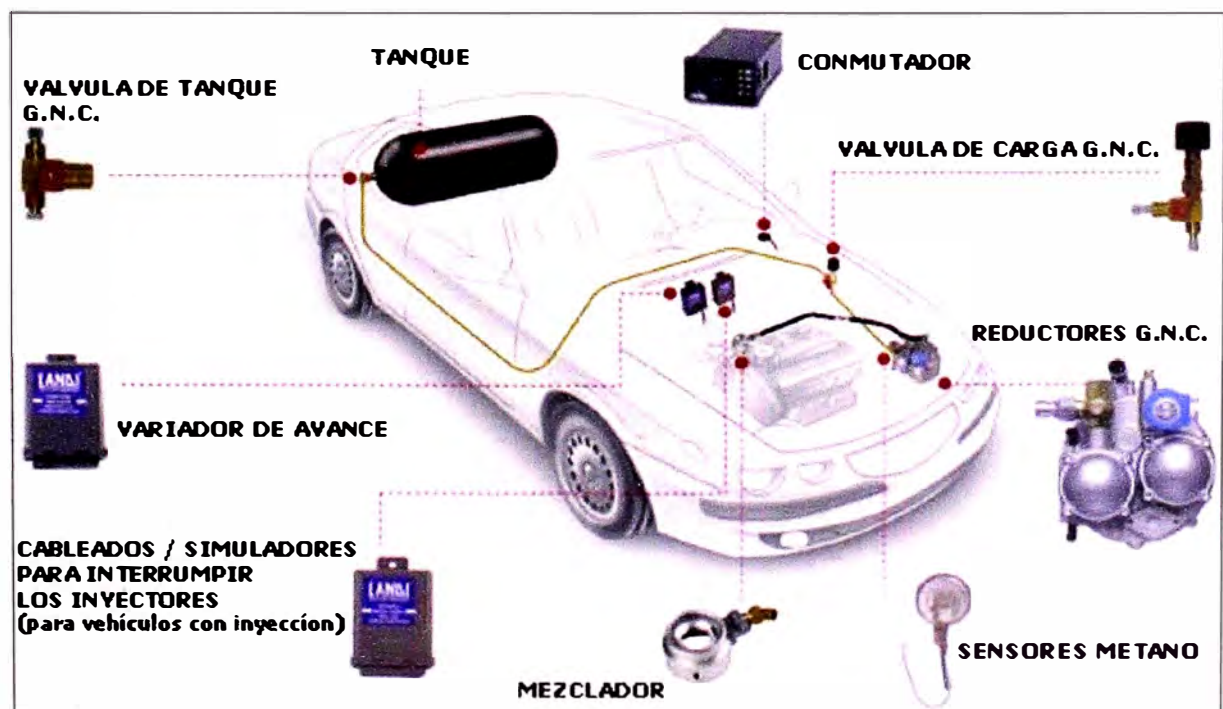


Fig. 5. Inyección de gasolina (inyección monopunto) [29]

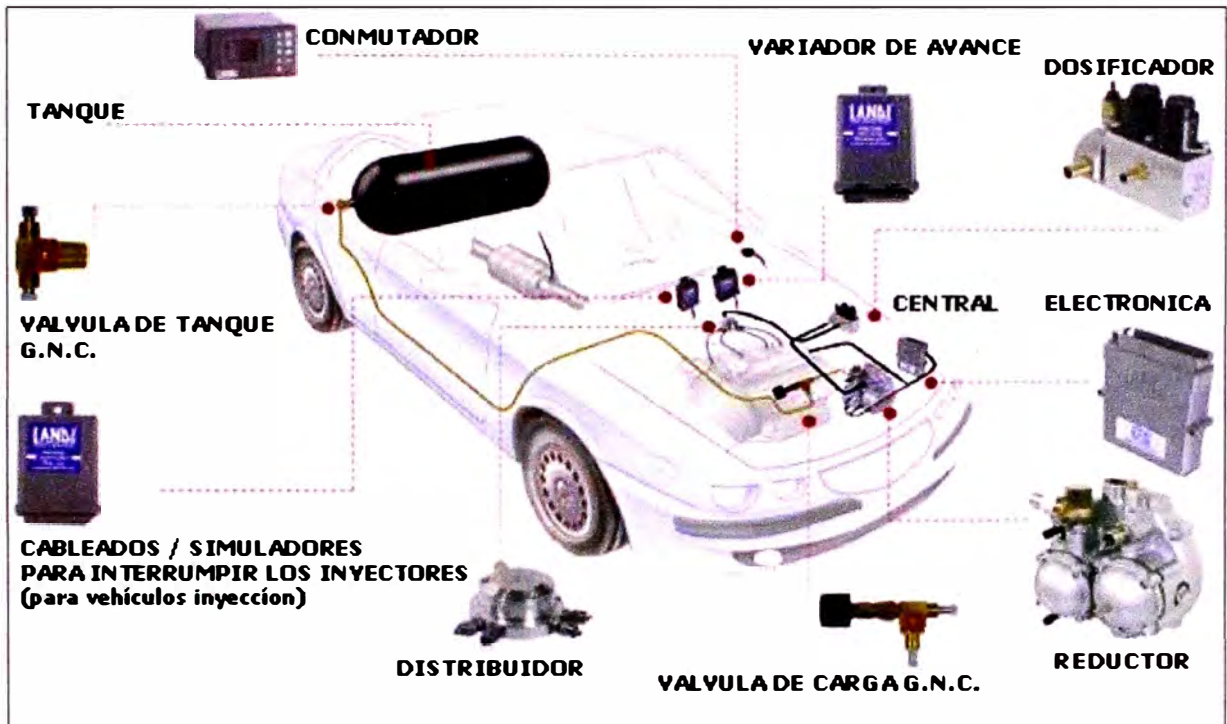


Fig. 6. Inyección de gasolina (inyección multipunto) [29]

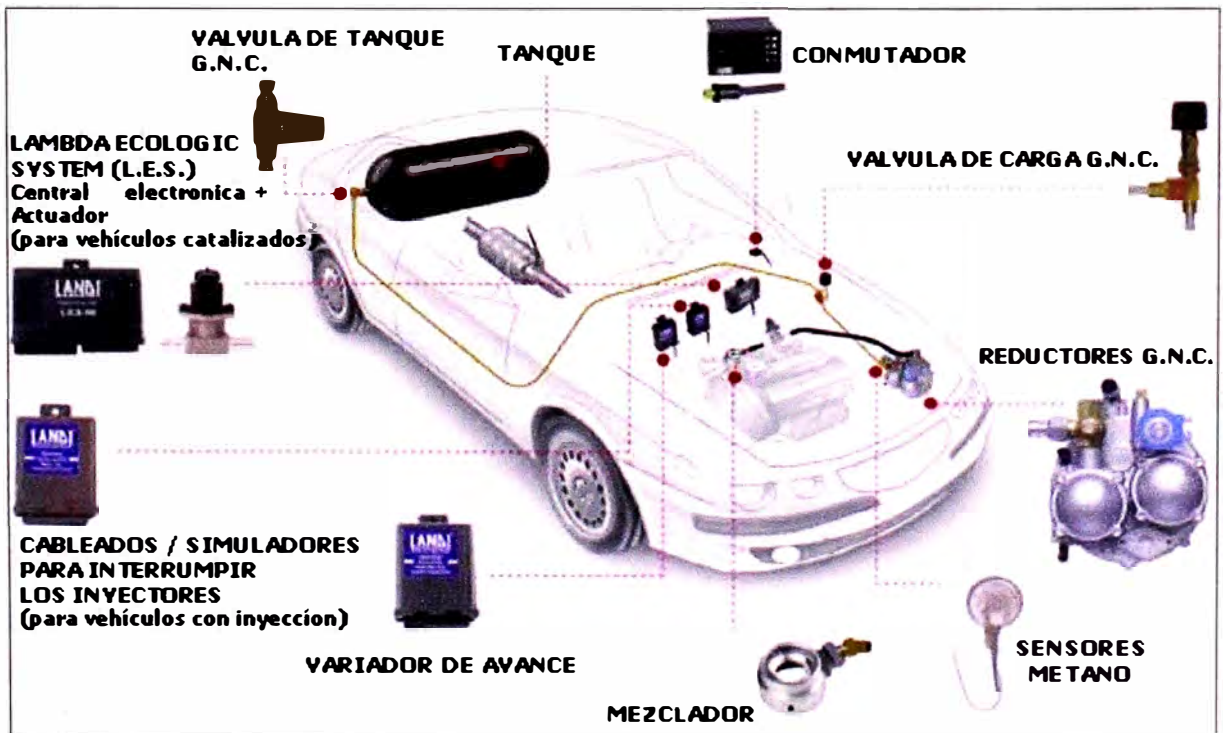


Fig. 7. Inyección catalizada (sistema aspirado) [29]

### **3.4 Componentes principales**

#### **3.4.1 Cilindro de almacenamiento**

Los cilindros para GNC deben ser construidos para soportar presiones de más de 20 MPa. Los cilindros para GNC pueden ser fabricados de acero, aluminio o materiales compuestos. Si se fabrican de acero, el espesor de éstos es de 6,5 -7,0 mm [22], el diámetro y el largo varían de acuerdo a la cantidad de gas a almacenar y del tipo de vehículo. El cilindro de GNC tiene sólo una abertura en donde va ubicada la válvula del cilindro [13].

En la tabla 8 se observan los tipos de cilindros que son usados para GNC.

*Table8. Tipos de cilindros de GNC [30,31]*

Tipo 1:	El cilindro en su totalidad está hecho de metal (acero, aleación o aluminio).
Tipo 2:	Compuestos, tienen un alma metálica, y están envueltos lateralmente (bobinado circunferencial en la pared del cilindro) con fibra de vidrio o de carbono.
Tipo 3:	Compuestos, tienen un alma metálica, y son totalmente envueltos en fibra de vidrio o de carbono.
Tipo 4:	Compuestos, tienen un alma plástica, y son totalmente envueltos en fibra de vidrio o de carbono.

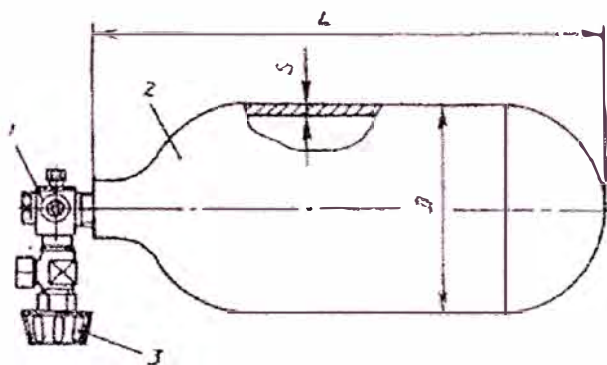
Durante su fabricación pasan por tratamiento térmico para eliminarle las tensiones internas [22].

Actualmente, en el mercado existen varias clases de cilindros [31]:

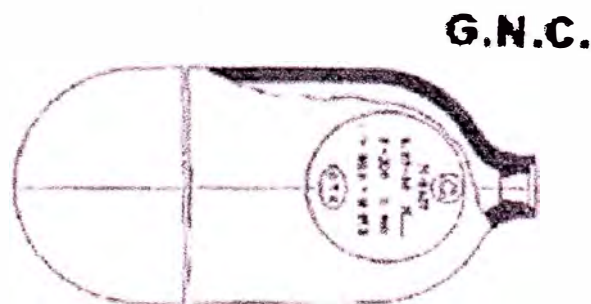
-Aquellos diseñados por los estándares de DOT-RSPA (U.S. Department of Transportation)

-Aquellos diseñados por el estándar de ANSI/ CSA NGV2-1992. (American National Standards Institute / Compressed Gas Association) '*Basic Requirements for Compressed Natural Gas Vehicle Fuel Containers*'

-Aquellos diseñados por U.S. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS).



**Fig. 8.** Cilindro de almacenamiento de GNC [23]



**Fig. 9.** Cilindro de almacenamiento de GNC [19]

### Inspección de los cilindros de GNC

Los cilindros de GNC deben ser periódicamente sujetos a una inspección general para evaluar la condición del cilindro y su aptitud para brindar un servicio continuado y seguro.

Los cilindros de almacenamiento para GNC, fabricados bajo la norma industrial de vehículos a gas natural ANSI/ CSA NGV2 y los diseñados bajo Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS), especifican detalladamente la inspección visual cada 3 años o 36000 millas (57600 km) de recorrido (lo que suceda primero). Un inspector calificado se encargará de buscar en el cilindro cortes, grietas, ralladuras, abrasión decoloración, fibras rotas, pérdidas de los elementos de sujeción, empaquetaduras dañadas, daños por calor u otros problemas, y recomendará una acción adecuada para mantener la seguridad [31].

En otros casos, los balones pasan por un control de calidad cada dos años, mediante pruebas de presión hidráulica de 30 MPa y presión neumática de 20 MPa [22].

#### Instalación en el vehículo

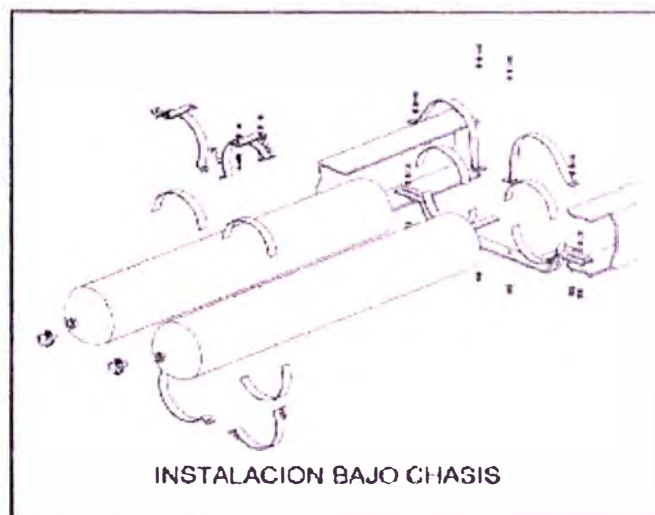
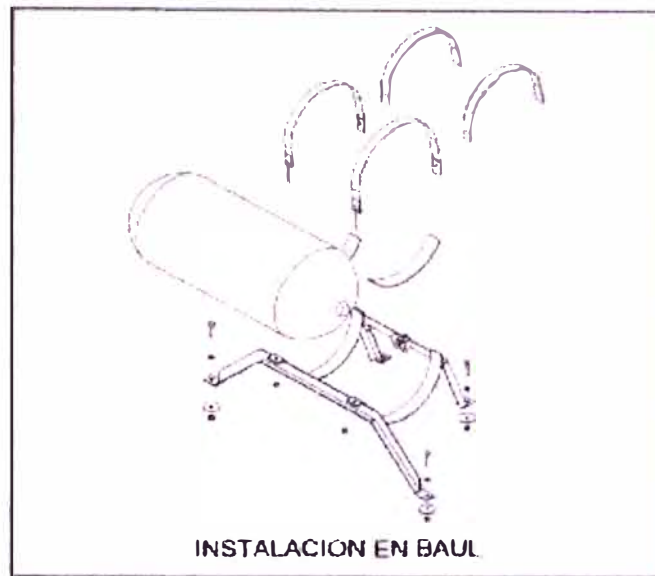
Los cilindros se pueden instalar en diferentes lugares dependiendo del tipo de vehículo. Los lugares típicos de instalación son [28]:

- En el baúl (maletera), en vehículos tipo sedán.
- Detrás del asiento trasero, en camionetas rurales.
- En caja de carga bajo piso, en caso de vehículos comerciales.

En vehículos con sistema de carburación dedicado a GNC los cilindros normalmente van integrados en el chasis (Fig. 11).

Los cilindros contenedores deben quedar ubicados dentro del volumen del vehículo cuidando que queden a resguardo aún en caso de vuelco. La cantidad de balones que lleva un vehículo depende de la capacidad de carga del vehículo y de la autonomía de recorrido requerida [28].

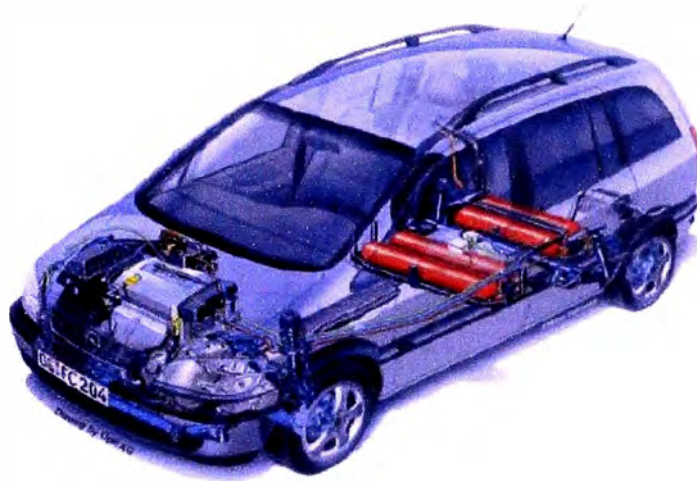
En la instalación de los soportes del cilindro, deben reforzarse ,de ser necesario, las zonas de anclaje para evitar deformaciones en la estructura (piso, caja etc.)



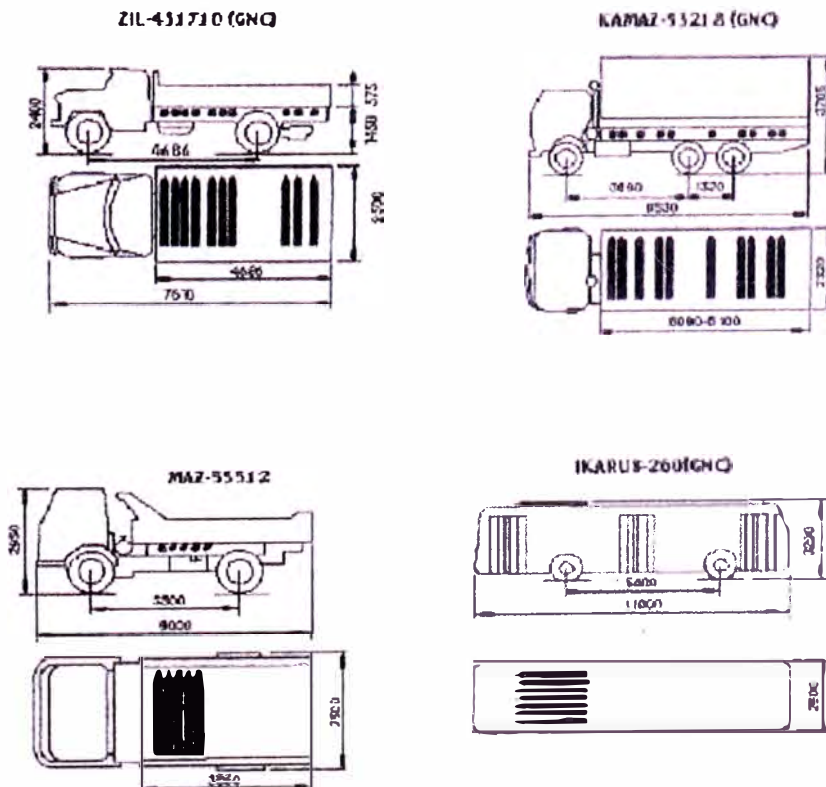
*Fig. 10. Instalación de los cilindros de GNC [28]*



La instalación del cilindro sobre los soportes se realiza intercalando entre ellos juntas de goma a fin de evitar el deterioro del cilindro. Los soportes están hechos de acero, soldado y pintado con antióxido negro mate, y toda modificación (corte, limado, soldadura) debe ser tratada con antióxido negro mate[28].



*Fig. 11. Ubicación de los cilindros de GNC en el chasis del vehículo*



*Fig. 12. Diferentes ubicaciones para los cilindros de GNC [19]*

*Tabla 9. Tabla de selección y datos de los cilindros [28].*

Cilindro (Lts)	Capacidad Total (Lts)	Clasificac.	Origen	Diámetro (mm)	Largo (mm)	Peso Total (Kg)	Uso	Equiv. en (Lts gasolina)
34	34	Ac. Cr-Md	Argentina	244	900	51	A/P	8
38	38	Ac. Cr-Md	Argentina	244	980	54	A/P	9
50	50	Ac. Cr-Md	Argentina	244	1290	71	P	12
60	60	Ac. Cr-Md	Argentina	244	1540	81	P	14
34+38	72	Ac. Cr-Md	Argentina	244	980	105	A/P	17
50+50	100	Ac. Cr-Md	Argentina	244	1290	140	P	24
60+60	120	Ac. Cr-Md	Argentina	244	1540	162	P	29
53	53	Ac. Mn	Argentina	323	810	64	A	13
60	60	Ac. Mn	Argentina	323	1540	81	A	14
65	65	Ac. Mn	Argentina	323	980	73	A	16
100	100	Ac. Mn	Argentina	323	1450	102	P	24
50	50	Ac. Mn	Italia	244	1300	50	P	12
60	60	Ac. Mn	Italia	324	1550	56	P	14
50+50	100	Ac. Mn	Italia	246	1300	100	P	24
60+60	120	Ac. Mn	Italia	324	960	112	A	29
65	65	Ac. Mn	Italia	356	1030	61	A/P	16
80	80	Ac. Mn	Italia	390	910	75	A/P	19
90	90	Ac. Mn	Italia	390	980	83	A/P	22

A: Automóviles

P: Pick-up

A/P: Automóviles y Pick-up

*Tabla 10. Especificaciones de cilindros para combustibles alternativos [32]*

Tipo	Volumen Mínimo	Presión	Diámetro	Largo	Peso	GNC Capacidad	Gasolina Equiv.
	Litros	bar	mm	mm	kg	m <sup>3</sup>	Litros
Tipo 1 Aluminio	18.4	248	203	813	17.6	5.4	6.1
Tipo 1 Aluminio	23.5	248	203	1016	21.5	6.9	7.5
Tipo 2	34.6	248	254	1016	33.6	9.0	9.8
Tipo 2	46.3	248	254	1295	42.7	12.0	14.8
Tipo 3	31.4	248	257	855	13.9	9.3	10.1
Tipo 3	80.0	207	358	1100	33.6	20.7	22.5
Tipo 3	124.8	207	358	1595	44.5	32.4	35.2
Tipo 3	64.8	248	363	914	33.1	19.1	20.8
Tipo 3	80.0	248	363	1100	36.8	23.6	25.6
Tipo 3	124.8	248	363	1595	49.9	36.8	40.0
Tipo 3	251.2	248	363	3048	99.9	74.1	80.5
Tipo 3	80.0	345	366	1066	36.2	1.6kg Hidrogeno	

### **3.4.2 Válvula del cilindro o de servicio**

Esta válvula está montada en el cilindro de almacenamiento y está en posición normalmente abierta, es llamada también válvula  $\frac{1}{4}$  de giro [12] o válvula bombona. Esta válvula es una llave manual, que requiere sólo de un  $\frac{1}{4}$  de vuelta para abrir o cerrar. El propósito de esta válvula es detener el flujo de gas a alta presión del cilindro en caso de un funcionamiento defectuoso del sistema o en caso de intervención en la instalación.

#### **Sistema de Seguridad**

La válvula consta de un sistema de seguridad, el cual se activa cuando hay un aumento de presión excesivo o cuando se presenta un aumento considerable en la temperatura. Para ello consta de un tapón fusible [28].



*Fig. 13. Válvula del cilindro [33]*

### **3.4.3 Válvula de carga de GNC**

Este elemento es la boca por donde se realiza el llenado del GNC al depósito.

Permite el reabastecimiento del GNC y puede posicionarse en el vano motor o bien en el exterior, en el guardabarros de la carrocería del vehículo. Tiene la función de cerrar el flujo de gas hacia el reductor mientras se realiza la carga de GNC [28, 29].



*Fig. 14. Válvula de carga de GNC [33]*

### **3.4.4 Sensores de metano**

#### **3.4.4.1 Manómetro**

Junto a la válvula de carga se instala el manómetro del circuito de gas a alta presión, se le debe posicionar de modo que su lectura sea absolutamente fácil y cómoda, fundamentalmente durante la operación de carga [28].

#### **3.4.4.2 Manómetro sensor**

Son dispositivos electrónicos que permiten detectar la cantidad de gas y transformarla en una señal eléctrica compatible con los conmutadores [28].



*Fig. 15. Manómetros de GNC [34]*

### 3.4.5 Sistema de corte de combustible

Debido a la presencia de GNC a presión dentro del sistema de combustible, se requiere el empleo de un sistema de corte que impida el paso del gas natural en situaciones tales como la parada del motor del vehículo o el accionamiento del circuito de gasolina en sistemas duales (GNC/ gasolina).

#### 3.4.5.1 Sistema de corte por neumático

Los sistemas de corte de combustible que operan por presión se basan en la presión de vacío generada en el sistema de admisión de un motor de combustión o en la presión positiva del aceite al circular por el motor. Este sistema tiene como ventaja la suspensión del suministro de combustible al reductor si el motor deja de funcionar, aún cuando se mantenga cerrado el circuito de encendido [27].

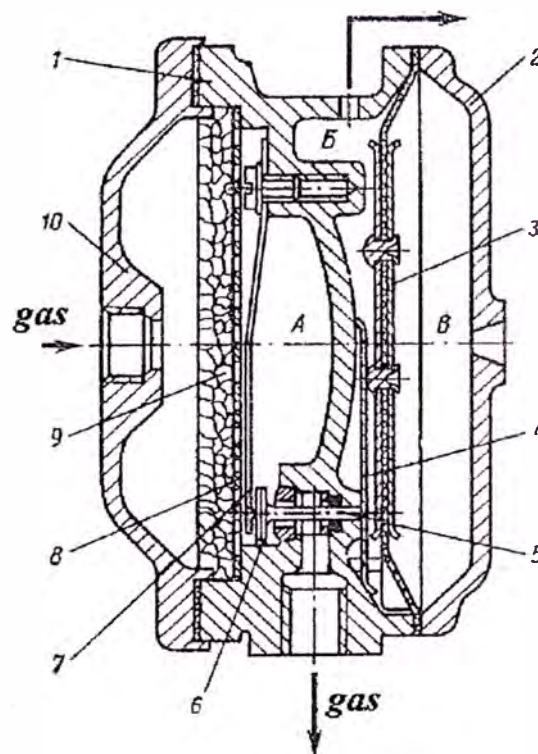
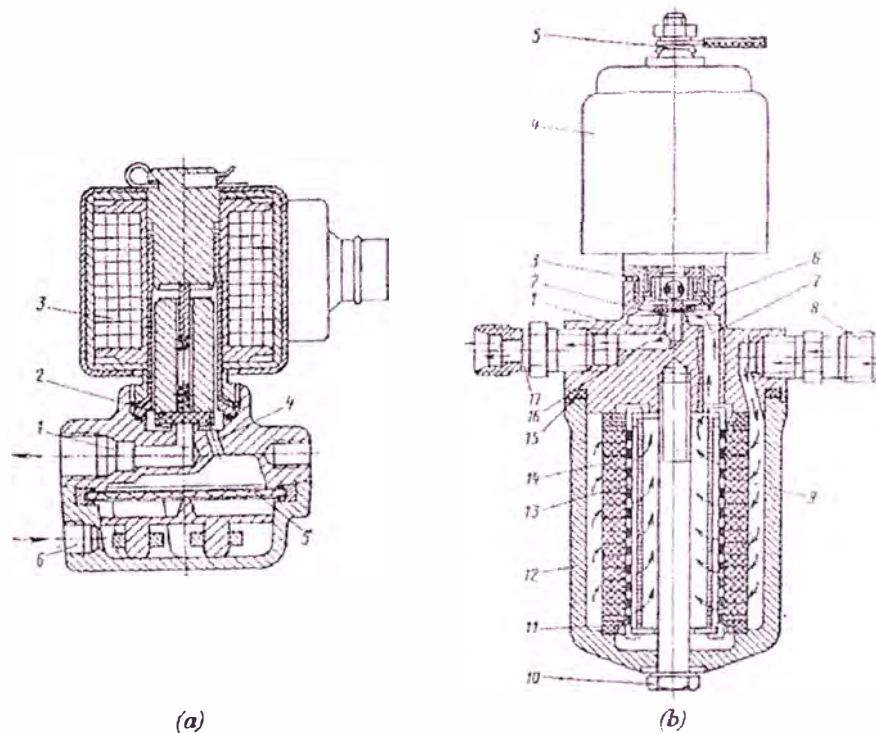


Fig. 16. Válvula de corte por vacío [23]

### 3.4.5.2 Sistemas eléctricos de corte

Se basan en una señal eléctrica a una válvula solenoide. En el caso del sistema dual de (GNC/ gasolina), se deben emplear dos válvulas, una para cortar el paso de GNC y una para cortar el paso de gasolina. El accionamiento de estas válvulas se coordina por intermedio de un conmutador ubicado en el tablero de instrumentos. El sistema debe garantizar que cuando se interrumpe el flujo de gas natural se activa el flujo de gasolina y viceversa. En la mayoría de los casos la válvula solenoide para el corte del GNC se ubica en el reductor de presión [27].



*Fig. 17. Electroválvulas [23]*

### 3.4.6 Reductor de GNC

Se encuentra ubicado entre la válvula de corte y el mezclador. Recibe el nombre de reductor porque reduce la presión del gas natural a través de etapas de reducción.

Sus principales funciones consisten en

- a) Recibir el GNC proveniente del depósito de almacenamiento a través de una válvula de alta presión
- b) Expandir el combustible rápidamente, reduciendo su presión.
- c) Suministrar el calor necesario para evitar el congelamiento del equipo.
- d) Entregar el gas natural al mezclador a una presión cercana a la atmosférica.

Los reductores de GNC están constituidos principalmente por los siguientes elementos.

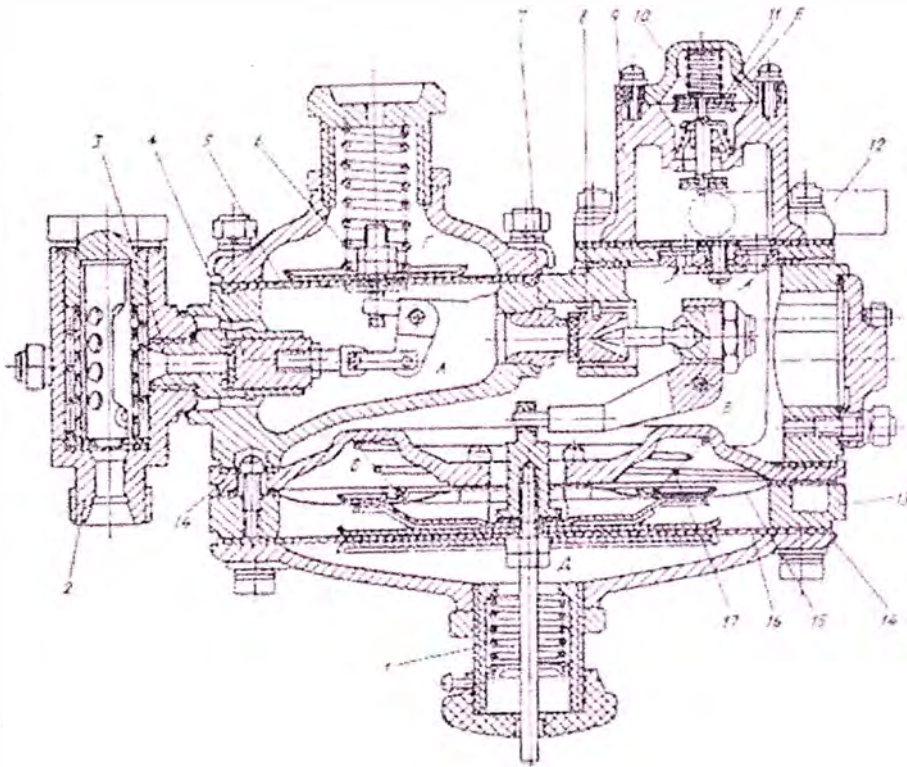
- Cámara de alta presión, la cual posee los mecanismos para realizar las demás etapas de reducción de presión y control de flujo.
- Cámara o cámaras de baja presión la(s) cual(es) posee(n) los mecanismos para realizar las etapas de reducción de presión y control de flujo.
- Intercambiador de calor para contrarrestar el efecto refrigerante (efecto Joule Thomson) causado por la expansión brusca del gas natural.



*Fig. 18. Reductor de GNC [29]*

**Tabla 11. Reductores de presión de 3 etapas – Características generales [23]**

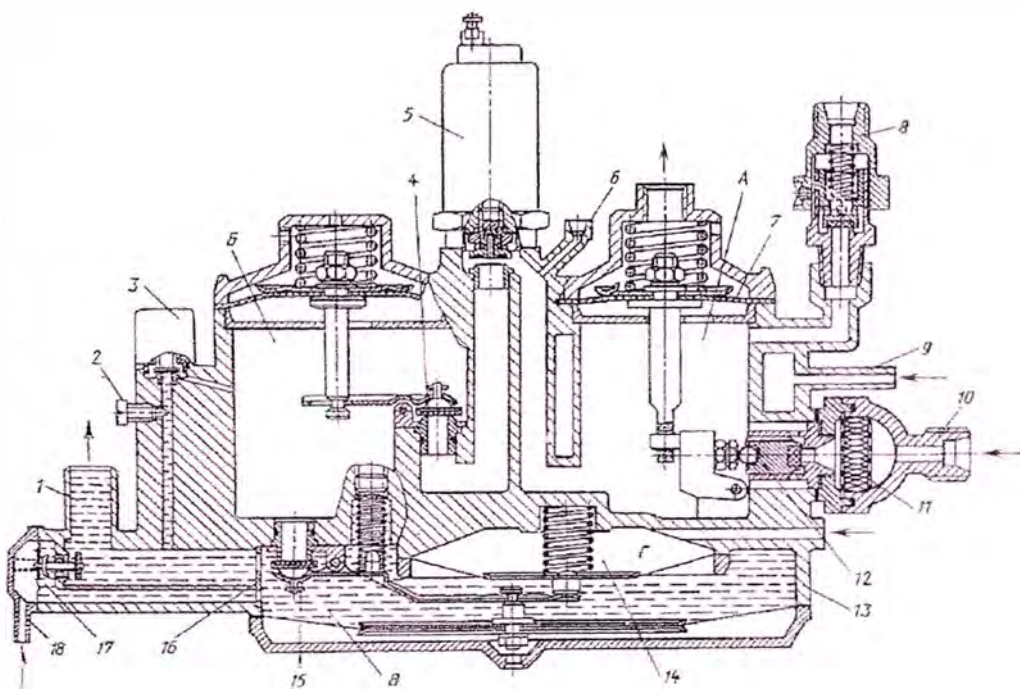
<b>Combustible</b>	<b>GNC</b>	<b>GLP</b>
Presión de trabajo en la entrada, MPa	20	0,07 ... 1,6
Flujo de combustible, m <sup>3</sup> /h	80	47
<b>Presión en la salida de la etapa del reductor, MPa</b>		
Primera	0,34 ± 0,05	0,25 ± 0,05
Segunda	0,2 ± 0,025	0,18 ± 0,02
Tercera	(80 ± 20) × 10 <sup>-3</sup>	
Presión a la cual se abre la válvula de seguridad, MPa	0,59 ± 0,02	
Presión a la cual trabaja el sistema de descarga, Pa	650 ± 50	
Presión de apertura de la válvula del economizador, kPa	10	
Temperatura del medio ambiente, no menor, °C	-45	-40
Masa, kg	5,2	

**Fig. 19. Reductor de presión de dos etapas (de baja presión) [23]**



### Funcionamiento del reductor de GNC de tres etapas

El gas ingresa al reductor a través de la válvula de la primera etapa, la cual es solidaria a un sistema de palanca con el diafragma de la primera etapa. Sobre este diafragma se encuentran uno o dos resortes que se encargan de regular la presión del gas hasta que se alcance la presión de trabajo de la primera etapa (aproximadamente 4 bar), si la presión se eleva demasiado el sistema de palancas cerrará la válvula de ingreso de gas. Por el contrario si la presión disminuye el sistema de palancas abrirá la válvula para que ingrese más gas. Luego, el gas pasa hacia la segunda etapa la cual está constituida de manera muy similar a la primera. Sobre el diafragma de la segunda etapa se encuentra un resorte que se encarga de regular la presión de trabajo (aproximadamente 2 bar). Finalmente, el gas pasa a la tercera etapa en donde la regulación de la presión se realiza como en las etapas anteriores. La presión en la tercera etapa es aproximadamente la presión atmosférica.



**Fig. 20.** Reductor de tres etapas de GNC del Instituto Ruso NAMI [23]

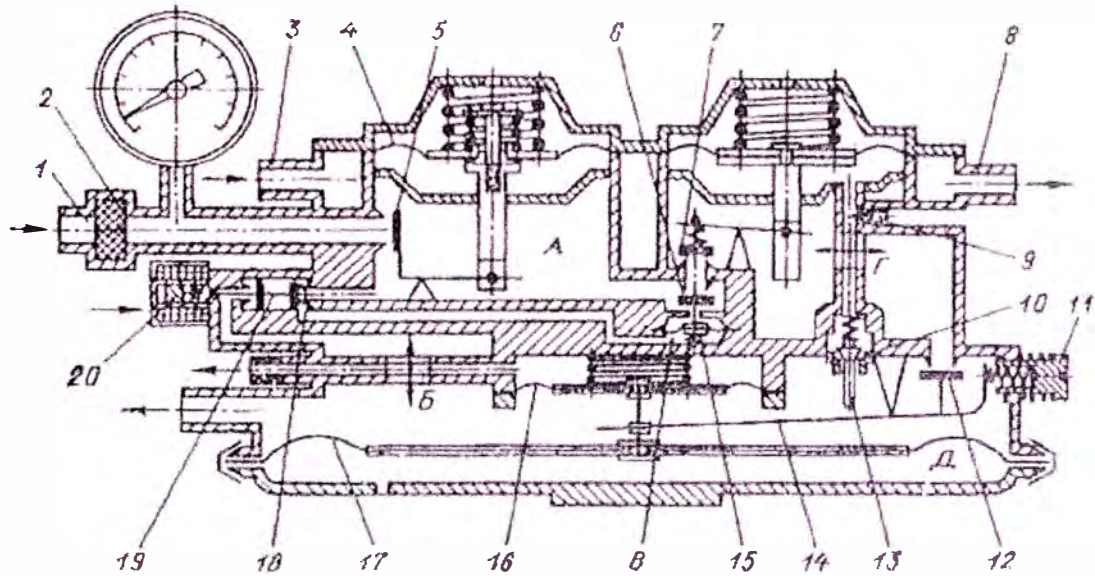


Fig. 21. Reductor-calentador de tres etapas de GNC de la firma "Tartarini" [23]

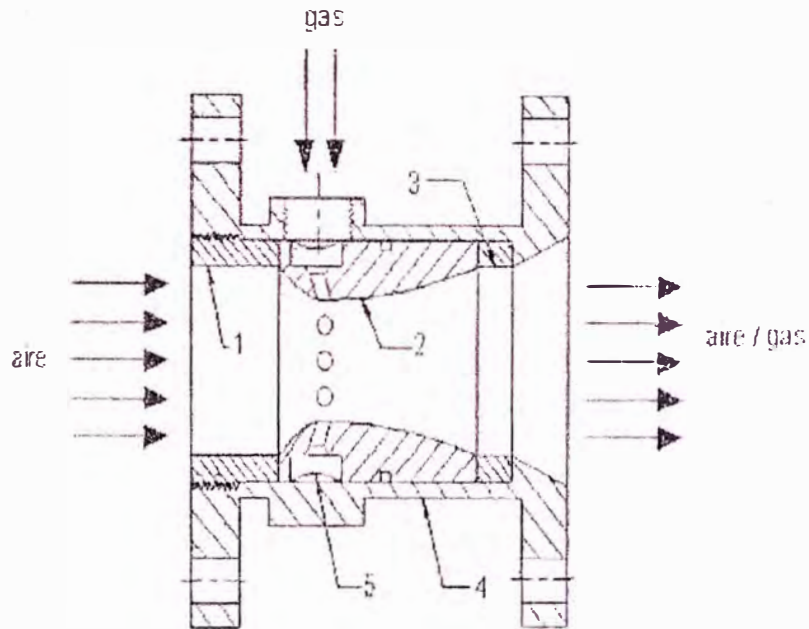
### 3.4.7 Mezclador

El mezclador succiona el gas proveniente del reductor, lo mezcla con aire en las proporciones adecuadas y suministra la mezcla en la cantidad requerida para el normal funcionamiento del motor [27].

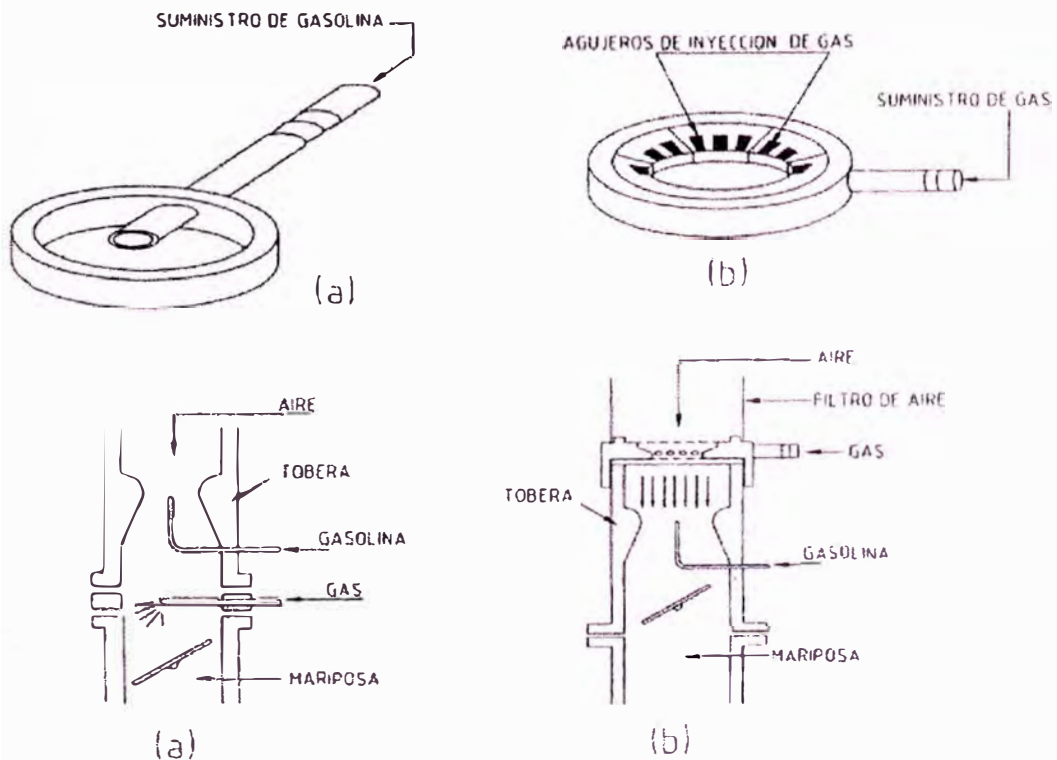
Esta es una pieza específica para cada modelo de vehículo pues sus medidas dependen de: los elementos donde va fijada, el flujo de gas (cantidad y tamaño de los orificios), el tamaño y la potencia del motor.

Para los motores que funcionan con el sistema dual GNC/ gasolina, se emplean mezcladores que se instalan junto (en serie) con el carburador, lo que provoca una cierta pérdida de potencia cuando el motor funciona con gas.

Los motores de elevada relación de compresión destinados a funcionar sólo con gas emplean un mezclador especial, en donde el carburador se elimina [22].



**Fig. 22.** Esquema del mezclador de gas. 1. Centrador, 2. Tobera, (venturi), 3. Separador, 4. Carcasa, 5. Anillo de alimentación de gas



**Fig. 23.** Dispositivos utilizados para introducir gas a un motor

### Ecuaciones básicas para mezcladores [35]

El coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) se define como:

$$\alpha = \frac{G_a}{(l_0 \cdot G_g)}$$

Donde:  $G_a$  y  $G_g$  son los flujos másicos de aire y combustible, respectivamente,  $l_0$  es la relación estequiométrica aire-gas.

Luego, tomando en cuenta la conocida fórmula de flujo a través de agujeros se obtiene:

$$\alpha = \frac{1}{l_0} \cdot \frac{A_{gar} \cdot C_{d,gar}}{A_{ag} \cdot C_{d,ag}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_g}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_d}{\Delta P_d + \Delta P_g}}$$

Donde:  $A_{gar}$  y  $A_{ag}$  son las áreas en la garganta del difusor y de los agujeros (sumatoria) para el paso del gas, respectivamente;  $C_{d,gar}$  y  $C_{d,ag}$  son los coeficientes de descarga de las áreas señaladas;  $\rho_0$  y  $\rho_g$  son las densidades del aire y del combustible.  $\Delta P_d$  y  $\Delta P_g$  son la depresión en la garganta del venturi del mezclador y la presión manométrica del gas respectivamente.

Asumiendo que las condiciones de temperatura para el gas y para el aire son iguales (temperatura atmosférica  $T_0$ ), entonces, a partir de la ecuación de estado de los gases ideales se tiene:

$$\frac{\rho_0}{\rho_g} = \frac{\bar{M}_0 \cdot P_0}{\bar{M}_g \cdot P_g}$$

Donde:  $\bar{M}_0$ , y  $\bar{M}_g$ ,  $P_0$ ,  $P_g$  son las masas moleculares y las presiones absolutas del aire y del combustible, respectivamente.

A partir de estas ecuaciones, se puede obtener el área total de los agujeros para el suministro de gas al motor:

$$A_{ag} = \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot \frac{A_{gar} \cdot C_{d,gar}}{C_{d,ag}} \cdot \sqrt{\frac{M_0}{M_g}} \cdot \sqrt{\frac{P_0}{P_0 + \Delta P_g}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_d}{\Delta P_d + \Delta P_g}}$$

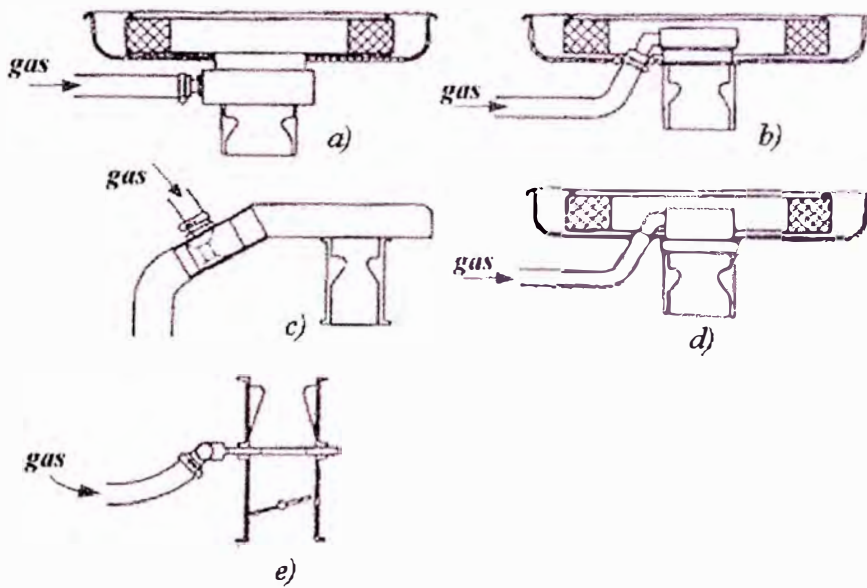


Fig. 24. Diferentes ubicaciones para el mezclador de gas [23]

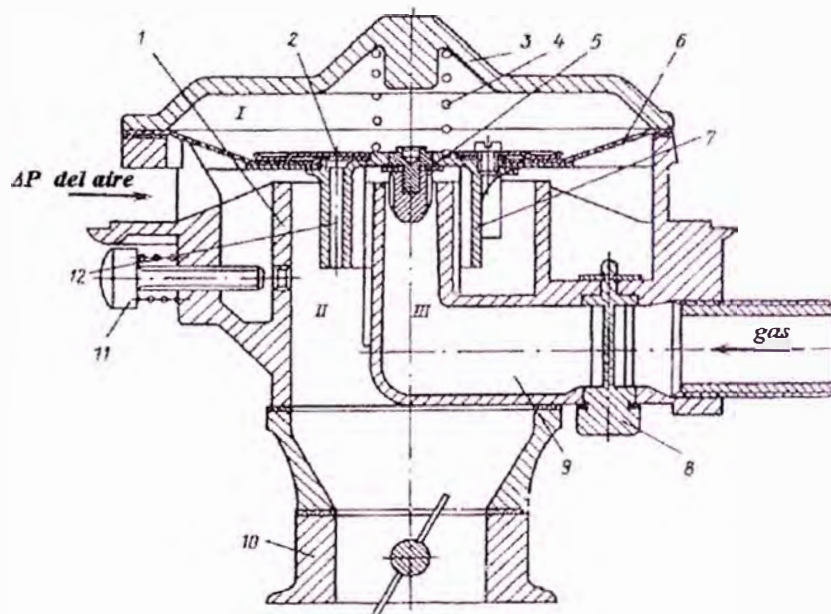


Fig. 25. Mezclador IMPCO [23]

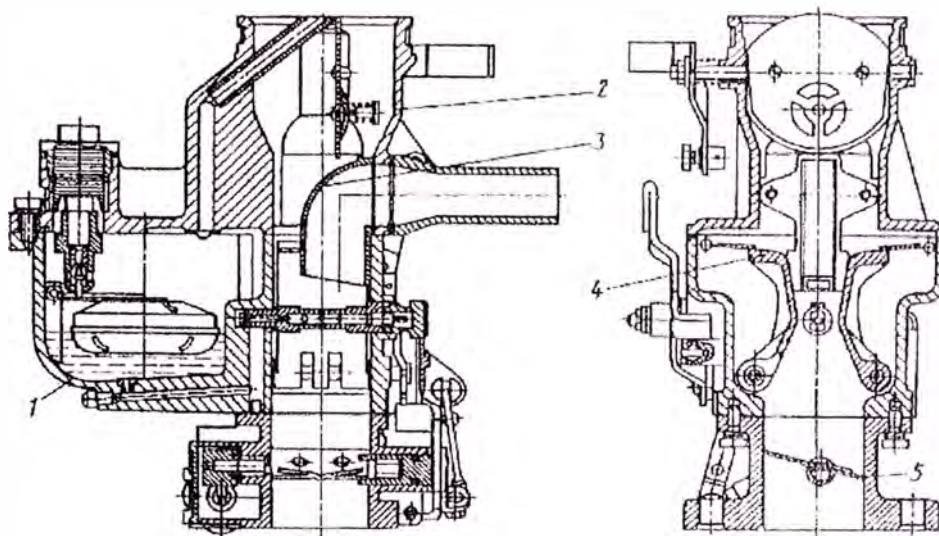


Fig. 26. Mezcladores[23]

### 3.4.8 Líneas de conducción del combustible

#### 3.4.8.1 Circuito de alta presión

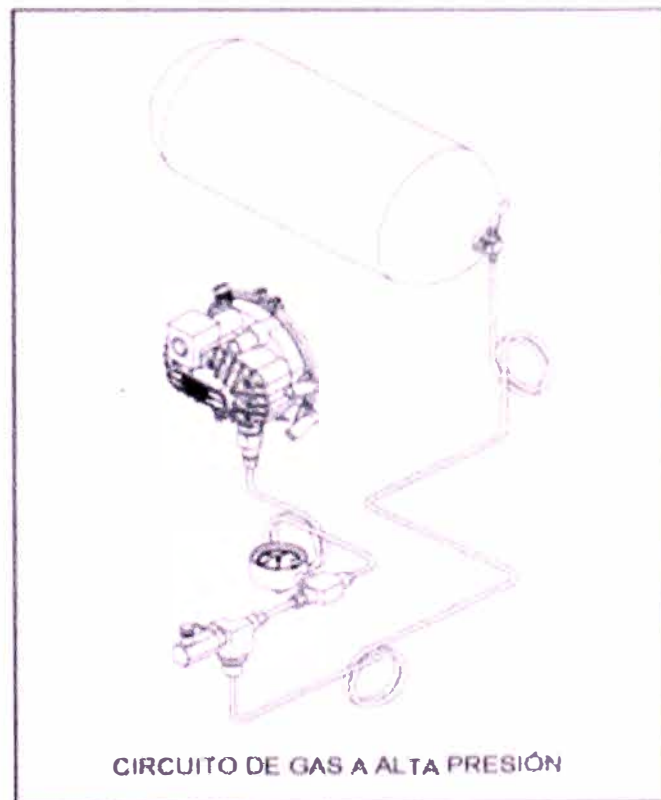
El circuito de gas a alta presión va desde la válvula de carga hasta el reductor por un lado, y por el otro va desde el cilindro de almacenamiento hasta la válvula de carga.

La línea de alta presión pasa por elementos intermedios, como son los manómetros y la válvula del tanque. Esta línea está conformada por una tubería de acero inoxidable sin costura [36] , siendo los nipples y las conexiones de acero zincado [28]. La presión de trabajo es de 200-210 bar. (No deben ser usadas tuberías de aluminio o cobre entre el cilindro de GNC y la primera etapa del reductor de presión[12])

La tubería de gas natural debe ser fabricada y probada de acuerdo con la norma ANSI/ASME B31.3, *Tubería para plantas químicas y refinerías de petróleo*. [12]

Las conexiones en el circuito deben estar de acuerdo a ANSI/AGA NGV1 -1994 – ‘*Compressed Natural Gas Vehicle Fueling Connection Devices*’[11].

El recorrido de la tubería va por debajo de la carrocería, y debe estar ubicada de modo que quede protegida de posibles impactos por irregularidades del camino u objetos sueltos levantados por el vehículo en movimiento. La distancia mínima del circuito de gas al suelo con el vehículo en condiciones de carga máxima es de 175mm. Además, la tubería debe poseer rulos amortiguadores de la vibración y el movimiento, y su posición debe ser lo más cercana posible a los extremos de la conexión[28].

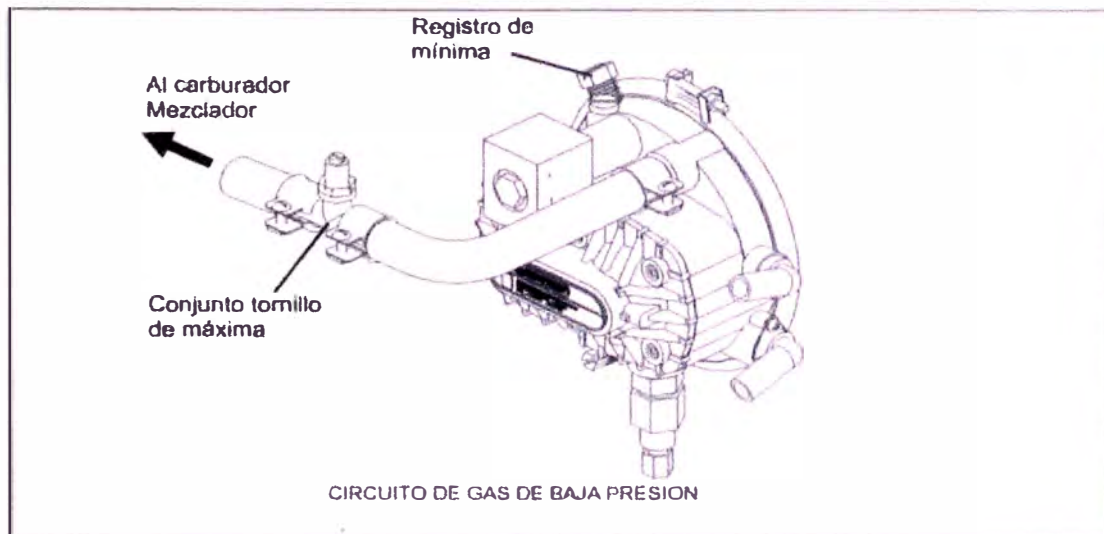


*Fig. 27. Circuito de alta presión[28]*

#### **3.4.8.2 Circuito de baja presión**

Este circuito va desde el reductor hasta el mezclador. Está constituida por una manguera de goma. Esta manguera es ignífuga y está protegida por malla de acero [28]. En todos los extremos llevan unas abrazaderas especiales, tal como se muestra en la figura 28. En el recorrido se intercala un regulador de caudal (válvula de

máxima). Como su nombre lo indica, este regulador tiene como función limitar el caudal de combustible para lograr una adecuada mezcla aire /combustible. Según las entradas del carburador, este regulador de caudal puede tener una o dos salidas, por lo que a partir del mismo, el circuito puede continuar con una o dos mangueras hasta el carburador[28].



*Fig. 28. Circuito de baja presión[28]*

### **3.4.9 Conmutador**

Consiste en un interruptor eléctrico que se instala en el tablero de instrumentos del vehículo, su finalidad es comandar las válvulas electromagnéticas de acuerdo al combustible seleccionado (gasolina o gas natural). El conmutador actúa sobre la electroválvula dejando pasar o no gasolina desde la bomba al carburador. La posición que corta el paso de gasolina, no habilita inmediatamente el paso de GNC. Recién cuando se agota la gasolina en la cuba del carburador y el vehículo comienza a fallar dando muestra evidente de falta de combustible, se pasa a la posición de GNC.



El cambio de uno a otro circuito de combustible, se hace sin tener que parar el vehículo. Además, este conmutador indica mediante unos “leds” qué carburante se está utilizando y la cantidad de gas en el depósito de GNC [23, 26].



Fig. 29. Conmutador [37]

### 3.4.10 Esquema del circuito eléctrico

En el siguiente esquema se muestran las conexiones eléctricas para un vehículo a carburador.

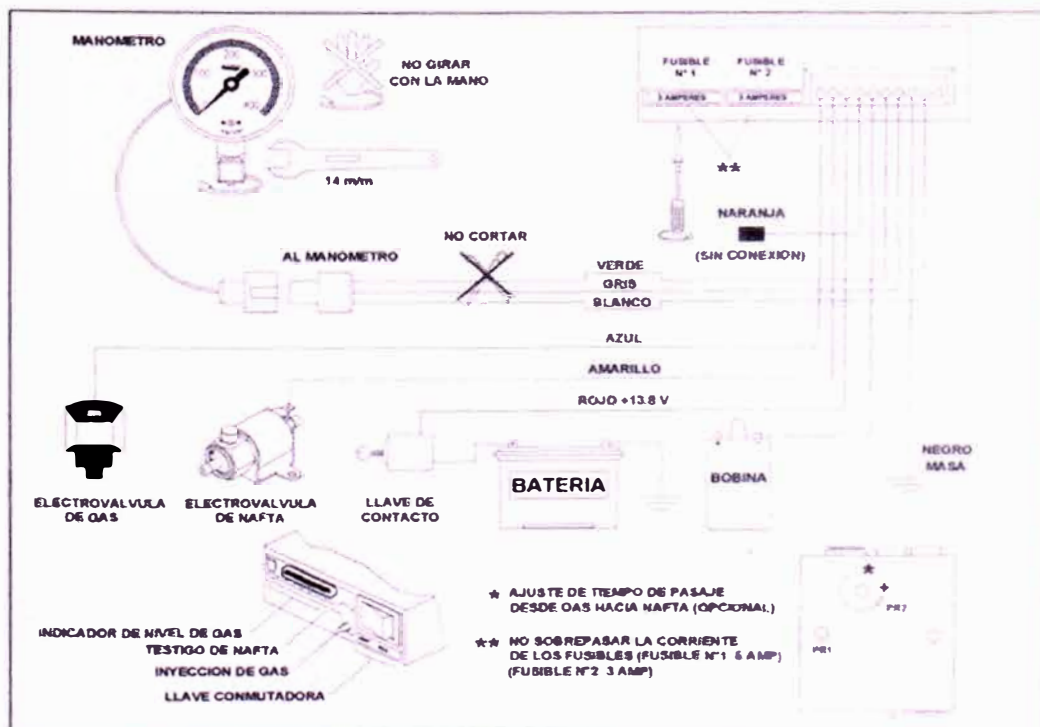


Fig. 30. Esquema eléctrico – Vehículo a carburador [28]

### **3.4.11 Variador electrónico de avance del encendido**

Es un dispositivo electrónico que tiene la función de variar el avance del encendido, dependiendo del tipo de combustible que se use. Es necesario adelantar el encendido debido a que en el caso del gas natural, la velocidad de propagación del frente de llama, es más lenta que en el caso de la gasolina [16].

Mientras que los vehículos, funcionando a gasolina tienen un avance promedio de  $12^\circ$ , estos mismos vehículos funcionando a GNC deben tener un avance de  $22^\circ$  para un correcto funcionamiento. Esto se logra intercalando el variador electrónico entre el encendido electrónico del vehículo y la bobina [28].

### **3.4.12 Equipo para la conversión de vehículos con inyección electrónica de gasolina**

#### **3.4.12.1 Central electrónica**

La central electrónica, es la unidad central de control lógico que controla todos los parámetros a fin de garantizar un funcionamiento correcto del sistema [28]. Consiste en un dispositivo de circuitos lógicos con memoria permanente que le permite reaccionar a los cambios de operación del motor [27].

#### **3.4.12.2 Cableados simuladores para los inyectores**

Son elementos electrónicos que emulan el funcionamiento del sistema de inyección de gasolina, aún cuando realmente no esté en operación, pues se está usando gas natural. Por lo tanto, las señales que se reciben del sistema de inyección en el tablero de instrumentos no indicarán error por el no uso.

### 3.4.12.3 Dosificador

Está constituido por dos motores paso a paso que de modo secuencial controlan el flujo de gas para mínimas/ bajas potencias y medias/ alta potencias, respectivamente.

En el dosificador también puede estar presente la electro válvula de corte del gas.



*Fig. 31. Dosificador de GNC [37]*

### 3.4.12.4 Distribuidor

Distribuye el gas a cada uno de los cilindros según la depresión creada en los conductos por efecto de la apertura de las válvulas de aspiración. Este mantiene una presión en la entrada que es ligeramente superior a la atmosférica y una presión en la salida próxima a la de los colectores [29].



*Fig. 32. Distribuidor de GNC [37]*

### **3.4.13 Equipo para vehículos con inyección catalizada**

#### **3.4.13.1 Convertidores catalíticos**

Los convertidores catalíticos ayudan en la reducción de emisiones del sistema de escape. Los convertidores catalíticos utilizan varias capas de metales nobles, adheridos a distintos extractos de cerámica o metal para “convertir” monóxido de carbono, hidrocarburos y óxidos de nitrógeno en gases inofensivos como el bióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) y vapor de agua ( $\text{H}_2\text{O}$ ). Cuando se utilizan simultáneamente los controladores electrónicos y convertidores catalíticos, se forma un equipo inquebrantable contra las emisiones contaminantes [2].

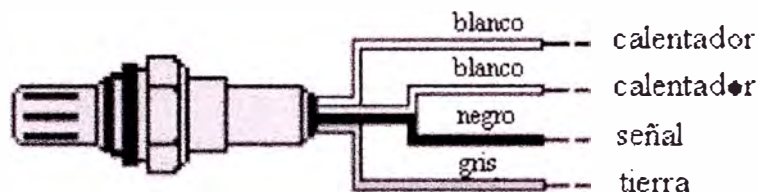
#### **3.4.13.2 Sensor de oxígeno o sonda lambda**

Está basado en el principio de funcionamiento de una célula galvánica de concentración de oxígeno con un electrolito sólido. El electrolito sólido está formado por un compuesto cerámico de dióxido de zirconio estabilizado con óxido de itrio, dicha estructura es impenetrable por los gases, la capa cerámica está cerrada por un extremo y por el otro está en contacto con la atmósfera (aire exterior).

El cuerpo cerámico es permeable a los iones de  $\text{O}_2$  a partir de aproximadamente  $350^\circ\text{C}$ , con temperaturas de trabajo de  $600^\circ\text{C}$ , ésta es la razón por la cual las sondas lambda están siendo provistas de sistemas calentadores (resistencias eléctricas) para que la sonda entre en funcionamiento (envíe señal a la central electrónica) cuando el motor aun no ha alcanzado su temperatura normal de funcionamiento

El contenido de  $\text{O}_2$  en los gases de escape, en relación con el aire de referencia, producen una tensión eléctrica entre ambas superficies. Esta tensión puede ser, con una mezcla rica ( $\lambda < 1$ ) de 800 a 1000 mV con una mezcla pobre ( $\lambda > 1$ ), la tensión

estaría en valores de 100 mV. El margen de transición entre mezcla rica y pobre, está entre 450 y 500 mV [38].



*Fig. 33. Sonda Lambda con los colores de los cables y su función [39]*

### 3.4.13.3 Dispositivo anticontaminante y sonda lambda

Este dispositivo consiste en un motor paso a paso que habilita o no el paso de gas hacia el mezclador. Este motor paso a paso está comandado por un módulo, que a su vez recibe la señal de la sonda lambda ascendente (la que se encuentra antes del catalizador), que indica la presencia de oxígeno en los gases de escape.

Si se halla presente oxígeno en los gases de escape, es señal de una mezcla pobre, entonces, el módulo ordena al motor paso a paso permitir el ingreso de mayor cantidad de gas hacia el mezclador. Si, por el contrario, la sonda lambda detecta baja presencia de oxígeno indica por intermedio del módulo que la mezcla está rica y por ende ordena al motor paso a paso que cierre el pasaje de gas hacia el mezclador [26].

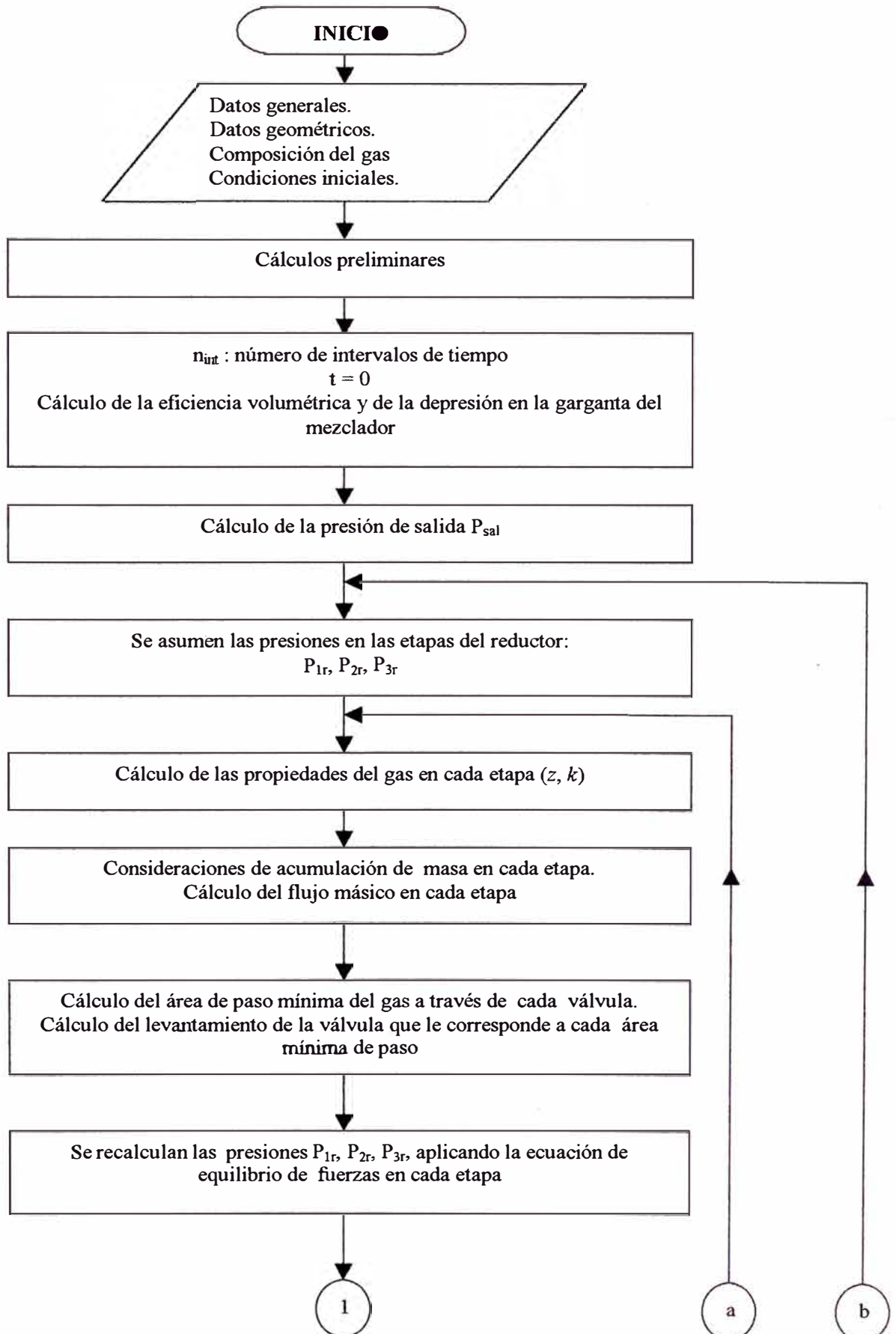
## **ESTUDIO TEÓRICO DE LOS PROCESOS GASODINÁMICOS EN UN SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE GNC**

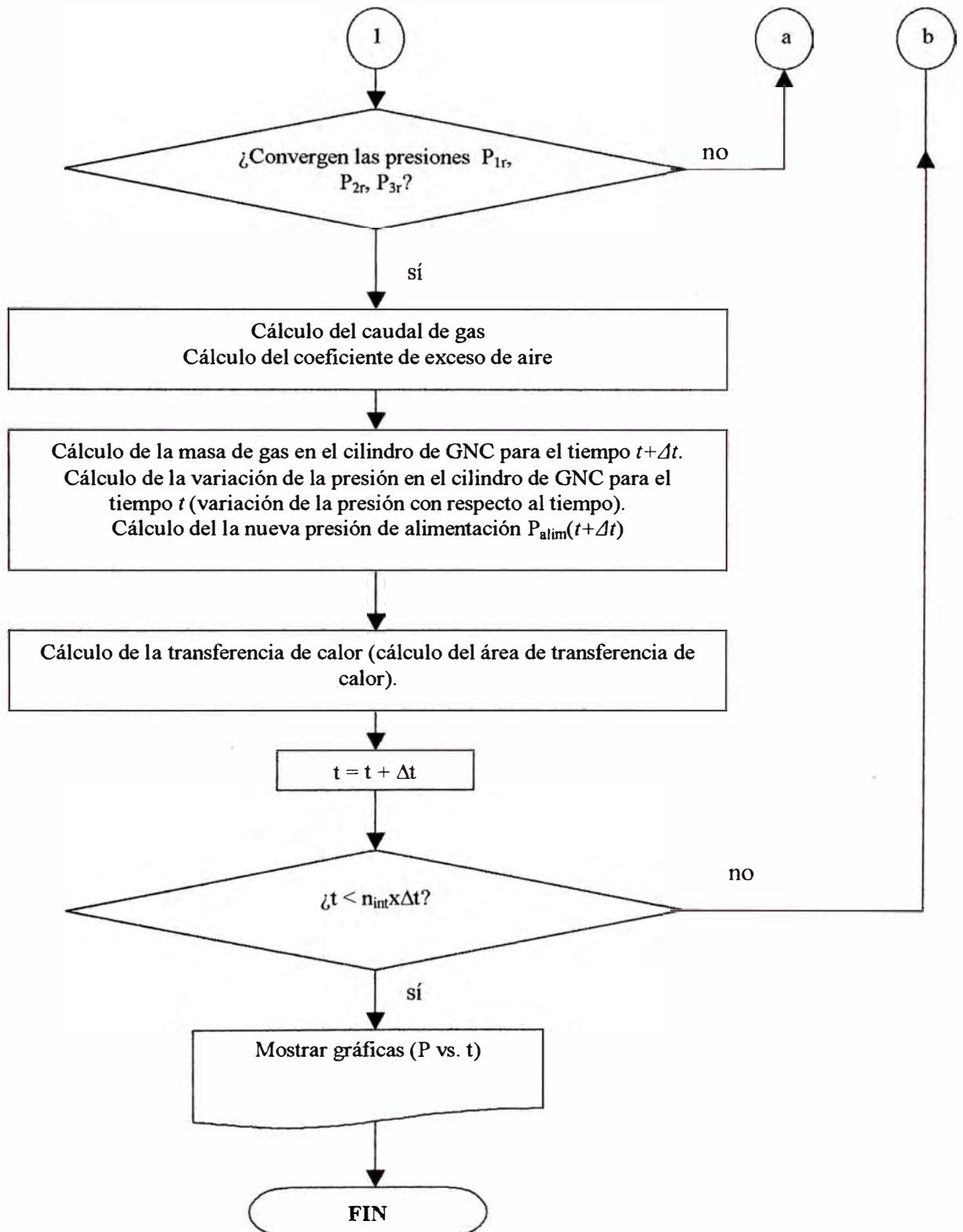
### **4.1 Fundamentación del modelo matemático**

Como se observó en el capítulo anterior, el sistema de alimentación de GNC en un motor automotriz E.CH. está compuesto por varios componentes. Sin embargo, uno de los componentes que tiene gran importancia debido a su imprescindible función, es el reductor de presión de GNC, además puede notarse que este componente siempre está presente, tanto en vehículos con carburador como en vehículos con inyección electrónica, de ahí que este elemento sea considerado como el corazón del sistema de alimentación en vehículos a gas. Es por esta razón que el análisis y el estudio de los procesos gasodinámicos se centrará en este componente.

A continuación se presentarán la ecuaciones y fundamentos teóricos para el reductor de presión de GNC, los cuales servirán de base para la realización del modelo matemático y para la elaboración del programa de simulación numérica de este componente que nos permite el estudio de los procesos gasodinámicos que se produzcan en él.

## ESQUEMA SIMPLIFICADO DEL DIAGRAMA DE FLUJO DE LOS CÁLCULOS DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN NUMERICA







## RESUMEN DEL ALGORITMO DEL CÁLCULO

### 1. Cálculos preliminares

Estos cálculos se realizan en función de la geometría de los elementos del reductor de presión, la composición del gas, las condiciones de operación del motor, etc. Entre estos cálculos se tiene:

1. Cálculo de las áreas de los agujeros ( $A_{ai}$ ).
2. Cálculo de las áreas de los diafragmas ( $A_{mi}$ ).
3. Cálculo de las constantes de rigidez de los resortes ( $k_{vi}$ ).
4. Cálculo de la carga inicial (tensión o compresión inicial) de los resortes ( $Q_{vi}$ ).
5. Cálculo de la masa molar aparente de la mezcla de gases ( $M_m$ ).
6. Cálculo de la constante del gas ( $R$ ).
8. Cálculo de la relación estequiométrica en volumen ( $L_0$ ).

### 2. Cálculo de la eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ )

El cálculo de la eficiencia volumétrica  $\eta_v$  se realiza en función de la velocidad de rotación del motor  $n$  (*rpm*), y del ángulo de apertura de la mariposa  $\psi$ .

Una vez que se ha calculado la eficiencia volumétrica  $\eta_v$  se procede a calcular el caudal de la mezcla de gases  $V_{cm}$  que necesita el motor para dicho régimen de funcionamiento.

### 3. Cálculo de la presión a la salida del reductor de GNC ( $P_{sal}$ )

Después que se ha calculado el caudal de la mezcla de gases  $V_{cm}$  en el paso anterior, se calcula la velocidad de la mezcla en la garganta del difusor del mezclador  $V_{gar}$ ,

luego, aplicando la ecuación de Bernoulli, se calcula la depresión en la garganta del difusor del mezclador  $\Delta P_d$  y finalmente se obtiene la presión a la salida del reductor de presión:

$$P_{sal} = P_0 - \Delta P_d$$

Siendo  $P_0$  la presión atmosférica.

#### **4. Cálculo de las propiedades del gas en cada etapa**

Las propiedades que se calculan para cada etapa son: el factor de compresibilidad  $z$  y la relación de calores específicos o exponente adiabático  $k$ .

Para el cálculo del coeficiente de compresibilidad se realizó una subrutina de cálculo llamada **Compresibilidad\_z**, la cual está basada en la teoría de los estados correspondientes y en la ecuación de estado de Redlich Kwong.

Para el cálculo de la relación de calores específicos  $k$  se distinguen 2 casos, el primero en el cilindro de GNC, en donde la presión del gas es elevada, y el segundo, en las etapas del reductor de GNC, donde la presión es relativamente menor.

Para el cálculo de  $k$  se elaboró otra subrutina llamada **programak**, la cual se encarga de calcular  $k$  según sea el caso.

#### **5. Consideraciones de acumulación de masa en cada etapa**

Una vez asumidos los valores de  $P_{1r}$ ,  $P_{2r}$  y  $P_{3r}$ , se puede calcular la variación de masa en cada etapa:  $\left(\frac{dm_1}{dt}\right)$ ,  $\left(\frac{dm_2}{dt}\right)$  y  $\left(\frac{dm_3}{dt}\right)$ , en función de las condiciones iniciales:  $P_{1r\_ini}$ ,  $P_{2r\_ini}$  y  $P_{3r\_ini}$ , o de los valores de presión para un instante anterior  $(t - \Delta t)$ .

## 6. Cálculo del flujo másico en cada etapa

Una vez calculada la variación de masa en cada etapa se procede a calcular el flujo másico en cada etapa:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \left( \frac{dm_3}{dt} \right)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \left( \frac{dm_2}{dt} \right)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \left( \frac{dm_1}{dt} \right)$$

*Observación:* Los efectos de la acumulación de masa solo son apreciables en el estado transitorio, en el estado estable (régimen estacionario) los valores calculados de  $\left( \frac{dm}{dt} \right)$  son muy pequeños (casi despreciables), por lo que se puede decir que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

## 7. Cálculo del área de paso del gas a través de las válvulas del reductor (áreas mínimas) ( $A_r$ )

El cálculo de las áreas mínimas se realiza en función de el flujo másico en cada etapa, para lo cual se hace uso de las ecuaciones de flujo másico supercrítico o subcrítico, según sea el caso. Se considera que el área de paso mínima variará de acuerdo al flujo que esté pasando a través de la válvula.

### **8. Cálculo del levantamiento de la válvula que le corresponde a cada área mínima ( $h_v$ )**

La relación entre el levantamiento de la válvula  $h_v$  y el área mínima de paso del gas  $A_r$  se obtiene de las relaciones geométricas en el reductor de presión. Para el cálculo del levantamiento de la válvula que le corresponde a cada área se elaboraron las subrutinas **area11**, y **area222** para la primera y segunda etapa, respectivamente.

### **9. Cálculo de las presiones $P_{1r}$ , $P_{2r}$ , $P_{3r}$ aplicando la ecuación de equilibrio de fuerzas en cada etapa.**

La ecuación de equilibrio de fuerzas está en función del levantamiento de la válvula  $h_v$ , las constantes de rigidez de los resortes, las áreas de los diafragmas, las áreas de los agujeros de las válvulas, la presión en la etapa posterior y de algunos coeficientes que tratan de reflejar mejor los efectos sobre los elementos móviles de la válvula.

### **10. Cálculo del coeficiente de exceso de aire ( $\alpha_e$ )**

Después que se han recalculado las presiones y éstas han convergido, se procede a calcular el caudal de gas ( $V_g$ ) en función del flujo másico que sale del reductor de GNC ( $\dot{m}_4$ ), finalmente se calcula el coeficiente de exceso de aire ( $\alpha_e$ ) en función de

$$\dot{V}_g, \dot{V}_{cm} \text{ y } L_0.$$

### **11. Se calcula la masa de gas en el cilindro de GNC para el tiempo $t + \Delta t$**

Para el tiempo  $t = 0$ , la masa se calcula en función de la ecuación de estado para gases reales. Si  $t \neq 0$ , entonces:

$$m(t + \Delta t) = m(t) - \dot{m}(t) \cdot \Delta t$$

## **12. Cálculo de la variación de la presión en el cilindro de GNC para el tiempo t**

**(variación de la presión con respecto al tiempo).**  $\left(\frac{dP}{dt}\right)$

Se obtiene derivando la ecuación de estado de los gases reales.

## **13. Cálculo de la nueva presión de alimentación**

Para el tiempo  $t = 0$  se consideró  $P_{alim}(0) = 200 \times 10^5$  Pa. Para un tiempo  $t \neq 0$  se tiene:

$$P_{alim}(t + \Delta t) = P_{alim}(t) - \frac{dP}{dt}(t) \cdot \Delta t$$

## **14. Cálculo de la transferencia de calor**

Para el cálculo de la transferencia de calor se elaboró una subrutina **transferencia\_de\_Calor**, la cual se encarga del cálculo de los coeficientes peliculares convectivos de transferencia de calor, el coeficiente global y el área de transferencia de calor.

Esta subrutina, tiene a su vez otras subrutinas como son: **Caida T** y **propiedades\_gn2**.

La subrutina **Caida\_T**, tiene como finalidad calcular la temperatura al final de la expansión del gas en la primera etapa del reductor de presión, y lo hace en función de la temperatura y presión en el cilindro ( $T_{alim}$ ,  $P_{alim}$ ) y la presión en la primera etapa ( $P_{1r}$ ), por otro lado la subrutina **propiedades\_gn2** tiene la finalidad de interpolar propiedades, tales como la conductividad térmica, viscosidad cinemática, calores específicos, etc, las cuales son necesarias para los cálculos de transferencia de calor.

Además calcula las propiedades para la mezcla de gases, en función de las propiedades de cada componente y de la composición del gas.

*Observación:* Los datos de las propiedades fueron tomados de la página de <http://webbook.nist.gov> (*National Institute of Standards and Technology*).

### **15. Se actualiza el contador tiempo**

Se le suma un intervalo de tiempo al contador  $t$ . ( $t = t + \Delta t$ ), y se repiten los pasos a partir del paso 2, mientras el contador tiempo sea menor a un número preestablecido de intervalos de tiempo ( $t < n_{int} \cdot \Delta t$ ).

### **16. Visualización de resultados y fin del algoritmo.**

Se visualizan las gráficas de la presión en cada etapa del reductor de presión y su variación con respecto al tiempo.

#### 4.1.1 Cálculo del reductor de GNC

##### 4.1.1.1 Cálculo del área de los agujeros de las válvulas

El área de los agujeros de las válvulas se calcula en función del diámetro de los agujeros.

$$A_{a1} = \frac{\pi \cdot D_{a1}^2}{4} \quad (4.1a)$$

$$A_{a2} = \frac{\pi \cdot D_{a2}^2}{4} \quad (4.1b)$$

donde:  $A_{a1}$ , y  $A_{a2}$  son las áreas de los agujeros de las válvulas, y  $D_{a1}$  y  $D_{a2}$  son los diámetros de los agujeros para las válvulas de la primera y de la segunda etapa, respectivamente.

Observación 1: Se denota como  $A_{ai}$  al área del agujero de la válvula  $i$ , y  $A_{ri}$  al área de paso del gas a través de la válvula  $i$ . Para el reductor de presión estudiado, en la 3<sup>ra</sup> etapa y en la descarga, el área de paso del gas coincide con el área del agujero, debido a que en la descarga no existe elemento obstructor (obturador de válvula), y en la 3<sup>ra</sup> etapa, la geometría de la válvula (válvula plana), permite aplicar la metodología de cálculo del texto 'Automóviles a gas' [23], la cual considera al área de paso del gas constante e igual al área del agujero.

$$A_{r3} = A_{a3} = \frac{\pi \cdot D_{a3}^2}{4} \quad (4.1c)$$

$$A_{r4} = A_{a4} = \frac{\pi \cdot D_{a4}^2}{4} \quad (4.1d)$$

donde:  $A_{r3}$  y  $A_{r4}$  son las áreas de paso del gas a través de la válvula de la 3<sup>ra</sup> etapa y en la salida respectivamente, y  $D_{a3}$  y  $D_{a4}$  son los diámetros de los agujeros de la válvula de la 3<sup>ra</sup> etapa y de la salida, respectivamente.

Observación 2: Para la ecuación de equilibrio de fuerzas sobre los elementos móviles de las válvulas, se usan las áreas de los agujeros y no las áreas de paso del gas, debido a que la fuerza que ejerce la presión del gas sobre la válvula lo hace sobre el área proyectada (área proyectada = área del agujero)

#### 4.1.1.2 Cálculo de la constante de rigidez de los resortes

La relación fuerza deformación para resortes se puede obtener utilizando el teorema de Castigliano  $\left(y = \frac{\partial U}{\partial F}\right)$  [40]. Luego, calculando la energía total de deformación para el resorte helicoidal  $U$ , derivando con respecto a la fuerza  $F$  y ordenando se obtiene la constante o módulo de rigidez del resorte ( $k_v = F/y$ ):

$$k_v = \frac{d_a^4 \cdot G}{8 \cdot D_m^3 \cdot N_a} \quad [\text{N/m}] \quad (4.2)$$

donde:

- $k_v$  constante de rigidez del resorte.
- $d_a$  diámetro del alambre del resorte helicoidal.
- $G$  Módulo de corte
- $D_m$  diámetro medio del resorte helicoidal.
- $N_a$  Número de espiras activas.

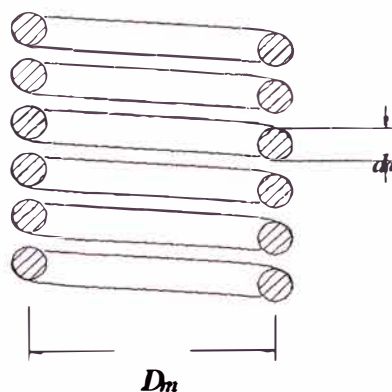


Fig. 34. Esquema de un resorte helicoidal



#### **4.1.1.3 Cálculo de la carga inicial de los resortes**

Para el cálculo de la carga inicial de los resortes ( $Q_v$ ), primero se debe calcular la compresión inicial del resorte ( $X_{ini}$ )

##### Cálculo de la compresión inicial ( $X_{ini}$ )

$$X_{ini} = l_{natural} - l_{final} \quad [\text{m}] \quad (4.3)$$

donde:

$l_{natural}$  es la longitud natural del resorte sin deformar.

$l_{final}$  es la longitud final del resorte cuando se encuentra montado en el reductor de presión de GNC.

##### Cálculo de la carga inicial de los resortes ( $Q_v$ )

$$Q_v = k_v \cdot X_{ini} \quad [\text{N}] \quad (4.4)$$

#### **4.1.1.4 Cálculo del área efectiva de los diafragmas**

##### Elementos elásticos sensibles – Diafragmas

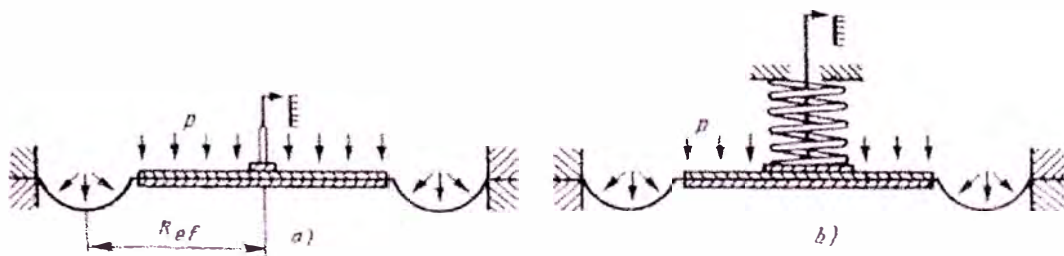
Estos elementos son los que más se usan en los aparatos medidores de presión y en los manómetros diferenciales [41]. Entre los principales tipos de elementos elásticos sensibles se tienen:

- Membranas planas
- Membranas convexas
- Membranas onduladas y cajas de membranas
- Membranas no metálicas

### Membranas no metálicas

Las membranas no metálicas (aflojadas), así como las membranas metálicas, son muy usadas en los manómetros de carga y tiro así como en los manómetros diferenciales destinados a medir pequeñas presiones y diferencias de presiones, éstas son fabricadas de tejido especial (caprón, seda) cubierto de goma antilicuable y petróleorresistente o de plástico.

Las membranas no metálicas como regla se dotan de un núcleo rígido cuyo diámetro suele constituir 0,8 del diámetro de trabajo (Fig. 35) Para asegurar la constancia del área efectiva, la parte anular de la membrana tiene una ondulación moldeada durante su fabricación. Las membranas cuya parte anular es plana se usan con menos frecuencia, puesto que su área efectiva puede variar considerablemente. A veces la membrana de este tipo se instala en el cuerpo del aparato de tal manera que permanezca algo aflojada, y durante el trabajo, bajo la acción de la presión o la diferencia de presiones, se tensa y adquiere una forma análoga a la mostrada en la (Fig. 35a) . Sin embargo, es necesario señalar que la estabilidad del área efectiva de tales membranas es inferior a la de aquellas cuya ondulación se forma al fabricarlas.



*Fig. 35. Membranas no metálicas con núcleo rígido*

La rigidez de una membrana no metálica no es suficiente, por eso la misma se completa con un muelle helicoidal, y, a veces, plano (Fig. 35b). En este caso, el muelle con la membrana desempeñan las funciones de un elemento elástico [41].

### Cálculo del área efectiva de los diafragmas

El valor del área efectiva de una membrana aflojada se puede determinar de la fórmula  $A_{ef} = \pi R_{ef}^2$ , donde  $R_{ef}$  es el radio efectivo [41], sin embargo, también se puede considerar el diámetro efectivo  $D_{ef}$ .

$$A_{ef} = A_m = \frac{\pi \cdot D_{ef}^2}{4} \quad (4.5)$$

donde:

$A_{ef}, A_m$  área efectiva del diafragma.

$D_{ef}$  diámetro efectivo del diafragma ( se considera  $D_{ef} = 0,8 D_{diafragma}$ )

### **4.1.1.5 Mezcla de gases – cálculo de propiedades**

#### Mezcla de gases

Una mezcla de gas no reactiva puede tratarse como una sustancia pura, porque casi siempre es una mezcla homogénea de diferentes gases. Las propiedades de una mezcla de gases dependen de las propiedades de los gases individuales (llamados componentes o constituyentes), así como de la cantidad de gas en cada mezcla [42].

#### Composición de una mezcla de gases

Considerando una mezcla de gases formada por k componentes, la masa de la mezcla  $m_m$  y el número de moles de la mezcla  $N_m$  serán respectivamente:

$$m_m = \sum_{i=1}^k m_i$$

$$N_m = \sum_{i=1}^k N_i$$

La relación entre la masa de un componente y la masa de la mezcla se conoce como **fracción de masa ( $fm$ )**, y la relación entre el número de moles de un componente y el número de moles de la mezcla se denomina **fracción molar ( $y$ )**

$$fm_i = \frac{m_i}{m_m}$$

$$y_i = \frac{N_i}{N_m}$$

Cálculo de la masa molar aparente de la mezcla de gases ( $\bar{M}_m$ )

La **masa molar aparente**  $\bar{M}_m$  (o **promedio**) de la mezcla de gases viene dada por:

$$\bar{M}_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{\sum m_i}{N_m} = \frac{\sum N_i \cdot \bar{M}_i}{N_m} = \sum_{i=1}^k y_i \cdot \bar{M}_i \quad [\text{kg/kmol}] \quad (4.6)$$

Cálculo de la constante promedio para la mezcla de gases ( $R_m$ )

La **constante promedio (o aparente)** de gas de la mezcla se determina por:

$$R_m = \frac{R_u}{\bar{M}_m} \quad [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (4.7)$$

Tal que  $R_u$  es la constante universal de los gases, igual a 8,314 kJ/kmol . K

Calor específico de mezcla de gases – Gases ideales y reales

$$C_{p,m} = \sum_{i=1}^k fm_i \cdot C_{p,i} \quad [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ \text{C})] \quad (4.8a)$$

$$\bar{C}_{p,m} = \sum_{i=1}^k y_i \cdot \bar{C}_{p,i} \quad [\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot ^\circ \text{C})] \quad (4.8b)$$

#### 4.1.1.6 Eficiencia volumétrica o coeficiente de llenado

El coeficiente de llenado  $\eta_v$ , o eficiencia volumétrica, es un valor que permite evaluar el grado de perfección del proceso de admisión, y se define como la razón entre la cantidad de carga fresca que se encuentra en el cilindro al inicio de la compresión real (al instante en que se cierra la válvula de admisión), y aquella cantidad de carga fresca que podría llenar el cilindro en las condiciones de admisión[43].

En la gráfica de la figura 36 se observa la variación de la eficiencia volumétrica con respecto a las revoluciones del motor  $n(\text{rpm})$  y al ángulo de apertura de la mariposa.

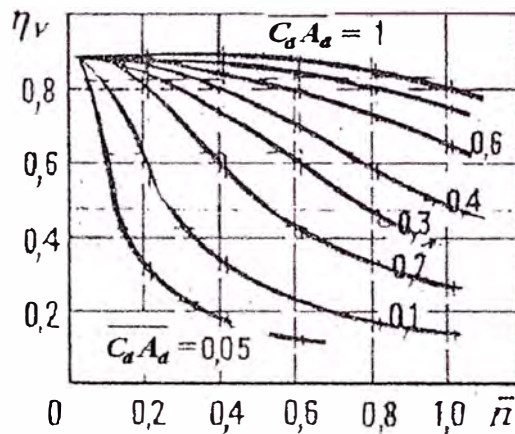


Fig. 36. Coeficiente de llenado  $\eta_v$  en función de la velocidad de rotación relativa  $n$  [53]

Donde:

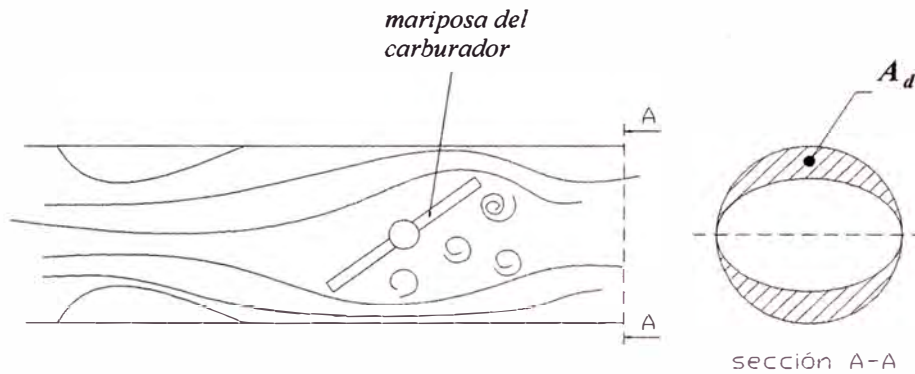
$$\bar{n} = \frac{n}{n_{nom}}$$

$n$  velocidad de rotación del motor (rpm)

$n_{nom}$  velocidad de rotación nominal del motor (rpm)

$$\overline{C_d \cdot A_d} = \frac{C_d \cdot A_d}{C_{d \max} \cdot A_{d \max}}$$

- $C_d$  Coeficiente de descarga para una posición cualquiera de la mariposa.
- $A_d$  Sección de paso del gas a través de la mariposa (para una posición cualquiera)
- $C_{d_{max}}$  Coeficiente de descarga para la posición de máxima apertura de la mariposa
- $A_{d_{max}}$  Máxima sección de paso del gas a través de la mariposa ( posición de máxima apertura).



**Fig. 37.** Esquema de la mariposa del carburador

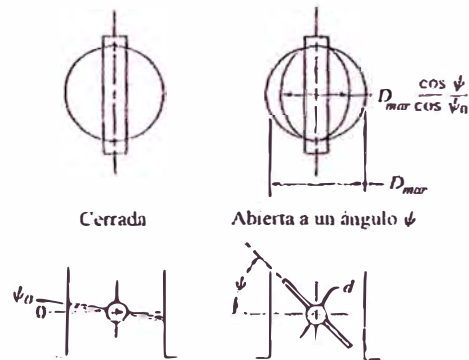
Observación: Se elaboró una subrutina en Matlab llamada **Ef\_volumétrica2**, para el cálculo de la eficiencia volumétrica. Las ecuaciones que se aplicaron para este fin fueron las siguientes:

Diámetro de la mariposa del carburador  $D_{mar}$  [53]

$$D_{mar} = \frac{a}{1000} \sqrt{n_{nom} \cdot V_{hi}} \quad (4.9)$$

donde:

$a$  es un coeficiente que considera la pulsación de la depresión en el conducto de admisión, y depende del número de cilindros ( $i$ ), y  $V_{hi}$  es la cilindrada del motor.



**Fig. 38.** Geometría de la mariposa del carburador[44]

### Área de paso a través de la mariposa $A_d$

El área de paso a través de la válvula de mariposa, se calcula como una función del ángulo de apertura  $\psi$ [44].

$$A_d = \frac{\pi \cdot D_{mar}^2}{4} \cdot \left\{ \left( 1 - \frac{\cos \psi}{\cos \psi_0} \right) + \frac{2}{\pi} \left[ \frac{R_d}{\cos \psi} \cdot (\cos^2 \psi - R_d^2 \cos^2 \psi_0)^{\frac{1}{2}} - \frac{\cos \psi}{\cos \psi_0} \cdot \text{sen}^{-1} \left( \frac{R_d \cos \psi_0}{\cos \psi} \right) - R_d (1 - R_d^2)^{\frac{1}{2}} + \text{sen}^{-1}(R_d) \right] \right\} \quad (4.10)$$

donde:

$\psi_0$  es el ángulo mínimo, para el cual la válvula de mariposa está totalmente cerrada (5°, 10°, 15°)[44]

$R_d$  relación de diámetros. ( $R_d = d/D_{mar}$ ), siendo  $d$  el diámetro del eje de la mariposa y  $D_{mar}$  el diámetro de la mariposa.

### Ángulo máximo $\psi_{max}$

Es el ángulo para el cual, el área de paso a través de la válvula de mariposa alcanza su valor máximo y viene dado por la siguiente fórmula [44]:

$$\psi_{\max} = \cos^{-1}(R_d \cdot \cos \psi_0)$$

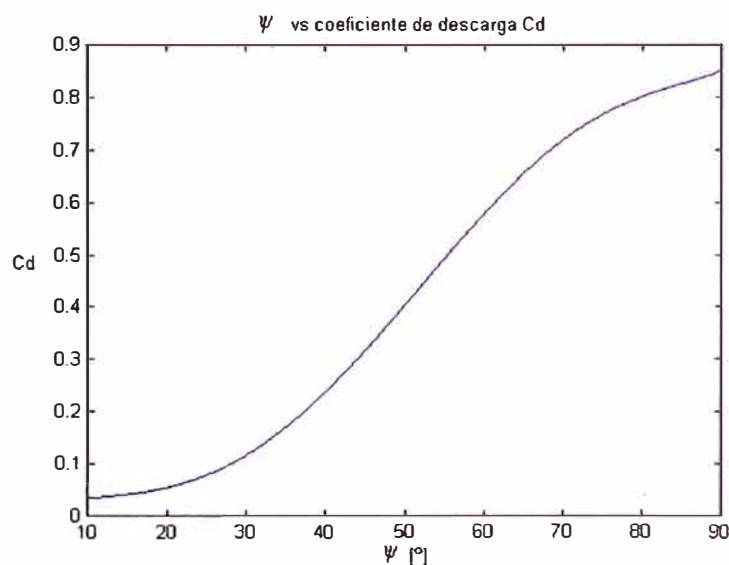
### Flujo másico a través de la válvula de mariposa $\dot{m}_{al}$

El flujo a través de la válvula de mariposa puede ser calculado de las ecuaciones estándar para flujo compresible:

Para relaciones de presión mayores a la crítica ( $P_{k1}/P_0 = 0,528$ ) el flujo másico es dado por[44]:

$$\dot{m}_{al} = \frac{C_d \cdot A_d \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \left( \frac{P_{k1}}{P_0} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{k1}}{P_0} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.11a)$$

donde  $P_{k1}$  es la presión después de la válvula de mariposa,  $P_0$  es la presión atmosférica,  $T_0$  es la temperatura ambiente,  $k$  es el exponente adiabático para el aire,  $R$  es la constante para el aire y  $C_d$  es el coeficiente de descarga en la válvula el cual se determina experimentalmente (Fig. 39)



**Fig. 39.** Coeficiente de descarga para la válvula de mariposa



Si el flujo es supercrítico ( $P_{k1}/P_0 \leq 0,528$ ) el flujo másico viene dado por [44]:

$$\dot{m}_{a1} = \frac{C_d \cdot A_d \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot k^{1/2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/2(k-1)} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.11b)$$

Flujo másico que necesita el motor  $\dot{m}_{a2}$

El flujo másico de mezcla aire gas que necesita el motor se calcula de acuerdo a [23]:

$$\dot{m}_{a2} = \eta_v \cdot V_{hi} \cdot \rho_0 \frac{n}{120} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.12)$$

Donde:  $V_{hi}$  es la cilindrada del motor en  $\text{m}^3$ ,  $\rho_0$  es la densidad del aire, y  $n$  la velocidad de rotación del motor en *rpm*.

Para el cálculo de  $\eta_v$  se puede hacer uso de una fórmula empírica propuesta por Orlin [53], la cual se corrobora con datos proporcionados por Heywood.[44]

$$\eta_v = A + B \cdot P_{k1} \quad (4.13)$$

En la ecuación 4.13,  $A$  y  $B$  son las constantes de la ecuación de la recta. Como  $\dot{m}_{a1}$  y  $\dot{m}_{a2}$  deben ser iguales, se realiza un procedimiento iterativo para encontrar la presión después de la mariposa  $P_{k1}$  y finalmente calcular la eficiencia volumétrica  $\eta_v$  con la ecuación 4.13.

De la simulación numérica realizada en Matlab se obtuvo la gráfica de la figura 40, la cual se aproxima a la gráfica de la figura 36.

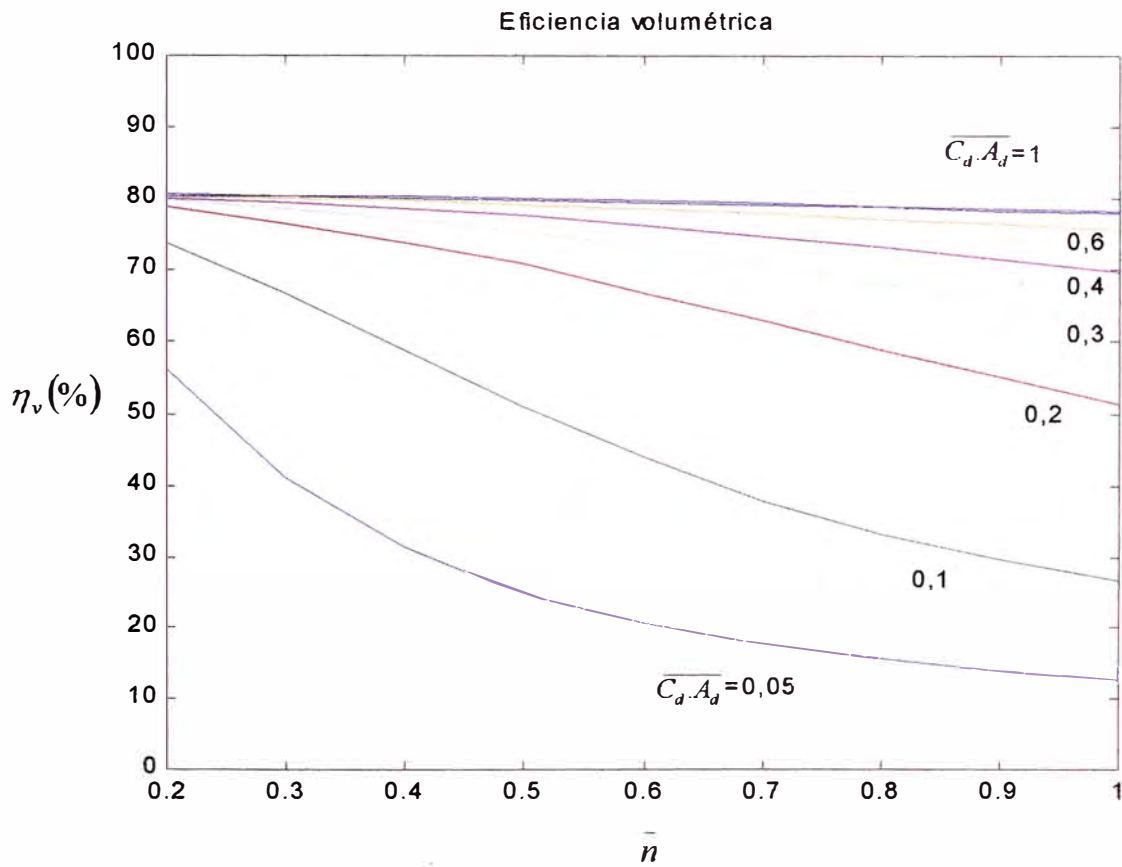


Fig. 40. Eficiencia volumétrica para diferentes ángulos de apertura

Cálculo de la depresión en la garganta del difusor del mezclador  $\Delta P_d$  y cálculo de la presión de salida del reductor de presión  $P_{sal}$

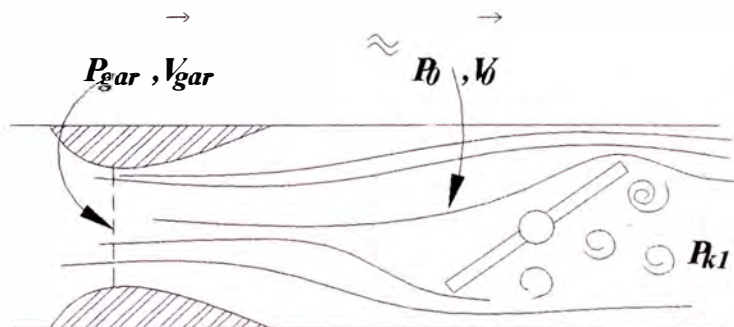


Fig. 41. Esquema de la garganta del difusor del mezclador

Luego, aplicando la ecuación de Bernoulli y la ecuación de continuidad:

$$\frac{P_{gar}}{\rho_0} + \frac{\vec{V}_{gar}^2}{2} = \frac{P_0}{\rho_0} + \frac{\vec{V}_0^2}{2}$$

$$\dot{m}_a = \rho_0 \cdot \vec{V}_0 \cdot A_0 = \rho_0 \cdot \vec{V}_{gar} \cdot A_{gar}$$

donde  $P_{gar}$  es la presión en la garganta del mezclador,  $P_0$  es la presión en la sección-0 (presión atmosférica),  $\vec{V}_{gar}$  es la velocidad en la garganta,  $\vec{V}_0$  es la velocidad en la sección-0,  $A_{gar}$  es el área de la sección en la garganta,  $A_0$  es el área de la sección 0 y  $\rho_0$  es la densidad (se asume densidad del aire atmosférico).

Finalmente, la depresión en la garganta se obtiene despejando la ecuación de Bernoulli:

$$\Delta P_d = P_0 - P_{gar} = \rho_0 \cdot \left( \frac{\vec{V}_{gar}^2 - \vec{V}_0^2}{2} \right) \quad (4.14)$$

La presión a la salida del reductor de GNC ( $P_{sal}$ ), se considerará igual a la presión en la garganta del mezclador:

$$P_{sal} = P_0 - \Delta P_d$$

#### 4.1.1.7 Cálculo de la relación estequiométrica en función de la composición del gas

La ecuación de reacción de la combustión de un componente del carburante gaseoso del tipo  $C_nH_mO_r$ , se puede describir partiendo de que para quemar  $n$  moles de  $C$  se requiere  $n$  moles de  $O_2$ , y como resultado de tal reacción, se forman  $n$  moles de  $CO_2$ ; para quemar  $m/2$  moles de  $H_2$  se requiere  $m/4$  moles de  $O_2$ , y como resultado se forman,  $m/2$  moles de  $H_2O$ . Entonces, considerando la presencia de oxígeno  $O_r$  en dicho gas, la reacción de oxidación del componente se expresará por la ecuación :



La cantidad teórica de aire (en mol o en  $m^3$ ) necesaria para la combustión de 1 mol ó  $1m^3$  de combustible gaseoso, compuesto de una serie de elementos tipo  $C_nH_mO_r$ , se determinará conforme a la expresión[45]:

$$L_O = \frac{1}{0,21} \sum \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \cdot y_{(C_nH_mO_r)} \quad (4.15)$$

donde  $y_{(C_nH_mO_r)}$  son las fracciones volumétricas de los componentes separados en el combustible gaseoso [45], mientras que  $n$ ,  $m$  y  $r$  son los subíndices de la fórmula química de cada componente  $C_nH_mO_r$ , así, por ejemplo, para el metano  $CH_4$ :  $n = 1$ ,  $m = 4$  y  $r = 0$ .

#### 4.1.1.8 Cálculo del caudal de la mezcla aire – gas

Para garantizar el trabajo normal del motor, la capacidad del reductor se determina para la condición de máximo suministro de gas (para la característica externa de velocidad del motor) considerando que la presión en el balón de gas es mínima[23].

El caudal de la mezcla aire-gas  $\dot{V}_{cm}$  es directamente proporcional a la cilindrada del motor  $V_{hi}$ , a la velocidad de rotación del motor  $n$  y a la eficiencia volumétrica, es decir:

$$\dot{V}_{cm} = V_{hi} \cdot \frac{60 \cdot n}{2 \times 1000} \eta_v, \quad [\text{en m}^3/\text{h}] \quad (4.16)$$

#### 4.1.1.9 Cálculo del caudal de gas

El caudal de gas  $\dot{V}_g$  y el caudal de la mezcla  $\dot{V}_{cm}$  se relacionan a través de la fórmula [23]:

$$\dot{V}_g = \frac{\dot{V}_{cm}}{1 + \alpha \cdot L_0} \quad [\text{en m}^3/\text{h}] \quad (4.17)$$

donde:

- $\dot{V}_g$  → es el caudal de gas combustible.
- $\dot{V}_{cm}$  → es el caudal de la mezcla combustible.
- $\alpha$  → coeficiente de exceso de aire.
- $L_0$  → Relación estequiométrica aire-gas en volumen.

Luego, se puede calcular el flujo másico de gas  $\dot{m}_{gas}$  multiplicando el caudal de gas por la densidad del gas  $\rho_{gas}$  (al ingreso del mezclador del motor) :

$$\dot{m}_{gas} = \dot{V}_{gas} \times \rho_{gas}$$

#### **4.1.1.10 Cálculo del factor de compresibilidad $z$**

La ecuación de gas ideal es muy simple y por ello su uso es muy conveniente. Sin embargo, los gases se desvían del comportamiento de gas ideal de manera muy significativa en estados cercanos a la región de saturación y al punto crítico. Esta desviación del comportamiento de un gas ideal a una temperatura y presión dada puede contrarrestarse al introducir un factor de corrección llamado factor de compresibilidad  $z$  [46]. Este se define como:

$$z = \frac{P.v}{R.T} \quad (4.18)$$

#### **Correlaciones generalizadas para gases**

A partir de la ecuación de estado para gases reales de Redlich /Kwong, se puede obtener una forma alternativa para el cálculo del factor  $z$  [47]:

$$z = \frac{1}{1-h} - \frac{4,9340}{T_r^{1.5}} \left( \frac{h}{1+h} \right) \quad (4.19a)$$

$$h \equiv \frac{0,08664P_r}{z.T_r} \quad (4.19b)$$

Donde  $T_r \equiv T/T_c$  y  $P_r \equiv P/P_c$  reciben el nombre de temperatura y presión reducidas. Este par de ecuaciones se acomoda para obtener una solución iterativa conveniente del factor de compresibilidad  $z$ , para cualquier gas bajo cualquier condición  $T_r$  y  $P_r$ , para un valor inicial de  $z = 1$  se calcula  $h$  con la ecuación (4.19b) con este valor de  $h$ , se calcula el factor  $z$  con la ecuación (4.19a). Este procedimiento continúa hasta que la nueva iteración produzca un cambio en  $z$  menor que alguna pequeña tolerancia establecida de antemano.

Las ecuaciones de estado que expresan a  $z$  como una función de  $T_r$  y  $P_r$  se dicen que son *generalizadas* debido a que pueden aplicarse aproximadamente a todos los gases. Cualquier ecuación de estado puede ponerse en esta forma, proporcionando así una correlación generalizada para las propiedades de los gases [47]. Esta correlación tiene la ventaja de permitir la estimación de valores de las propiedades a partir de información muy limitada. Lo único que se necesita es la temperatura y presión crítica del gas. Esto forma la base *del teorema de los estados correspondientes* con dos parámetros:

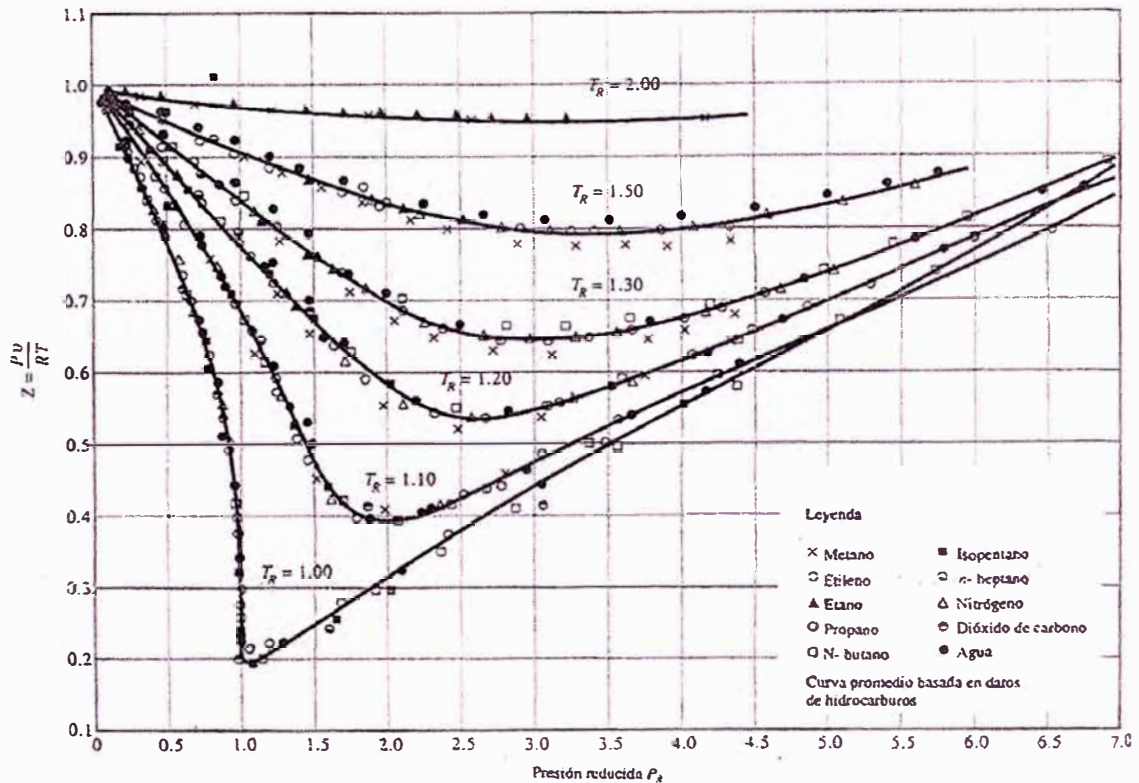
*Todos los gases cuando se les compara a la misma temperatura y presión reducidas, tienen aproximadamente el mismo factor de compresibilidad, y todos se desvían del comportamiento del gas ideal de manera semejante [47].*

#### Carta de compresibilidad generalizada

Los valores de  $z$  determinados con experimentos, se pueden graficar contra  $P_r$  y  $T_r$  para varios gases. Al ajustar los datos se obtiene la carta de compresibilidad generalizada, que puede utilizarse para todos los gases.

A partir de la carta de compresibilidad generalizada son posibles las siguientes observaciones [46]:

1. A presiones muy bajas ( $P_r \ll 1$ ) los gases se comportan como un gas ideal con independencia de la temperatura.
2. A elevadas temperaturas ( $T_r > 2$ ), el comportamiento de gas ideal se asume con buena precisión con independencia de la presión (excepto cuando  $P_r \gg 1$ ).
3. La desviación de un gas con respecto del comportamiento de un gas ideal es mayor cerca del punto crítico.



**Fig. 42.** Comparación de los factores  $z$  para diferentes gases [46]

También se tiene como referencia el nomograma para el factor de compresibilidad  $z$  en función a la presión y a la temperatura (Fig. 43), obtenida del libro, “Automóviles a gas” [23].

Finalmente, se elaboró una subrutina en Matlab llamada **Compresibilidad\_z**, que permite calcular el factor  $z$  a partir de las ecuaciones 4.19a y 4.19b. Los resultados son comparados con los obtenidos a partir de la carta de compresibilidad generalizada y con el nomograma de la figura 43. Los resultados son mostrados en la tabla 12.



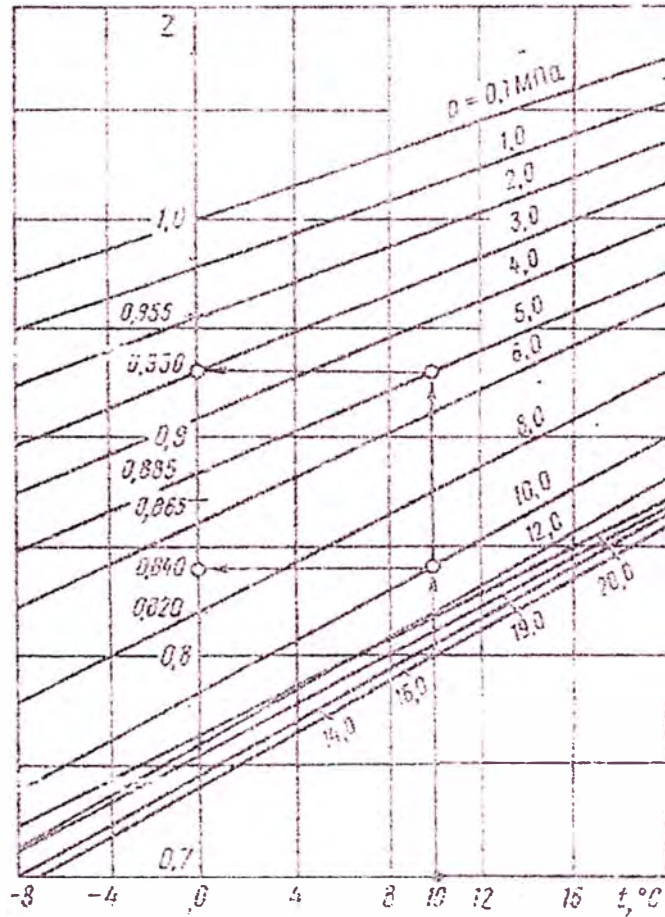


Fig. 43. Factor de compresibilidad para el GNC [23]

Tabla 12. Comparación de resultados de  $z$

Para el metano $T_c = 190,564 \text{ K}$ $P_c = 4,5992 \text{ MPa}$					
Punto	T, P	Tr2, Pr1	Gráfica generalizada	Gráfica figura 43	Ecuaciones 4.19a y 4.19b
1	T1=293 K P1=0,1MPa	Tr1= 1,5398 Pr1= 0,022	$z=0,997$	$z=1,150$	$z=0,9981$
2	T2=293 K P2=0,36MPa	Tr2= 1,5398 Pr2= 0,078	$z=0,993$	$z=1,120$	$z=0,9931$
3	T3=293 K P3=20MPa	Tr3= 1,5398 Pr3= 4,349	$z=0,830$	$z=0,865$	$z=0,8287$
4	T4=283 K P4=5MPa	Tr4= 1,485 Pr4= 1,087	$z=0,900$	$z=0,950$	$z=0,8968$
5	T5=283 K P5=10MPa	Tr5= 1,485 Pr5= 2,174	$z=0,820$	$z=0,840$	$z=0,8178$

#### 4.1.1.11 Cálculo de la relación de calores específicos o exponente adiabático ( $k$ )

##### Calores específicos

El **calor específico** se define como *la energía requerida para elevar la temperatura de una masa unitaria de una sustancia en un grado*. En general, esta energía dependerá de cómo se ejecute el proceso. En termodinámica, interesan dos tipos de calores específicos: **calor específico a volumen constante  $C_v$**  y **calor específico a presión constante  $C_p$**  [46].

$$C_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$$

$$C_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

##### Energía interna, entalpía y calores específicos de gases ideales

Se ha demostrado teórica y experimentalmente (Joule, 1843) que para un gas ideal la energía interna  $u$  es sólo función de su temperatura. Luego con la definición de la entalpía y la ecuación de estado de un gas ideal se tiene:

$$\left. \begin{array}{l} h = u + Pv \\ Pv = RT \end{array} \right\} h = u + RT$$

Puesto que  $R$  es constante y  $u = u(T)$ , se deduce que la entalpía de un gas ideal es también función de la temperatura:

$$h = h(T)$$

Como  $u$  y  $h$  sólo dependen de la temperatura en un gas ideal, los calores específicos  $C_v$  y  $C_p$  dependen también, a lo sumo, sólo de la temperatura.

### Relaciones de calores específicos de gases ideales

$$C_p = C_v + R \quad [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (4.20a)$$

Cuando se proporcionan los calores específicos en base molar,  $R$  en la ecuación anterior debe sustituirse por la constante de gas universal  $R_u$ , esto es:

$$\bar{C}_p = \bar{C}_v + R_u \quad [\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})] \quad (4.20b)$$

Una propiedad muy importante para un gas es la llamada **relación de calores específicos  $k$** , definida como:

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (4.21)$$

### Cálculo de la relación de calores específicos en las etapas del reductor de presión de GNC

Para el cálculo de la relación de calores específicos en las etapas del reductor de GNC la subrutina **programak** considera al gas natural como *gas ideal* debido a que la presión en las cavidades del reductor de GNC es relativamente baja.

Además, se considera al gas natural como una mezcla de gases, entonces, se calculan los calores específicos molares de cada componente según la fórmula siguiente:

$$\bar{C}_{p0} = a + b.T + c.T^2 + d.T^3 \quad [\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})] \quad (4.22)$$

donde:

$\bar{C}_{p0}$  Calor específico a presión constante

$T$  Temperatura, en K

Los coeficientes para la ecuación 4.22 se dan en la tabla 13.

*Tabla 13. Coeficientes para el calor específico molar [42,46]*

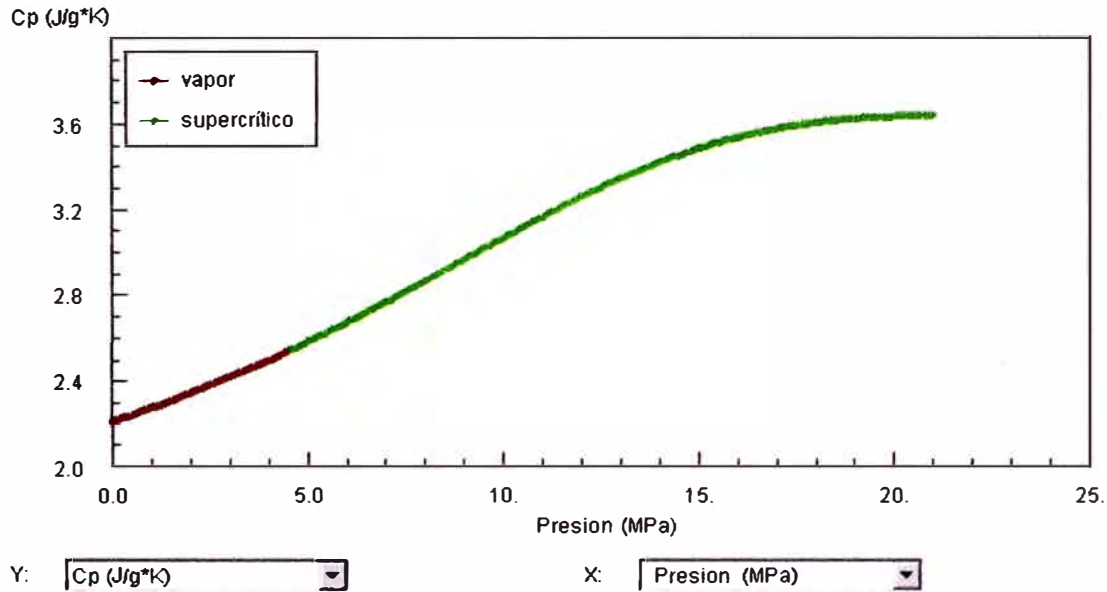
Sustancia	Fórmula	a	b	c	D	Nivel de Temperatura K	%error	
							Máx	Pro
Metano	CH <sub>4</sub>	19,89	5,024x10 <sup>-2</sup>	1,269x10 <sup>-5</sup>	-11,01x10 <sup>-9</sup>	273-1500	1,33	0,57
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6,900	17,27x10 <sup>-2</sup>	-6,406x10 <sup>-5</sup>	7,285x10 <sup>-9</sup>	273-1500	0,83	0,28
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	3,95	15,64x10 <sup>-2</sup>	-8,344x10 <sup>-5</sup>	17,67x10 <sup>-9</sup>	273-1500	0,54	0,13
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-4,04	30,48x10 <sup>-2</sup>	-15,72x10 <sup>-5</sup>	31,74x10 <sup>-9</sup>	273-1500	0,40	0,12
Propileno	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	3,15	23,83x10 <sup>-2</sup>	-12,18x10 <sup>-5</sup>	24,62x10 <sup>-9</sup>	273-1500	0,73	0,17
i-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-7,913	41,60x10 <sup>-2</sup>	-23,01x10 <sup>-5</sup>	49,91x10 <sup>-9</sup>	273-1500	0,25	0,13
n-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	3,96	37,15x10 <sup>-2</sup>	-18,34x10 <sup>-5</sup>	35,00x10 <sup>-9</sup>	273-1500	0,54	0,24
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	22,26	5,981x10 <sup>-2</sup>	-3,501x10 <sup>-5</sup>	7,469x10 <sup>-9</sup>	273-1500	0,67	0,22
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	28,90	-0,157x10 <sup>-2</sup>	0,808x10 <sup>-5</sup>	-2,873x10 <sup>-9</sup>	273-1500	0,59	0,34

Una vez que se han calculado los calores específicos molares  $\bar{C}_{p0}$  para cada componente, se calcula el calor específico para la mezcla  $\bar{C}_{p,m}$  de gases según la ecuación 4.8b. Luego se calcula el calor específico a volumen constante  $\bar{C}_{v,m}$  de la ecuación 4.20b. Finalmente, se calcula la relación de calores específicos de la mezcla de gases según la ecuación 4.21. ( $k_m = \bar{C}_{p,m} / \bar{C}_{v,m}$ )

### Relación de calores específicos en el cilindro de almacenamiento de GNC

Un gas, se considera ideal, si este se encuentra a bajas presiones y altas temperaturas. En el cilindro de GNC esto no ocurre puesto que la presión de almacenamiento es elevada (20 MPa). En conclusión, el gas no puede ser tratado como gas ideal y ya no se puede utilizar la ecuación 4.22.

Para un gas real los calores específicos no sólo dependen de la temperatura, si no también de la presión.



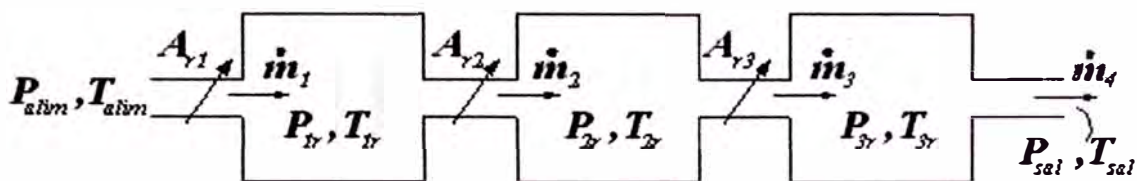
*Fig. 44. Variación del calor específico  $C_p$  con la presión [7]*

La figura 44 muestra la variación del calor específico del metano con respecto a la presión, para un proceso isotérmico ( $T = \text{constante} = 293\text{K}$ ).

Luego el cálculo de la relación de calores específicos en el cilindro de almacenamiento se realizará según la ecuación 4.21 y con datos ( $C_p$  y  $C_v$ ) obtenidos de tablas de propiedades para un proceso isotérmico ( $T = 293\text{K}$ ), (tablas de: <http://webbook.nist.gov>) en función de la presión en el cilindro de almacenamiento.

#### 4.1.1.12 Cálculo de la variación del flujo másico

Debido a que el flujo es compresible se debe considerar en el análisis la eventual acumulación de masa en las cavidades del reductor.



*Fig. 45. Esquema de las cámaras del reductor*

Para la primera cámara se puede plantear:

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \left. \frac{dm}{dt} \right|_{\text{sis1}} \quad (4.23)$$

Luego, partiendo de la ecuación de estado de los gases para una gas compresible [46] se tiene:

$$P_{1r} \cdot V_1 = z_1 \cdot m_1 \cdot R \cdot T_{1r}$$

Derivando con respecto al tiempo:

$$V_1 \cdot \frac{dP_{1r}}{dt} + P_{1r} \cdot \frac{dV_1}{dt} = z_1 \cdot R \cdot T_{1r} \cdot \frac{dm_1}{dt}$$

Considerando que las cavidades del reductor son suficientemente rígidas, y que la variación del volumen de la cámara, debido al movimiento del diafragma es despreciable,  $\left( \frac{dV_1}{dt} \approx 0 \right)$ .

Finalmente, considerando que  $z_1 \approx \text{cte}$ , se tiene:

$$\left. \frac{dm}{dt} \right|_{\text{sis1}} = \frac{dm_1}{dt} = \left( \frac{V_1}{z_1 \cdot R \cdot T_{1r}} \right) \cdot \frac{dP_{1r}}{dt} \quad (4.24a)$$

Donde:

$P_{1r}$  Presión en la cámara 1

$V_1$  Volumen de la cámara 1

$m_1$  Masa de gas que está en la cámara 1

$T_{1r}$  Temperatura en la cámara 1

$\frac{dP_{1r}}{dt}$  Variación de la presión con respecto al tiempo en la cámara 1

Análogamente, para la cámara 2 y para la cámara 3 se tiene:

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_3 = \left. \frac{dm}{dt} \right|_{\text{sis2}} = \frac{dm_2}{dt} = \left( \frac{V_2}{z_2 \cdot R \cdot T_{2r}} \right) \cdot \frac{dP_{2r}}{dt} \quad (4.24b)$$

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \frac{dm}{dt} \Big|_{\text{sis}3} = \frac{dm_3}{dt} = \left( \frac{V_3}{z_3 \cdot R \cdot T_{3r}} \right) \frac{dP_{3r}}{dt} \quad (4.24c)$$

#### 4.1.1.13 Cálculo del flujo másico de gas

Es necesario regular la presión del gas, en los diversos compartimientos (etapas) del reductor de presión, de tal forma, que el flujo de gas, a **través de todas las válvulas del reductor**, en **todo el rango de presiones de trabajo** garanticen que la velocidad del flujo sea la adecuada para proveer al motor del gas que necesita.

#### Velocidad del sonido (a)

La velocidad del sonido es la velocidad con la que una perturbación de presión (onda de sonido) de amplitud pequeña viaja a través de un fluido [48].

La velocidad del sonido **a** depende tanto de las propiedades físicas del gas como de los parámetros constructivos del reductor [23].

$$a = \sqrt{k \cdot P_r / \rho} \quad (4.25a)$$

donde :  $P_r$  es la presión en las cavidades del reductor  
 $k$  es el exponente adiabático  
 $\rho$  densidad

Luego , si empleamos la ecuación de estado de los gases ideales tenemos:

$$a = \sqrt{k \cdot R \cdot T} \quad (4.25b)$$

donde:  $R$  es la constante del gas  
 $T$  es la temperatura

### Número de Mach ( $M$ )

La relación entre la velocidad del gas y la velocidad del sonido se llama número de Mach, y es una cantidad adimensional importante que se emplea en el estudio de los flujos compresibles [23, 48,49].

$$M = \frac{\vec{V}_g}{a} \quad (4.26)$$

El número de Mach no sólo cambia debido a la velocidad del gas ( $V_g$ ) sino también a la variación de la velocidad del sonido local  $a$ :

$$M = 1, \text{ si } \vec{V}_g = a \quad (\text{flujo sónico})$$

$$M < 1, \text{ si } \vec{V}_g < a \quad (\text{flujo subsónico})$$

$$M > 1, \text{ si } \vec{V}_g > a \quad (\text{régimen supersónico})$$

### Estado de estancamiento

Cuando se discuten las propiedades de un fluido en movimiento, es necesario tener un estado de referencia sobre el cual basar tal discusión. Frecuentemente, es conveniente usar el concepto de entalpía de estancamiento.

La entalpía de estancamiento  $h_0$  es el valor de la entalpía resultante cuando la altura y la velocidad son reducidas a cero [49].

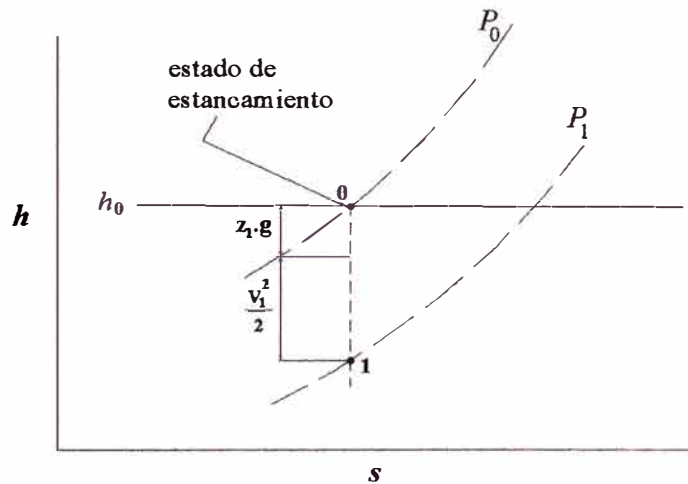
$$h_0 = h_1 + \frac{\vec{V}_1^2}{2} + z_1$$

o para casos donde los cambios de altura son pequeños:

$$h_0 = h_1 + \frac{\vec{V}_1^2}{2}$$



Para alcanzar un estado de estancamiento, se lleva al fluido a un punto donde la velocidad y la elevación son cero; lográndose tal condición a través de un proceso isentrópico.



*Fig. 46. Diagrama de Molliere, mostrando la relación entre un punto de estado y el correspondiente estado de estancamiento [49]*

### Velocidad crítica ( $\vec{V}_{cr}$ )

Cuando la velocidad del flujo sea igual a la velocidad del sonido se le llama velocidad crítica [23]:  $\vec{V}_{cr} = \vec{V}_g = a$ .

$$\vec{V}_{cr} = a_0 \sqrt{\frac{2}{k+1}} \quad (4.27)$$

donde:  $a_0$  es la velocidad del sonido en el estado de estancamiento.

### Caída de presión

Para que el flujo de gas sea uniforme y constante para un determinado régimen de funcionamiento del motor (y de esta manera el motor funcione correctamente), la caída de presión entre las etapas del reductor de presión debe ser supercrítica[23].

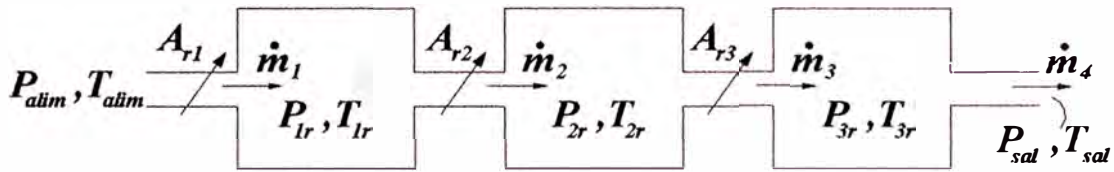


Fig. 45. Esquema de las cámaras del reductor

Para una caída supercrítica de presiones deben cumplirse las siguientes relaciones:

$$\frac{P_{1r}}{P_{alim}} < X_{crit} \quad ; \quad \frac{P_{2r}}{P_{1r}} < X_{crit} \quad ; \quad \frac{P_{3r}}{P_{2r}} < X_{crit}$$

donde:  $P_{1r}$  es la presión en la primera etapa,  $P_{2r}$  es la presión en la segunda etapa,  $P_{3r}$  es la presión en la tercera etapa,  $P_{alim}$  es la presión de alimentación (presión en el cilindro de GNC),  $X_{crit}$  es la relación de presiones crítica.

o de forma general:

$$\frac{P_{n+1,r}}{P_{n,r}} < X_{crit}$$

donde:  $n$  es el número de la etapa

$$\text{donde: } X_{crit} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.28)$$

donde  $k$  es el exponente adiabático del gas o de la mezcla.

Los valores de  $k$  y  $X_{crit}$ , se presentan en la tabla siguiente:

Tabla 14. Relación crítica de presiones para algunos gases [23]

	H <sub>2</sub>	CO	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>
( $k$ ) Exponente adiabático	1,408	1,410	1,280	1,200	1,160	1,250	1,150	1,080	1,110
( $X_{crit}$ ) Relación crítica de presiones	0,5269	0,5266	0,5494	0,5645	0,5724	0,5549	0,5744	0,5889	0,5826

### Flujo isentrópico

Aplicando las ecuaciones de conservación de energía, continuidad, conservación de momento, flujo isentrópico y ecuación de estado de los gases ideales [50] se llega a:

$$\vec{V}_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2 \cdot (P_2/P_1)^{2/k}}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left[ 1 - (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (4.29)$$

donde:

- $\vec{V}_2$  Velocidad en la sección 2 (después de la restricción)
- $A_2$  Area de paso de la sección 2
- $A_1$  Área de paso de la sección 1
- $P_2$  Presión en 2
- $P_1$  Presión en 1
- $k$  Coeficiente adiabático del gas

Si consideramos al estado 1 estado de estancamiento:  $A_1 \rightarrow \infty$  y  $V_1 \rightarrow 0$

$$V_s = \sqrt{\frac{2kR}{k-1} T_0 \left[ 1 - (P/P_0)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (4.30)$$

Si consideramos que:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \rho V_s, \quad \text{con } \rho = \rho_0 (P/P_0)^{1/k}$$

Entonces:

$$G = \rho_0 \sqrt{\frac{2kR}{k-1} T_0 \left[ (P/P_0)^{2/k} - (P/P_0)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.31)$$

$$G_{\max}: \frac{dG}{d(P/P_0)} = 0 \quad \Rightarrow \quad P/P_0 = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Por lo tanto, en un expansión isentrópica, el estado en que se alcanza  $G_{\max}$  es el estado crítico, en donde  $P/P_0 = X_{crit}$

$$\dot{m} = G_{\max} \cdot A_{\min} = G \cdot A \quad \Rightarrow \quad A_{\min} = A_{GARG}$$

Entonces, en la garganta (estrechamiento) se dan las condiciones críticas si es que se producen.

En una tobera se produce la máxima descarga cuando se alcanzan condiciones críticas en la garganta.

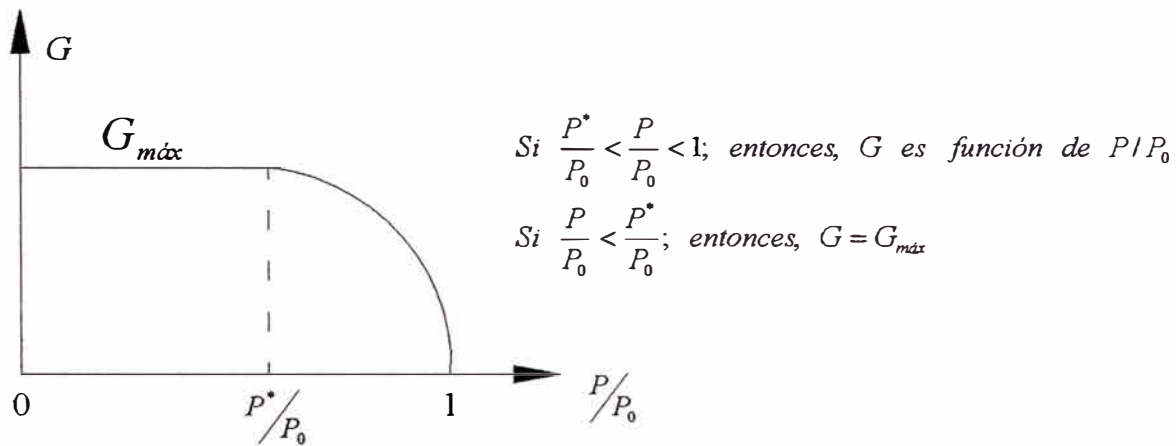


Fig. 47. Variación del flujo másico  $G$  con respecto a la relación de presiones.

### Flujo másico

Para un flujo real, el coeficiente de descarga es introducido en las ecuaciones. Para un flujo subcrítico el flujo másico real es dado en términos de las condiciones en el área mínima ( $A_T$ ) [44].

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_d \cdot A_T \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \left( \frac{P_T}{P_0} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_T}{P_0} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2} \quad [kg/s] \quad (4.32a)$$

Para un flujo supercrítico se tiene:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_d \cdot A_T \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot k^{1/2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/2(k-1)} \quad [kg/s] \quad (4.32b)$$

### Para la primera etapa

Considerando que el flujo a través de la válvula de la primera etapa es supercrítico, el

flujo másico  $\dot{m}_1$  se puede calcular de la siguiente manera:

$$\dot{m}_1 = \frac{C_{d1} \cdot A_{r1} \cdot P_{alim}}{\sqrt{R \cdot T_{alim}}} \cdot k^{1/2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/2(k-1)} \quad [kg/s] \quad (4.33)$$

donde:

$\dot{m}_1$  Flujo másico de gas que ingresa a la primera etapa.

$C_{d1}$  Coeficiente de descarga

$A_{r1}$  Área de la sección de paso de la válvula de la primera etapa, (área mínima).

$P_{alim}$  Presión de alimentación.

$T_{alim}$  Temperatura en la alimentación.

### Para la segunda y tercera etapa

Para el cálculo del flujo másico en la segunda  $\dot{m}_2$  y tercera etapa  $\dot{m}_3$ , se calcula primero la relación de presiones  $P_{2r}/P_{1r}$  (para la segunda etapa) y  $P_{3r}/P_{2r}$  (para la tercera etapa).

Si:  $P_{2r}/P_{1r} < X_{crit}$

$$\dot{m}_2 = \frac{C_{d2} \cdot A_{r2} \cdot P_{1r}}{\sqrt{R \cdot T_{1r}}} \cdot k^{1/2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/2(k-1)} \quad [kg/s] \quad (4.34a)$$

En caso contrario

$$\dot{m}_2 = \frac{C_{d2} \cdot A_{r2} \cdot P_{1r}}{\sqrt{R \cdot T_{1r}}} \left( \frac{P_{2r}}{P_{1r}} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{2r}}{P_{1r}} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2} \quad [kg/s] \quad (4.34b)$$

donde:

$\dot{m}_2$  Flujo másico de gas que ingresa a la segunda etapa.

$C_{d2}$  Coeficiente de descarga de la válvula de la segunda etapa.

$A_{r2}$  Área de la sección de paso de la válvula de la segunda etapa (área mínima).

$P_{2r}$  Presión en la segunda cámara.

$P_{1r}$  Presión en la primera cámara.

$T_{1r}$  Temperatura en la primera cámara.

Luego, si:  $P_{3r}/P_{2r} < X_{crit}$

$$\dot{m}_3 = \frac{C_{d3} \cdot A_{r3} \cdot P_{2r}}{\sqrt{R T_{2r}}} k^{1/2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/2(k-1)} \quad [kg/s] \quad (4.35a)$$

En caso contrario

$$\dot{m}_3 = \frac{C_{d3} \cdot A_{r3} \cdot P_{2r}}{\sqrt{R T_{2r}}} \left( \frac{P_{3r}}{P_{2r}} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{3r}}{P_{2r}} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2} \quad [kg/s] \quad (4.35b)$$

donde:

$\dot{m}_3$  Flujo másico de gas que ingresa a la tercera etapa.

$C_{d3}$  Coeficiente de descarga de la válvula de la tercera etapa.

$A_{r3}$  Área de la sección de paso de la válvula de la tercera etapa (área mínima).

$P_{3r}$  Presión en la tercera cámara.

$P_{2r}$  Presión en la segunda cámara.

$T_{2r}$  Temperatura en la segunda cámara.

### Flujo en la descarga

Se considera flujo subsónico debido a que la diferencia de presión entre la presión en la última etapa ( $P_{3r}$ ) y la presión en la salida ( $P_{sal}$ ), es pequeña, en consecuencia la relación de presiones  $P_{sal}/P_{3r} > X_{crit}$ . Por lo tanto:

$$\dot{m}_4 = \frac{C_{d4} \cdot A_{r4} \cdot P_{3r} \left( \frac{P_{sal}}{P_{3r}} \right)^{1/k}}{\sqrt{R \cdot T_{3r}}} \left[ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{sal}}{P_{3r}} \right)^{(k-1)/k} \right] \right]^{1/2} \quad [kg/s] \quad (4.36)$$

donde:

$\dot{m}_4$  Flujo másico de gas que sale del reductor.

$C_{d4}$  Coeficiente de descarga.

$A_{r4}$  Área de la sección de paso en la salida.

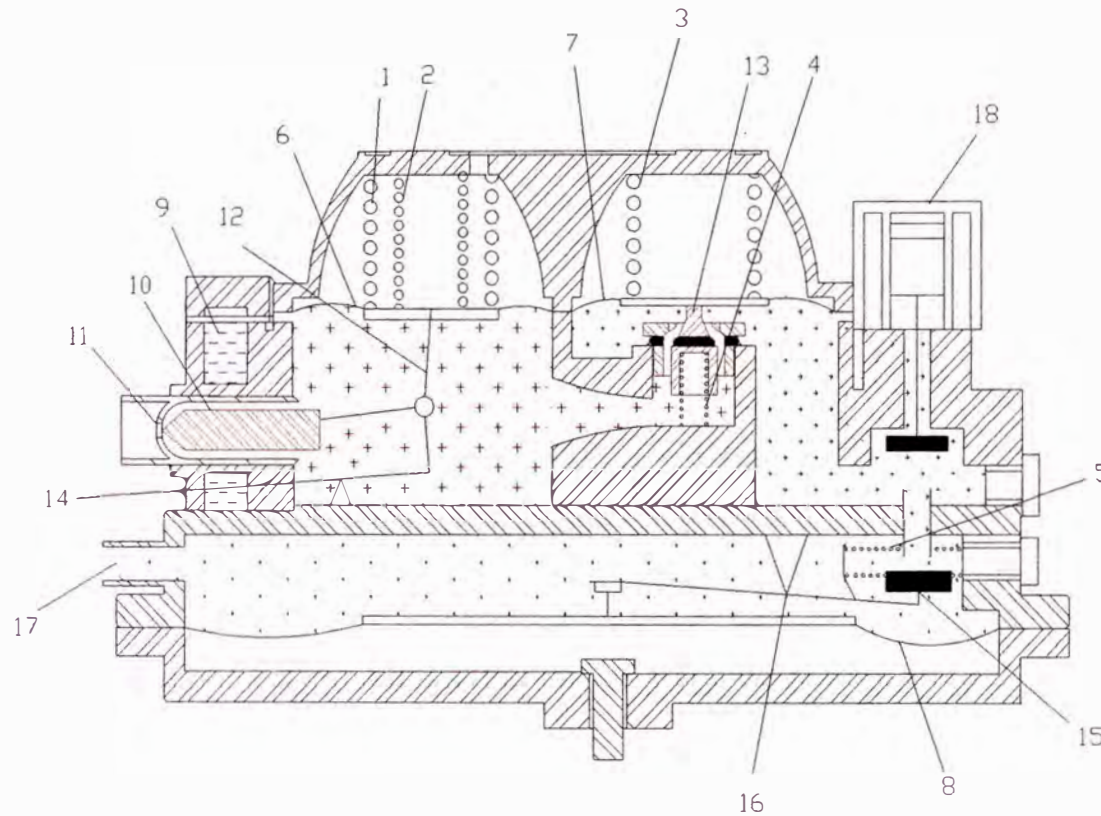
$P_{3r}$  Presión en la tercera cámara.

$P_{sal}$  Presión a la salida.

$T_{3r}$  Temperatura en la tercera cámara.

Observación: Las ecuaciones de flujo másico para la primera y segunda etapa ( 4.33 y 4.34) tienen como finalidad (en el algoritmo de cálculo) calcular el área de paso del gas  $A_r$ . Sin embargo, la ecuación de flujo másico para la tercera etapa (4.35) tiene como finalidad el cálculo de el coeficiente de descarga  $C_{d3}$ .

## ESQUEMA DEL REDUCTOR DE PRESIÓN DE GNC DE 3 ETAPAS



### LEYENDA

1. Resorte 1 (primera etapa).
2. Resorte 2 (primera etapa).
3. Resorte 3 (segunda etapa).
4. Resorte 4 (segunda etapa).
5. Resorte 5 (tercera etapa).
6. Diafragma 1 (primera etapa).
7. Diafragma 2 (segunda etapa).
8. Diafragma 3 (tercera etapa).
9. Agua de calentamiento.
10. Obturador 1 (válvula de la primera etapa).
11. Ingreso de gas.
12. Mecanismo de palanca (válvula de la primera etapa).
13. Obturador 2 (válvula de la segunda etapa).
14. Punto de pivote 1.
15. Obturador 3 (válvula de la tercera etapa).
16. Punto de pivote 2.
17. Salida del gas.
18. Electroválvula.

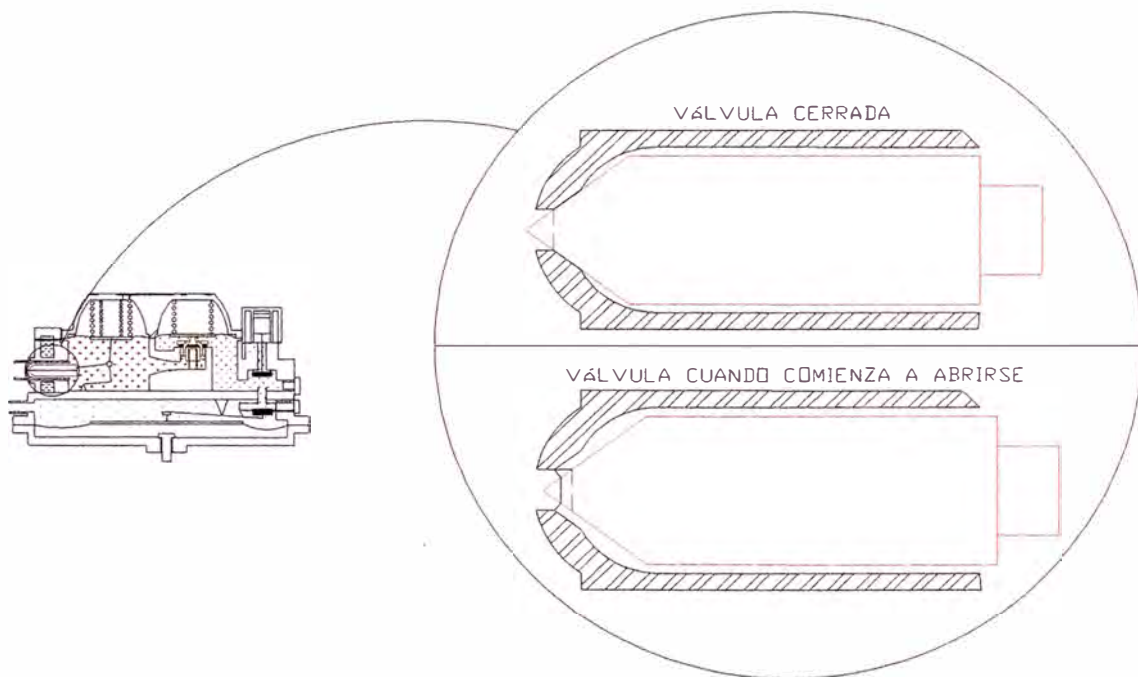
	$P_{1r}$	Primera etapa
	$P_{2r}$	Segunda etapa
	$P_{3r}$	Tercera etapa

Fig. 48. Esquema del reductor de presión CREPPT analizado



#### 4.1.1.14 Relación entre el área de paso en la válvula de la primera etapa ( $A_{r1}$ ) y el levantamiento de la válvula ( $h_{v1}$ )

A continuación se analizará la relación entre el área de paso del gas y el levantamiento de la válvula en la primera etapa, para ello se muestran las siguientes figuras:



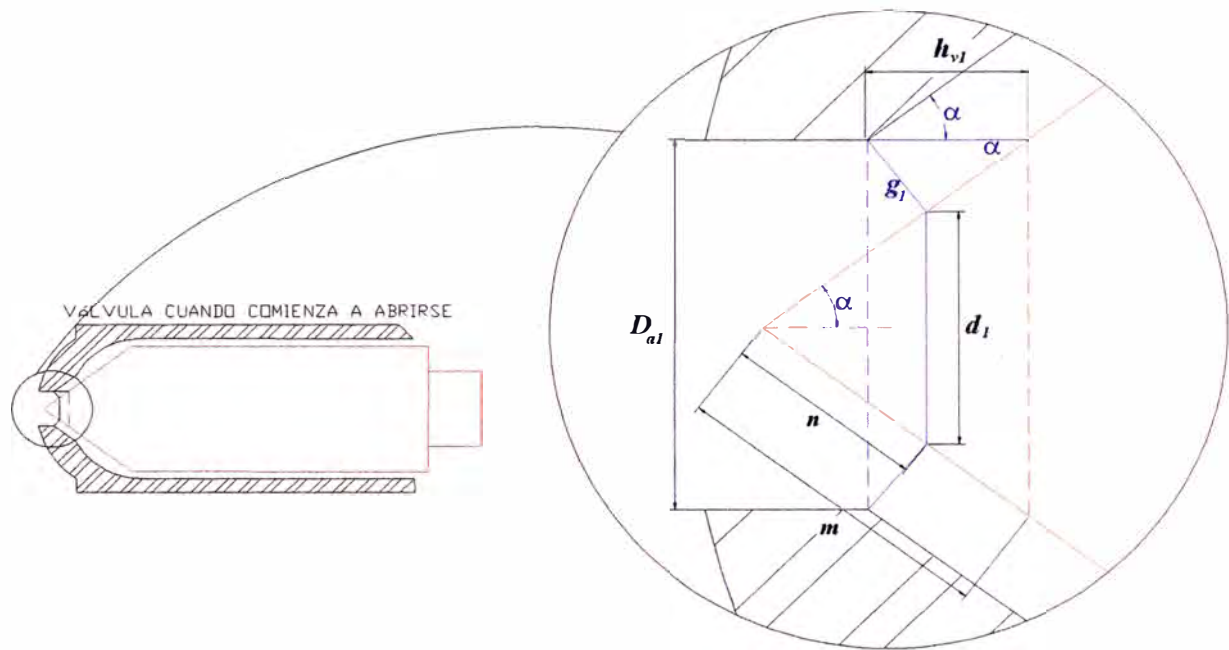
*Fig. 49. Esquema de la válvula - primera etapa*

Para visualizar mejor la válvula se hará un acercamiento de la figura 49 en el momento en que empieza a abrirse la válvula.

Para poder calcular el flujo se necesita hallar el área mínima, es decir, el área en la garganta.

Del gráfico 50 se observa que dicha área es el área lateral de un tronco de cono de generatriz  $g$ . Para calcular el área de paso se aplica la fórmula de la superficie lateral del tronco de cono [51]:

$$A_{r1} = \pi \cdot (R_1 + r_1) \cdot g_1 \quad (4.37)$$



**Fig. 50.** Detalle de la válvula -primera etapa

de la figura 50 se tiene:

$$g_1 = h_{vl} \cdot \text{sen} \alpha \quad (4.38)$$

$$R_1 = \frac{D_{al}}{2} \quad (D_{al} \text{ es el diámetro del agujero})$$

$$r_1 = \frac{d_1}{2} = n \cdot \text{sen} \alpha$$

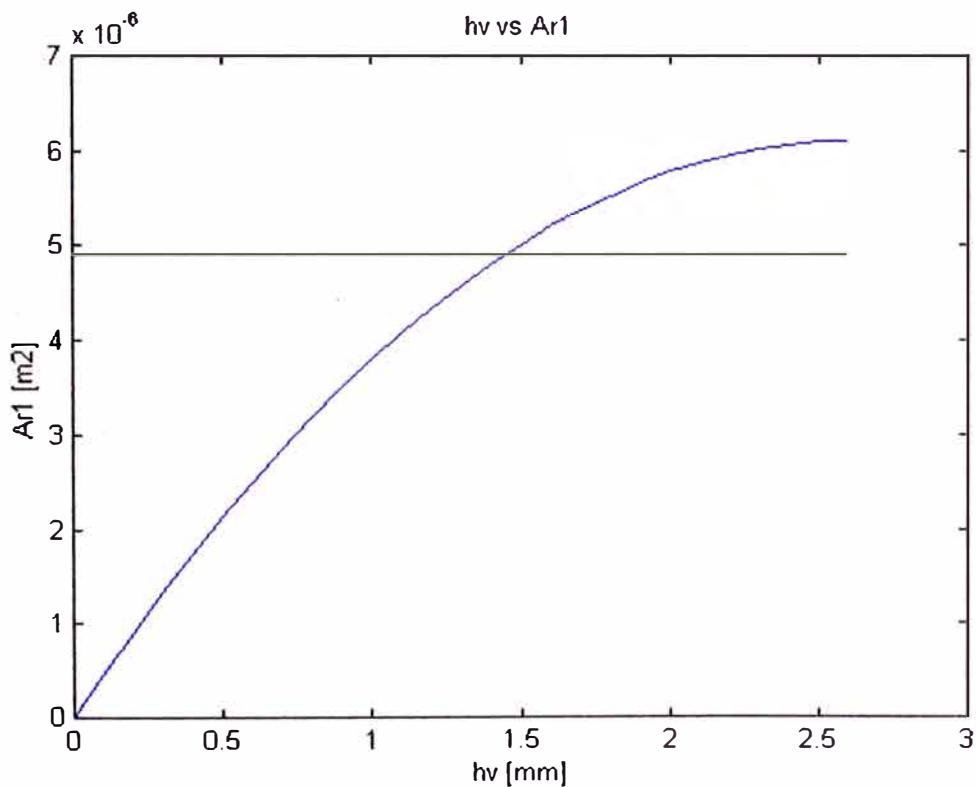
$$n = m - h_{vl} \cdot \text{cos} \alpha \quad (m \text{ se obtiene del dibujo a escala})$$

Finalmente:

$$r_1 = (m - h_{vl} \cdot \text{cos} \alpha) \cdot \text{sen} \alpha \quad (4.39)$$

### Observaciones

- El área de paso del gas irá aumentando a medida que aumente la apertura de la válvula  $h_{v,l}$ . Al levantamiento de la válvula, que hace que el área de paso calculada sea igual al área del agujero, se le denominará  $h_{ve}$ , luego, para valores de  $h_{v,l}$  mayores a  $h_{ve}$  se tomará como área de paso al área del agujero.
- Se realizaron los cálculos respectivos, con los datos geométricos del reductor de presión, en Matlab, obteniéndose la gráfica que se muestra a continuación.



*Fig. 51. Intersección de las curvas ( $h_{ve}$ )*

La subrutina que se encarga de hallar el área  $Ar_1$  que le corresponde a un determinado  $h_{v,l}$  se denomina **area11**, y está fundamentada en las relaciones mostradas en este apartado.

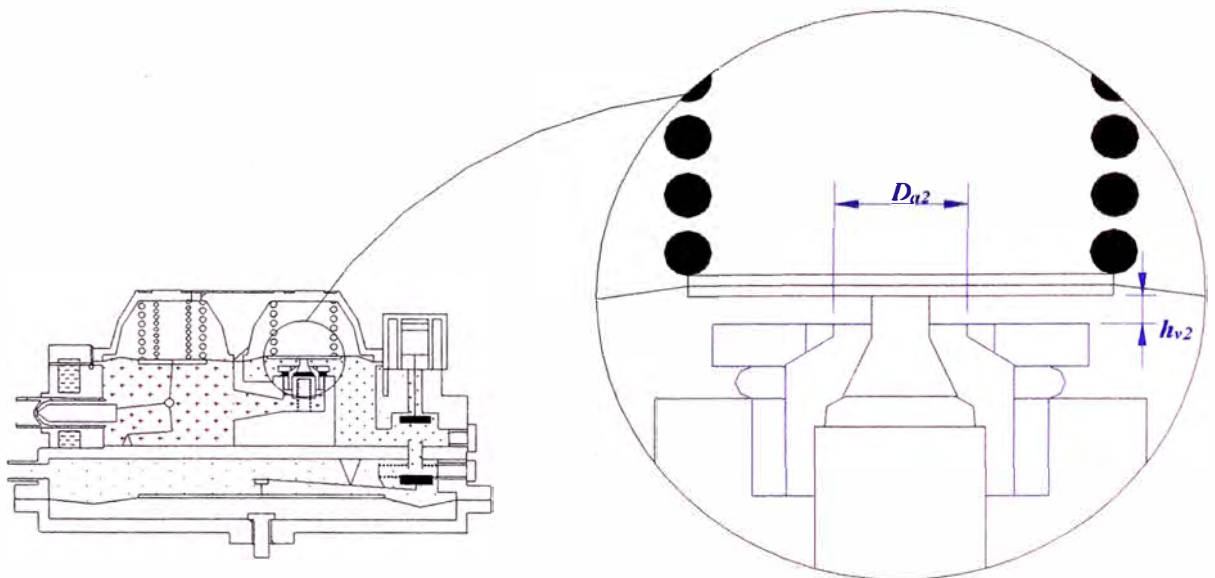
#### 4.1.1.15 Relación entre el área de paso para la válvula de la segunda etapa ( $A_{r2}$ ) y el levantamiento de la válvula ( $h_{v2}$ )

Para el cálculo del área de paso de la segunda etapa se pueden distinguir 3 etapas en el proceso de apertura de la válvula. (ver Fig. 52)

- Cuando la válvula comienza a abrirse.
- Cuando el área mínima corresponde a la sección cónica.
- Cuando el área mínima corresponde a la sección circular.

Es importante mencionar también que se está considerando como  $h_{v2}$  a la distancia libre entre la superficie del obturador en contacto con el disco del diafragma y la superficie superior del asiento de la válvula, tal como se muestra en la figura 52.

##### i) Cuando la válvula comienza a abrirse:



*Fig. 52. Detalle de la válvula (i)*

La sección de paso  $A_{r2}$  se calcula como el área lateral de un cilindro de diámetro  $D_{a2}$  y altura  $h_{v2}$ . Entonces:

$$A_{r2} = \pi x D_{a2} x h_{v2} \quad (4.40)$$

ii) Cuando  $A_{min}$  está en la sección cónica:

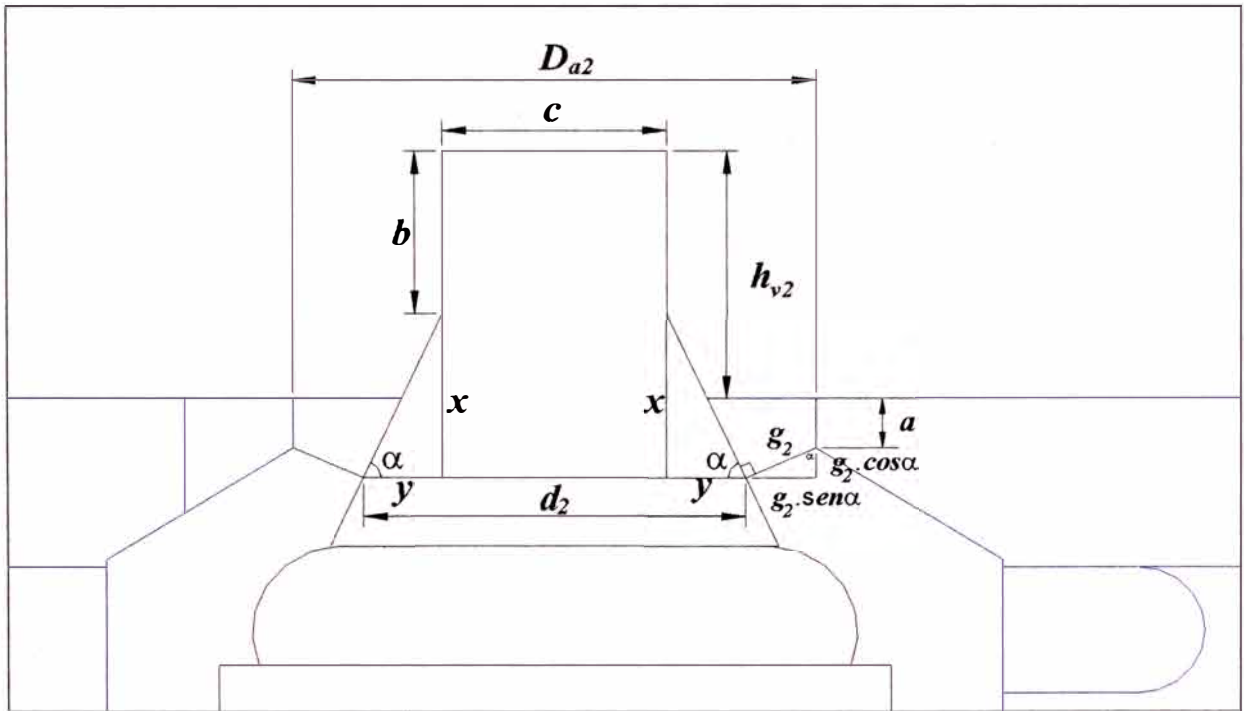


Fig. 53. Detalle de la válvula (ii)

El  $A_{min}$  es la superficie lateral de un tronco de cono, por lo tanto, se usará la ecuación :

$$A_{min} = S_L = \pi x (R_2 + r_2) x g_2 = \pi x \left( \frac{D_{a2}}{2} + \frac{d_2}{2} \right) x g_2 \quad (4.41)$$

Donde:  $R_2$  es el radio mayor,  $r_2$  es el radio menor y  $g_2$  es la generatriz.

Luego, del gráfico se pueden plantear las siguientes ecuaciones:

$$d_2 = c + 2 \cdot y \quad (4.42a)$$

$$d_2 = c + \frac{2 \cdot x}{\tan \alpha} \quad (4.42b)$$

$$x + b = h_{v2} + a + g_2 \cdot \cos \alpha \quad (4.43)$$

Despejando  $x$  de (4.43)

$$x = h_{v2} + a + g_2 \cdot \cos \alpha - b \quad (4.43a)$$

$$D_{a2} = d_2 + 2 \cdot g_2 \cdot \text{sen} \alpha \quad (4.44)$$

Remplazando (4.42b) en (4.44)

$$D_{a2} = c + \frac{2 \cdot x}{\tan \alpha} + 2 \cdot g_2 \cdot \text{sen} \alpha \quad (4.45)$$

Remplazando (4.43a) en (4.45)

$$D_{a2} = c + \frac{2}{\tan \alpha} \cdot (h_{v2} + a + g_2 \cdot \cos \alpha - b) + 2 \cdot g_2 \cdot \text{sen} \alpha$$

Despejando  $g$  y simplificando:

$$g_2 = \frac{1}{2} \cdot \text{sen} \alpha \cdot \left[ D_{a2} - c - \frac{2}{\tan \alpha} \cdot (h_{v2} + a - b) \right] \quad (4.46)$$

iii) Cuando  $A_{min}$  está en la sección curva:

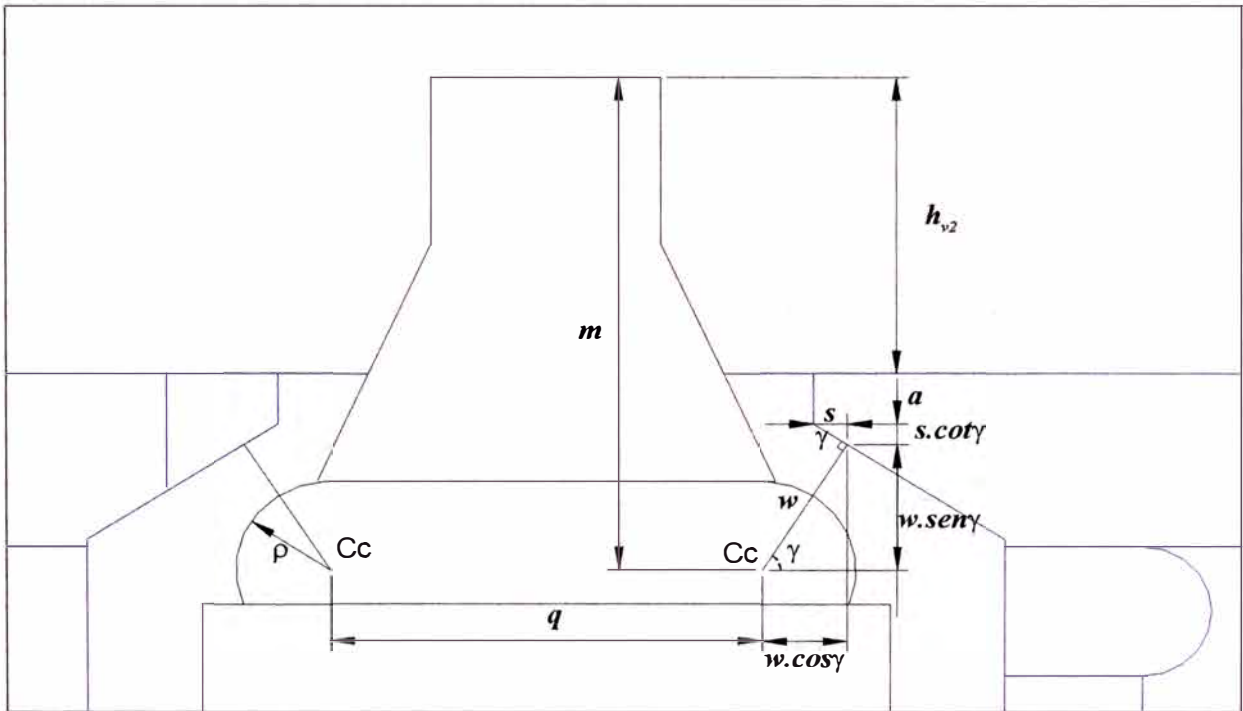


Fig. 54. Detalle de la válvula (iii)

De manera similar al caso anterior, la sección de paso  $A_{min}$  se calcula como el área lateral de un tronco de cono:

$$A_{min} = S_L = \pi x (R_2 + r_2) x g_2$$

Del gráfico se pueden obtener las siguientes ecuaciones:

$$g_2 = w - \rho \quad (4.47)$$

$$r_2 = (q + 2 \cdot \rho \cdot \cos \gamma) / 2 \quad (4.48)$$

$$R_2 = (q + 2 \cdot w \cdot \cos \gamma) / 2 \quad (4.49)$$

Donde:  $\rho$  es radio de curvatura y  $q$  es distancia entre centros.

También se tiene:

$$s = \left( \frac{q}{2} + w \cdot \cos \gamma - \frac{D_{a2}}{2} \right) \quad (4.50)$$

$$h_{v2} + a + s \cdot \cot \gamma + w \cdot \operatorname{sen} \gamma = m \quad (4.51)$$

Remplazando (4.54) en (4.55):

$$h_{v2} + a + \left( \frac{q}{2} - \frac{D_{a2}}{2} + w \cdot \cos \gamma \right) \cdot \cot \gamma + w \cdot \operatorname{sen} \gamma = m$$

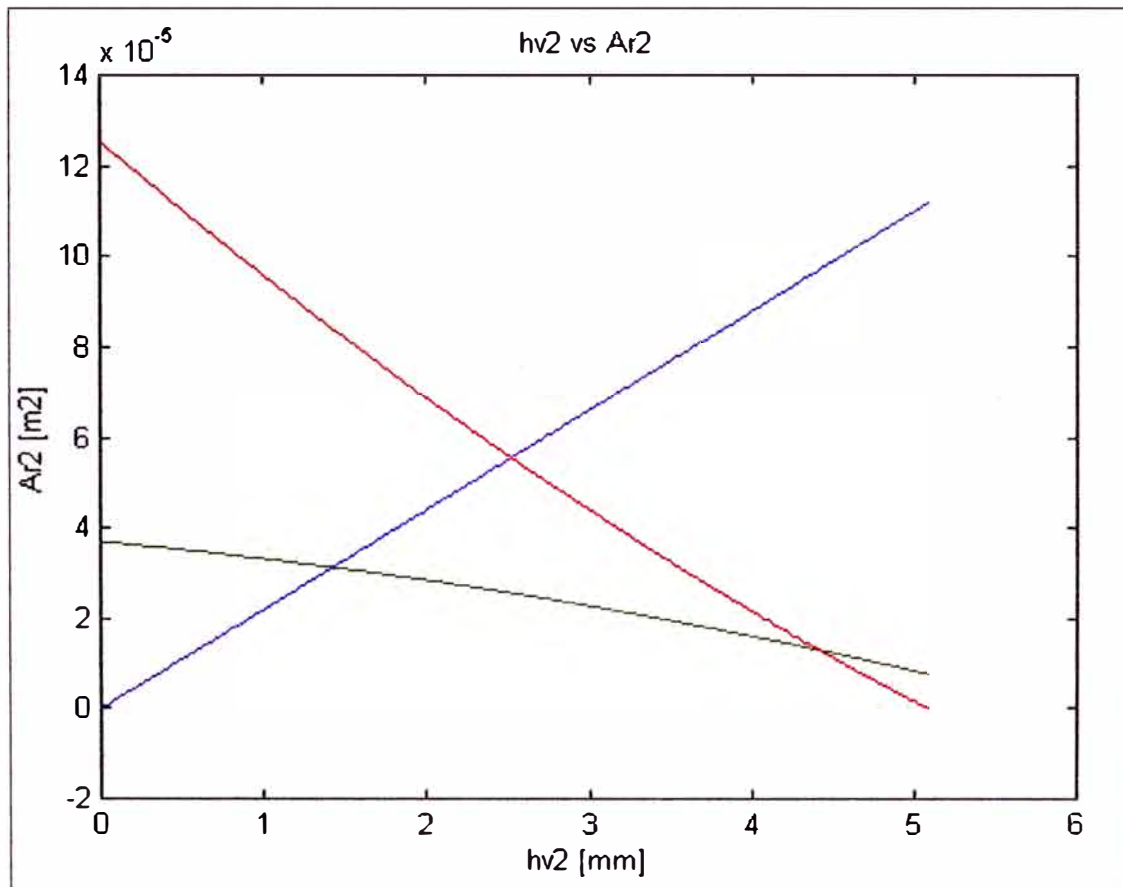
Despejando  $w$ :

$$w = \frac{m - h_{v2} - a - \left( \frac{q}{2} - \frac{D_{a2}}{2} \right) \cdot \cot \gamma}{\cos \gamma \cdot \cot \gamma + \operatorname{sen} \gamma} \quad (4.52)$$

### Observaciones

- Como se mencionó en la parte anterior, para obtener el flujo máximo, se debe encontrar el área de paso mínimo en la segunda válvula.
- Con las ecuaciones deducidas se puede calcular el área de paso del gas en la segunda etapa, sin embargo, se necesita saber, por ejemplo, para el *caso i*, qué valores de la apertura de la válvula  $h_{v2}$  le corresponden, considerando que el área debe ser mínima.
- Con ayuda de Matlab y con los datos geométricos, se calculó el área de paso en todos los casos, para valores de  $h_{v2}$  que van desde 0 hasta 5,1 mm, luego, se puede apreciar las intersecciones de las gráficas, con lo que se puede deducir las aperturas de la válvula  $h_{v2}$  que le corresponden a cada caso.





*Fig. 55. Intersecciones de las curvas para cada caso*

- La línea azul corresponde al *caso i*, la línea verde corresponde al *caso ii*, y la línea roja corresponde al *caso iii*.
- Con ayuda del programa Matlab y de métodos numéricos, se logró calcular el valor de  $h_{v2}$  y el área respectiva para cada intersección.

Azul-verde:  $h_{v2} = 1,4264 \text{ mm}$   $A_{r2} = 3,1368 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

Verde-rojo:  $h_{v2} = 4,4160 \text{ mm}$   $A_{r2} = 1,3186 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

La subrutina que se encarga de hallar el levantamiento de la válvula  $h_{v2}$  que le corresponde a un determinado  $A_{r2}$  se denomina **area222** y está fundamentada en las relaciones mostradas en este apartado.

#### 4.1.1.16 Coefficiente de descarga ( $C_d$ )

El coeficiente de descarga es la relación entre el flujo real y el flujo ideal que pasa a través de un orificio.

$$C_d = \frac{\text{Flujo real}}{\text{Flujo ideal}} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_i}$$

Para el flujo de gas a través de la 1<sup>ra</sup> y 2<sup>da</sup> válvula se considera al coeficiente de descarga aproximadamente constante, siendo variable el área de paso del gas, la cual es calculada en los apartados anteriores. Sin embargo, dada la configuración de la 3<sup>ra</sup> etapa, para el cálculo del flujo másico se considerará al coeficiente de descarga variable, manteniendo el área del agujero constante, según la metodología de cálculo del libro 'Automóviles a gas' [23].

La dependencia entre el coeficiente de descarga  $C_{d3}$  y el levantamiento  $h_{v3}$  de la válvula se muestra en la figura 56. El coeficiente de descarga de la válvula, para agujeros, varía entre 0,8 a 0,85 (valor máximo)[23].

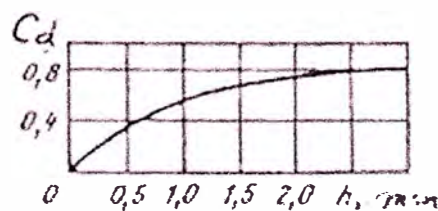
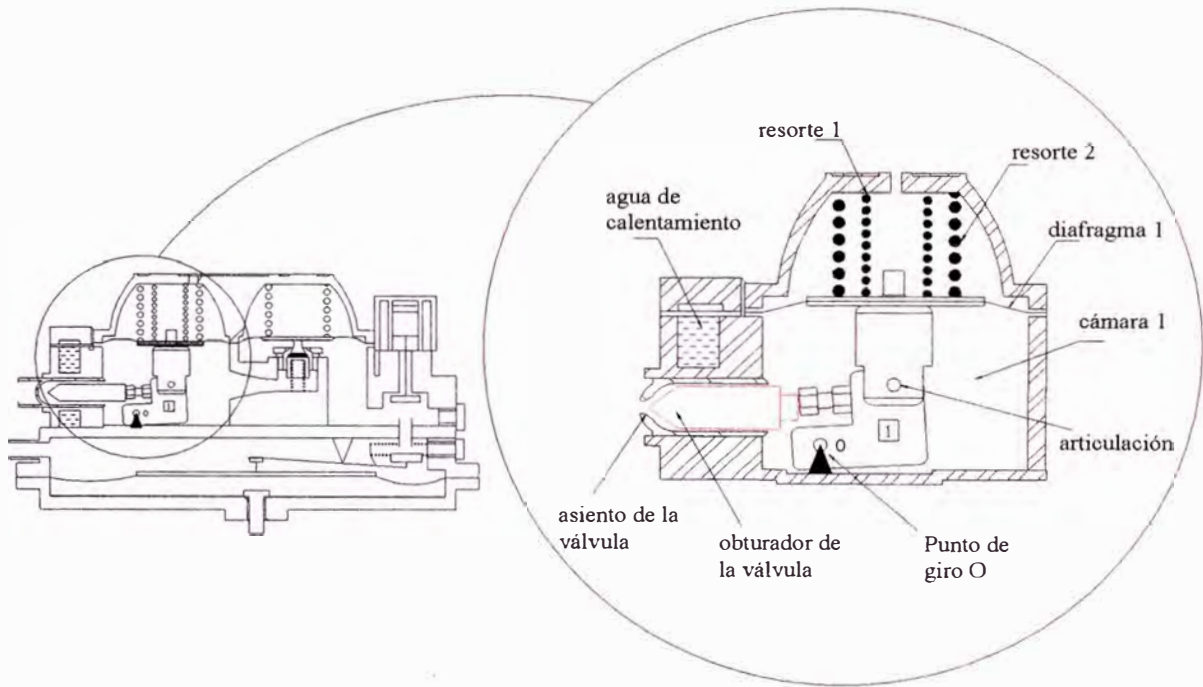


Fig. 56. Relación entre  $C_d$  y  $h_v$  [23]

Observación: Para obtener el valor del levantamiento de la válvula  $h_{v3}$  que le corresponde a un determinado  $C_{d3}$  se debieron tabular algunos puntos de la gráfica anterior, para luego ajustarlos (en Matlab) a una curva polinomial, y de esta manera obtener el levantamiento  $h_{v3}$  para cualquier  $C_{d3}$ .

#### 4.1.1.17 Ecuación de equilibrio de fuerzas en la primera etapa

En la figura siguiente se muestra el esquema de la geometría de la primera etapa del reductor de presión de GNC.



*Fig. 57. Esquema de la 1<sup>ra</sup> etapa*

En esta figura se muestran los principales componentes en la primera etapa del reductor de presión.

#### Funcionamiento

- El gas natural proveniente de la línea de alta presión, ingresa a la primera etapa del reductor.
- La presión en la primera cámara se incrementa, venciendo la resistencia de los resortes 1 y 2 así como la resistencia de la presión atmosférica, lo que hace subir al diafragma 1.

- Al subir el diafragma 1, el sistema de palancas hace girar al elemento 1 con respecto al punto de giro O.
- Al girar el elemento 1 en sentido antihorario, empuja al obturador de la válvula hacia la izquierda, con lo que se reduce la apertura de la válvula, disminuyendo así el flujo másico que ingresa a la primera etapa.
- Al disminuir el flujo másico que ingresa a la primera cámara, desciende la presión en esta cámara, lo que hace descender al diafragma 1.
- Al descender el diafragma 1 el elemento 1 girará en sentido horario, permitiendo el desplazamiento del obturador de la válvula hacia la derecha, incrementándose la apertura de la válvula y aumentando la presión en la cámara 1.
- Los procesos anteriores se repetirán una y otra vez, hasta que se alcance el equilibrio de fuerzas en los elementos móviles de la primera etapa.

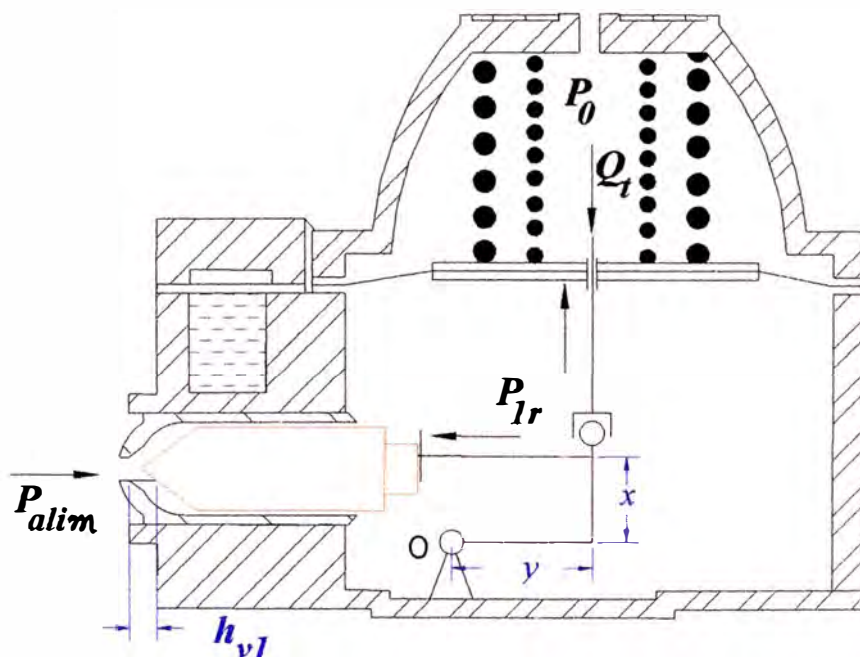


Fig. 58. Esquema simplificado de la 1ª etapa

En esta figura se observa un esquema de simplificado de los elementos móviles del sistema de palanca en la primera etapa, donde  $x$  e  $y$  son los brazos de palanca respecto al punto de giro  $O$ ,  $Q_t$  es la carga total ejercida por los resortes 1 y 2,  $P_{1r}$  es la presión dentro de la primera cámara,  $P_{alim}$  es la presión de alimentación y  $P_0$  es la presión atmosférica.

Para cualquier posición de la válvula de la 1<sup>ra</sup> etapa (abierta) se considera que está en equilibrio estático y se pueden plantear las siguientes ecuaciones:

$$P_1 + Q_t - N_{m1} = 0 \quad (4.53)$$

donde  $P_1$  representa la fuerza que se ejerce sobre la válvula debido a la diferencia de presiones,  $Q_t$  representa la fuerza ejercida por los resortes y  $N_{m1}$  representa la fuerza ejercida sobre el diafragma 1 debido a la diferencia de presiones sobre éste.

También se puede expresar como sumatoria de momentos:

$$\sum M_o = 0$$

$$M_{abrir} - M_{cerrar} = 0 \quad \text{ó}$$

$$(P_{alim} - P_{1r})A_{a1} \cdot \alpha_{v1} \cdot x + (Q_{v1} - k_{v1} \cdot \Delta z) \cdot y + (Q_{v2} - k_{v2} \cdot \Delta z) \cdot y - (P_{1r} - P_0) \alpha_{m1} \cdot A_{m1} \cdot y = 0$$

donde:

$P_{alim}$  Presión del gas a la entrada del reductor, en Pa.

$\alpha_{v1}$  Coeficiente que considera la influencia de las áreas sobre las condiciones de trabajo para la válvula 1.

$A_{a1}$  Área del agujero de la válvula 1, en m<sup>2</sup>.

$Q_{v1}$  Tensión o fuerza del resorte 1, en N.

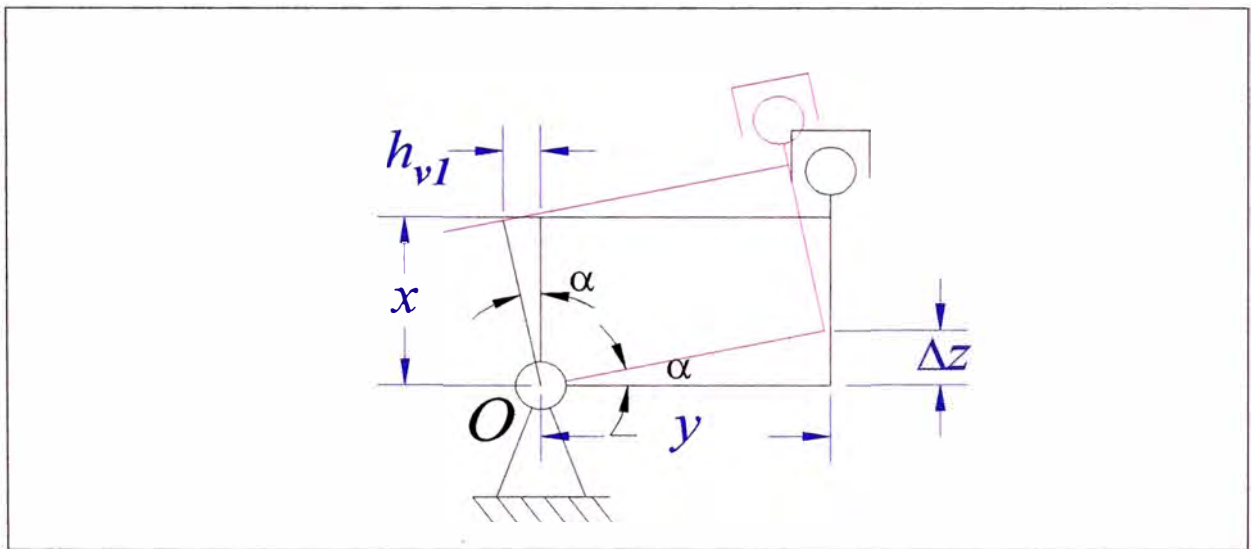
$Q_{v2}$  Tensión o fuerza del resorte 2, en N.

$k_{v1}$  rigidez del resorte 1 de la membrana, en N/m.

$k_{v2}$  rigidez del resorte 2 de la membrana, en N/m.

$\Delta z$  alargamiento del resorte, en m.

- $x$  distancia del eje pívot a la válvula, en m.  
 $y$  distancia del eje pívot al centro de la membrana, en m.  
 $P_0$  presión atmosférica, en Pa.  
 $\alpha_{m1}$  Coeficiente del área efectiva de la membrana (generalmente se acepta que  $\alpha_{m1}=0,5 \dots 0,7$  [23]).  
 $A_{m1}$  Área de la membrana, en  $m^2$ .



**Fig. 59.** Esquema de los brazos de palanca

Del esquema anterior se tiene:  $\tan \alpha \approx \frac{h_{v1}}{x} = \frac{\Delta z}{y}$ , luego  $\rightarrow \Delta z = \frac{y}{x} h_{v1}$

$h_{v1}$  es levantamiento de la válvula

Remplazando en la ecuación de equilibrio y dividiendo entre  $x$ :

$$(P_{alim} - P_{lr})A_{a1} \cdot \alpha_{v1} + \left( Q_{v1} - k_{v1} \cdot h_{v1} \cdot \frac{y}{x} \right) \cdot \frac{y}{x} + \left( Q_{v2} - k_{v2} \cdot h_{v1} \cdot \frac{y}{x} \right) \cdot \frac{y}{x} - (P_{lr} - P_0) \alpha_{m1} \cdot A_{m1} \cdot \frac{y}{x} = 0$$

Ordenando y remplazando  $\frac{y}{x}$  por  $u_1$  (relación de los brazos de la palanca), se tiene:

$$(P_{alim} - P_{lr})A_{a1} \cdot \alpha_{v1} + (Q_{v1} + Q_{v2} - (k_{v1} + k_{v2}) \cdot h_{v1} \cdot u_1) u_1 - (P_{lr} - P_0) \alpha_{m1} \cdot A_{m1} \cdot u_1 = 0$$

Finalmente, se puede despejar la presión en la cámara 1 ( $P_{lr}$ ):

$$P_{1r} = \frac{P_{alim} \cdot A_{al} \cdot \alpha_{v1} + (Q_{v1} + Q_{v2} - (k_{v1} + k_{v2})h_{v1}u_1)u_1 + P_o \cdot A_{m1} \cdot \alpha_{m1} \cdot u_1}{A_{al} \cdot \alpha_{v1} + A_{m1} \cdot \alpha_{m1} \cdot u_1} \quad (4.54)$$

Si en la primera etapa se emplea una válvula esférica, siendo el asiento de la válvula de acero (lo cual es aplicable para reductores de GNC) entonces la superficie de acción mutua de este par (válvula-asiento) no es significativa. Para fines de cálculo con suficiente precisión, se puede aceptar que el coeficiente  $\alpha_{v1} = 1,0$  [23].

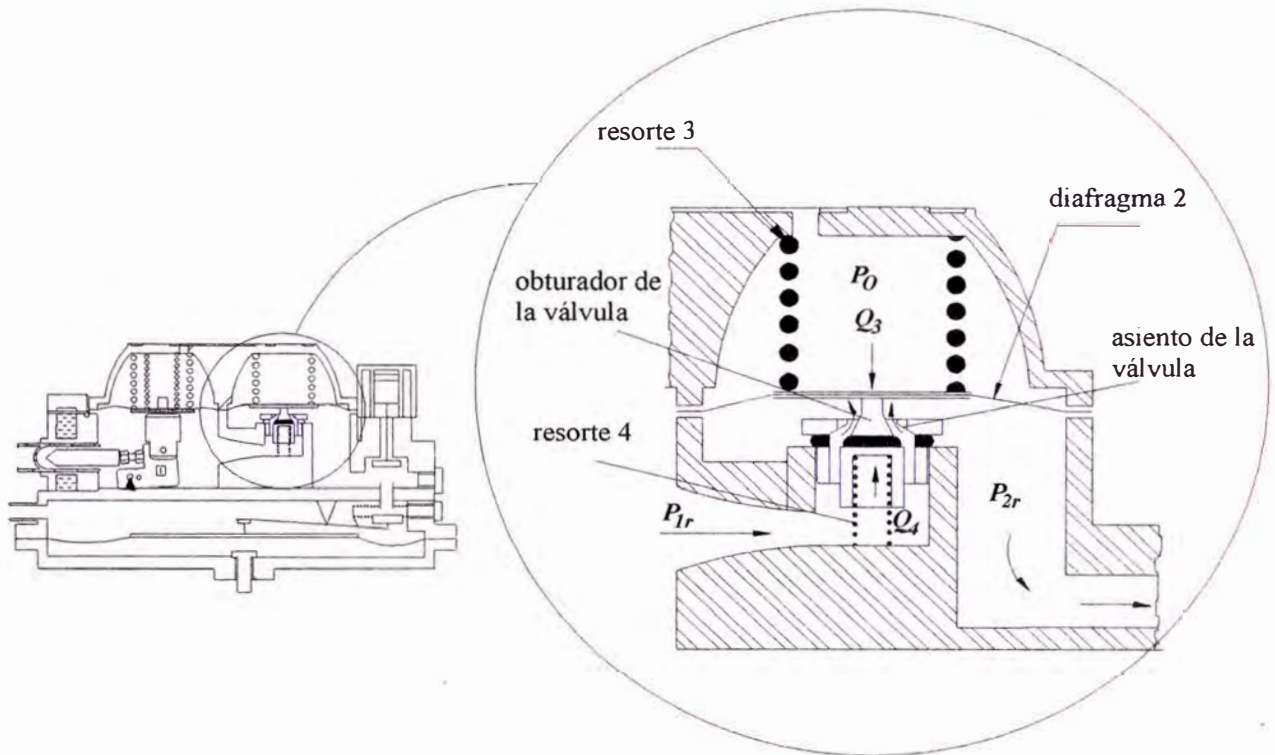
Para una superficie plana de la válvula de la primera etapa del reductor para GLP o GNC, donde la relación del diámetro externo al diámetro interno del asiento de la válvula  $\frac{de}{di} = 1,25$ , entonces el coeficiente  $\alpha_{v1} = 1,15$ .

Los coeficientes anteriormente señalados son imprescindibles para el cálculo de los parámetros de los elementos del reductor de gas y refleja la dinámica del movimiento de los elementos móviles. En el cálculo analítico de la membrana como un elemento elástico, sujeto perimetralmente, las fuerzas aplicadas en esta membrana se consideran que se concentran en el centro (en la parte central). Es por este motivo que, generalmente, desde un punto de vista técnico se utiliza un coeficiente de efectividad del uso de la membrana  $\alpha_{m1}$  [23].

Para la obtención del máximo valor posible de  $\alpha_{m1}$ , es ventajoso utilizar una membrana circular (en forma de anillo) con dos discos metálicos (uno a cada lado de la membrana) [23].

#### 4.1.1.18 Ecuación de equilibrio de fuerzas en la segunda etapa

A continuación se muestra el esquema de la segunda etapa del reductor de presión de GNC.



*Fig. 60. Esquema de la segunda etapa*

Luego, planteando el equilibrio de fuerzas alrededor del elemento móvil de la válvula 2 se tiene:

$$P_2 - Q_3 + Q_4 - N_2 = 0 \quad (4.55)$$

Donde, el primer valor de la ecuación  $P_2$  caracteriza la fuerza sobre la válvula debido a las presiones que actúan sobre ésta.

El segundo miembro  $Q_3$  caracteriza la fuerza sobre la válvula ejercida por el resorte 3, el tercer miembro  $Q_4$  es la fuerza ejercida por el resorte 4. El cuarto y último miembro caracteriza la fuerza aplicada al centro de la membrana de la segunda etapa.



Luego, la ecuación anterior también se puede expresar como:

$$(P_{1r} - P_{2r}) \cdot \alpha_{v2} \cdot A_{a2} - (Q_{v3} + k_{v3} \cdot h_{v2}) + (Q_{v4} - k_{v4} \cdot h_{v2}) - (P_0 - P_{2r}) \cdot \alpha_{m2} \cdot A_{m2} = 0$$

donde:

$P_{1r}$  Presión del gas en la primera etapa, en Pa.

$\alpha_{v2}$  Coeficiente que considera la influencia de las áreas sobre las condiciones de trabajo

$h_{v2}$  levantamiento de la válvula, en m.

$A_{a2}$  Área del agujero de la válvula 2, en m<sup>2</sup>.

$Q_{v3}$  Tensión o fuerza del resorte 3, en N

$Q_{v4}$  Tensión o fuerza del resorte 4, en N

$k_{v3}$  rigidez del resorte 3 de la membrana, en N/m

$k_{v4}$  rigidez del resorte 4 de la membrana, en N/m

$P_0$  presión atmosférica, en Pa.

$\alpha_{m2}$  Coeficiente del área efectiva de la membrana (generalmente se acepta que

$$\alpha_{m2} = 0,5 \dots 0,7)$$

$A_{m2}$  Área de la membrana, en m<sup>2</sup>

Finalmente, despejando  $P_{2r}$  :

$$P_{2r} = \frac{(Q_{v3} + k_{v3} \cdot h_{v2}) - (Q_{v4} - k_{v4} \cdot h_{v2}) + P_0 \cdot \alpha_{m2} \cdot A_{m2} - P_{1r} \cdot \alpha_{v2} \cdot A_{a2}}{\alpha_{m2} \cdot A_{m2} - \alpha_{v2} \cdot A_{a2}} \quad (4.56)$$

#### 4.1.1.19 Ecuación de equilibrio de fuerzas en la tercera etapa

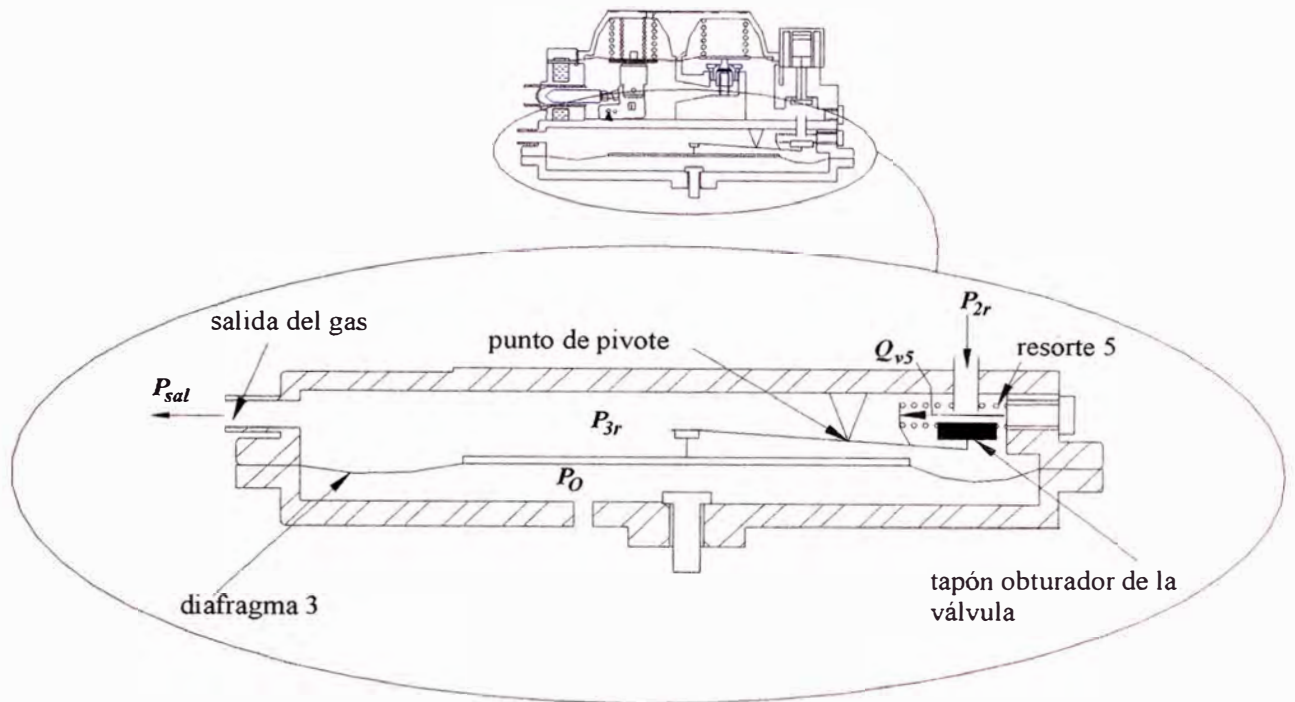


Fig. 61. Esquema de la tercera etapa

Planteando la ecuación de equilibrio para la tercera etapa:

$$\sum M_O = 0$$

$$M_{abrir} - M_{cerrar} = 0 \quad \text{ó}$$

$$(P_{2r} - P_{3r})A_{r3} \cdot \alpha_{v3} \cdot x_3 - (Q_{v5} + k_{v5} \cdot \Delta z) \cdot z_3 - (P_{3r} - P_0) \alpha_{m3} \cdot A_{m3} \cdot y_3 = 0$$

$P_{3r}$  Presión del gas en la tercera etapa, en Pa.

$\alpha_{v3}$  Coeficiente que considera la influencia de las áreas sobre las condiciones de trabajo en la válvula 3.

$h_{v3}$  levantamiento de la válvula de la tercera etapa, en m

$A_{r3}$  Área del agujero de la válvula 3, en m<sup>2</sup>.

$Q_{v5}$  Tensión o fuerza del resorte 5, en N

$k_{v5}$  rigidez del resorte 5, en N/m

$P_0$  presión atmosférica, en Pa.

$\alpha_{m3}$  Coeficiente del área efectiva de la membrana (generalmente se acepta que  $\alpha_{m3} = 0,5 \dots 0,7$ )

$A_{m3}$  Área de la membrana, en  $m^2$

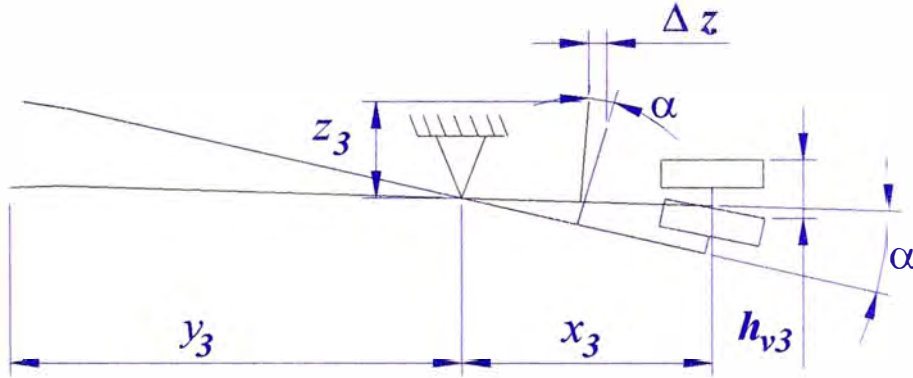


Fig. 62. Esquema de los brazos de palanca

$$\tan \alpha \approx \frac{h_{v3}}{x_3} = \frac{\Delta z}{z_3}, \text{ luego } \rightarrow \Delta z = \frac{z_3}{x_3} h_{v3}$$

Remplazado en la ecuación anterior y dividiendo entre  $x_3$  :

$$(P_{2r} - P_{3r}) A_{r3} \cdot \alpha_{v3} \cdot \frac{x_3}{x_3} - \left( Q_{v5} + k_{v5} \cdot h_{v3} \cdot \frac{z_3}{x_3} \right) \cdot \frac{z_3}{x_3} - (P_{3r} - P_0) \alpha_{m3} \cdot A_{m3} \cdot \frac{y_3}{x_3} = 0$$

Despejando  $P_{3r}$  :

$$P_{3r} = \frac{P_{2r} \cdot A_{r3} \cdot \alpha_{v3} - \left( Q_{v5} + k_{v5} \cdot h_{v3} \cdot \frac{z_3}{x_3} \right) \cdot \frac{z_3}{x_3} + P_0 \cdot \alpha_{m3} \cdot A_{m3} \cdot \frac{y_3}{x_3}}{A_{r3} \cdot \alpha_{v3} + \alpha_{m3} \cdot A_{m3} \cdot \frac{y_3}{x_3}} \quad (4.57)$$

#### 4.1.1.20 Cálculo de la variación de presión en el cilindro de GNC

Partiendo de la ecuación de estado para un gas real se tiene:

$$P.V = z.m.R.T$$

donde:  $P$  es la presión en el interior del cilindro de GNC  
 $V$  es el volumen del tanque de GNC  
 $m$  es la masa en el interior del cilindro de GNC  
 $T$  es la temperatura en el cilindro de GNC  
 $R$  es la constante del gas  
 $z$  es el factor de compresibilidad

Despejando la presión  $P$ :  $P = \frac{z.m.R.T}{V}$

Se considerará que la temperatura  $T$  en el cilindro de GNC permanecerá constante.

Entonces, derivando con respecto al tiempo:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{R.T}{V} \cdot \frac{d(m.z)}{dt}$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{R.T}{V} \left[ \frac{dm}{dt} \cdot z + \frac{dz}{dt} \cdot m \right]$$

Además  $z = f(P, T)$ , sin embargo, se está considerando al proceso isotérmico,

entonces:  $z = f(P)$

$$\frac{dz}{dt} = \frac{dz}{dP} \cdot \frac{dP}{dt}$$

Remplazando:  $\frac{dP}{dt} = \frac{R.T}{V} \cdot \frac{dm}{dt} \cdot z + \frac{R.T}{V} \cdot \frac{dz}{dP} \cdot \frac{dP}{dt} \cdot m$

Despejando y simplificando:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{R.T. \frac{dm}{dt} \cdot z}{V - R.T. \frac{dz}{dP} \cdot m} \quad [\text{Pa/s}] \quad (4.58)$$

donde:

$\frac{dm}{dt} = \dot{m}$  es la variación de la masa en el cilindro de GNC

$\frac{dz}{dP}$  es la variación del coeficiente de compresibilidad con respecto a la presión, y se

puede calcular según:

$$\frac{dz}{dP} = \frac{z_t - z_{t-\Delta t}}{P_t - P_{t-\Delta t}} \quad (4.59)$$

Cálculo de la masa para el tiempo  $t+\Delta t$

$$m(t + \Delta t) = m(t) - \dot{m}(t) \cdot \Delta t \quad [\text{kg}] \quad (4.60)$$

Finalmente, para hallar la presión en el cilindro de GNC para un tiempo  $t+\Delta t$  se tiene:

$$P(t + \Delta t) = P(t) - \frac{dP}{dt}(t) \cdot \Delta t \quad [\text{Pa}] \quad (4.61)$$

#### 4.1.1.21 Cálculo del coeficiente de exceso de aire $\alpha_e$

Para calcular el coeficiente de exceso de aire  $\alpha_e$ , primero se calcula el caudal de gas :

$$\dot{V}_g = \dot{m}_4 / \rho_{gas}$$

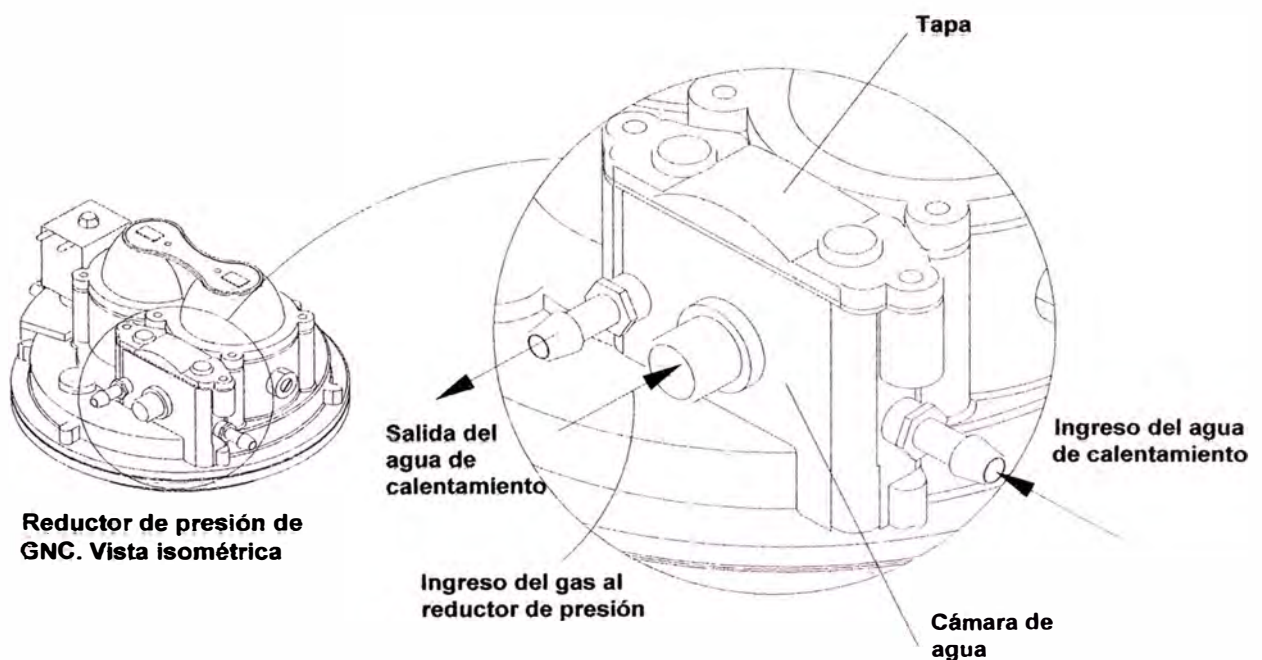
Finalmente el coeficiente de exceso de aire se calcula a partir de la ecuación 4.17:

$$\alpha_e = \frac{1}{L_0} \left( \frac{\dot{V}_{cm}}{\dot{V}_g} - 1 \right)$$

#### 4.1.1.22 Cálculo de la transferencia de calor en el calentador de GNC

La transferencia de calor en el reductor de presión se da en la primera etapa. El gas, después de expandirse en la válvula pasa por un tubo. Este tubo se aloja en el interior de una cámara. Por esta cámara, en la parte exterior del tubo, fluye el agua proveniente del sistema de refrigeración del vehículo, la cual se encuentra caliente después de haber pasado por el motor. Luego la transferencia de calor se da del agua caliente hacia el gas.

El gas que ingresa a la primera cámara, luego de expandirse en la válvula sufre una caída de temperatura isoentálpica, debido a la caída de presión. Esta caída de temperatura es suficiente para congelar las pequeñas cantidades de agua que pudiera traer el gas natural, y, luego, estas pequeñas partículas de hielo pueden obstruir los orificios del reductor. Es por esta razón que se necesita calentar al gas, para evitar el congelamiento y restaurar la temperatura inicial.



*Fig. 63. Detalle del intercambiador de calor del reductor de GNC.*

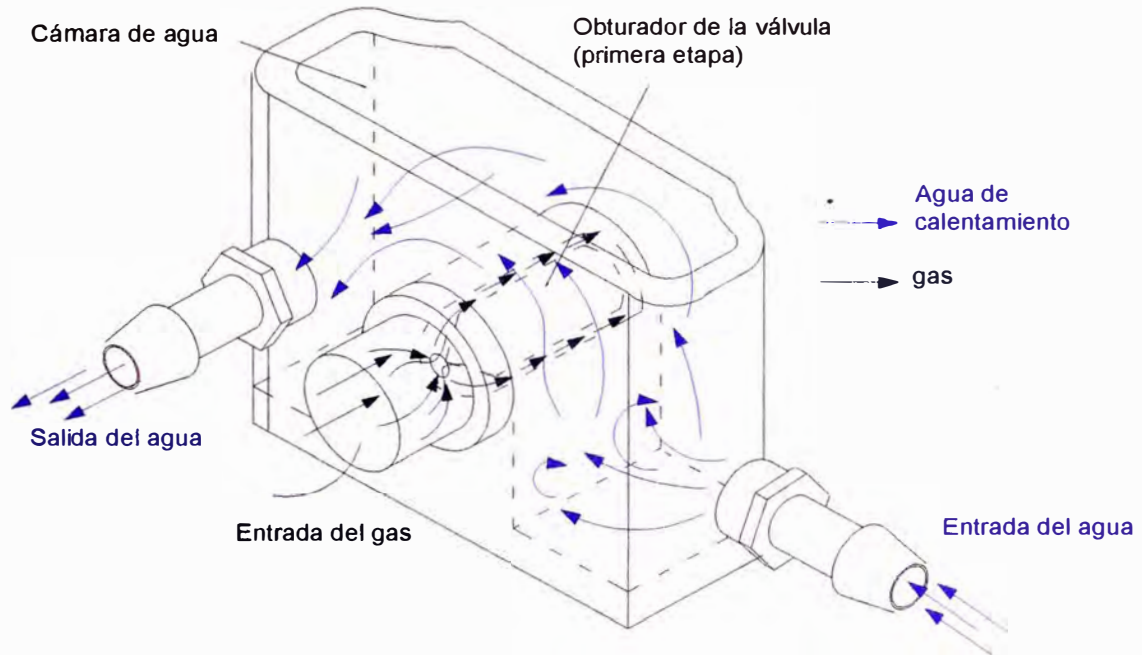


Fig. 64. Esquema interno simplificado del intercambiador de calor del reductor de GNC.

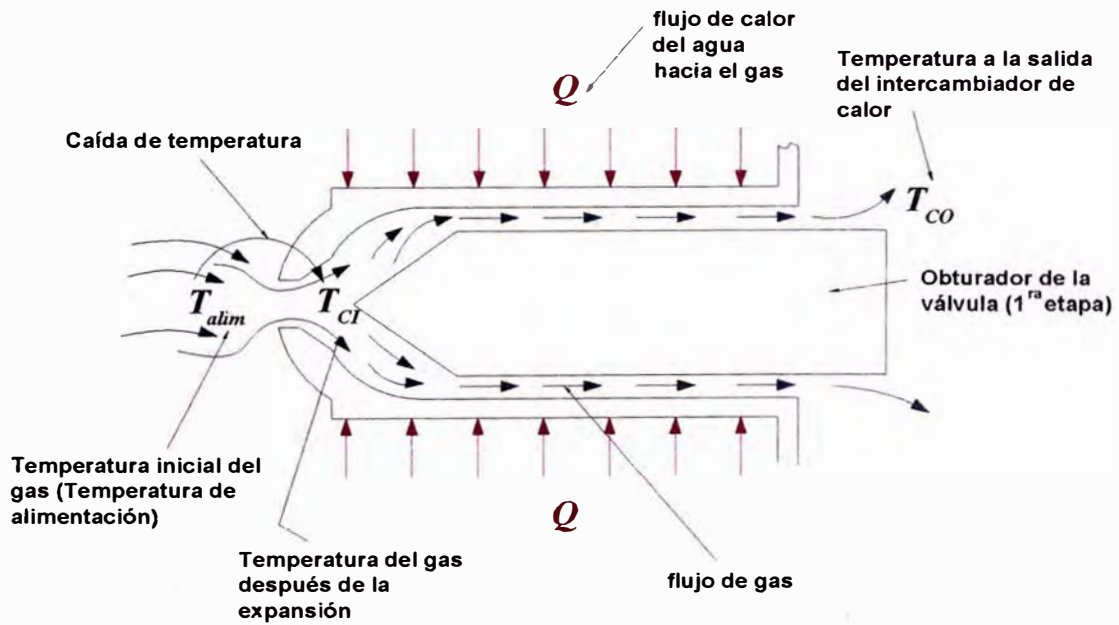
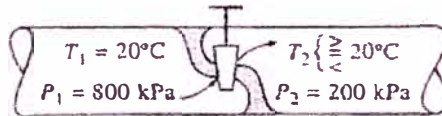


Fig. 65. Esquema de la transferencia de calor en el calentador de GNC

### El Coeficiente de Joule Thomson

Cuando un fluido pasa por una restricción como un tapón poroso, un tubo capilar o una válvula ordinaria, disminuye su presión. La entalpía del fluido permanece aproximadamente constante durante un proceso de este tipo, llamado proceso de estrangulamiento. Es conocido también que un fluido puede experimentar una reducción considerable de su temperatura debido al estrangulamiento, lo que constituye la base de operación en los refrigeradores y en la mayor parte de los acondicionadores de aire. Sin embargo, este no es siempre el caso. La temperatura de un fluido puede permanecer invariable o es posible, incluso, que aumente durante un proceso de estrangulamiento[42].



**Fig. 66.** Estrangulamiento de un fluido.

El comportamiento de la temperatura de un fluido durante un proceso de estrangulamiento ( $h = \text{constante}$ ) lo describe el **coeficiente de Joule – Thomson**, definido como

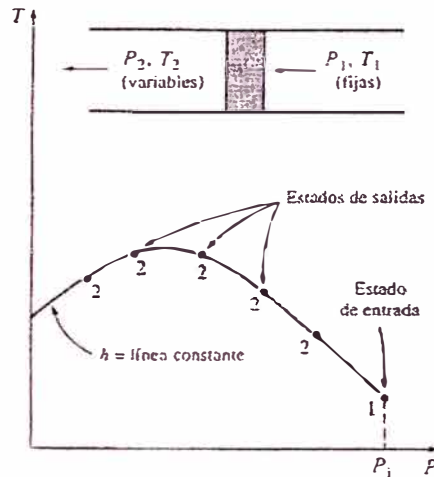
$$\mu = \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_h$$

El coeficiente de Joule Thomson es una medida del cambio en la temperatura con la presión durante un proceso de entalpía constante. Observe que si

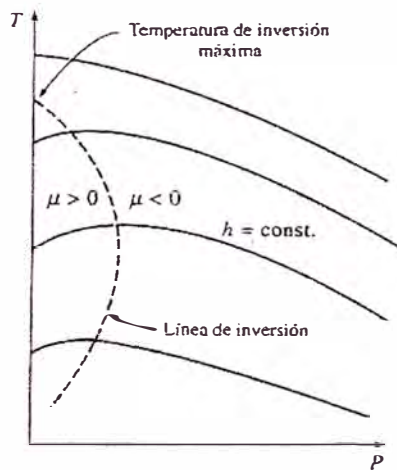
$$\mu \begin{cases} < 0 \Rightarrow \text{la temperatura aumenta} \\ = 0 \Rightarrow \text{la temperatura permanece constante} \\ > 0 \Rightarrow \text{la temperatura disminuye} \end{cases}$$



Un examen cuidadoso de la ecuación con la que se define revela que el coeficiente de Joule – Thomson representa la pendiente de las líneas  $h = \text{constante}$  en un diagrama  $T$ - $P$ .



**Fig. 67.** Desarrollo de una línea de  $h = \text{cte.}$  en un diagrama  $P$ - $T$ .



**Fig. 68.** Líneas de entalpía constante de una sustancia en un diagrama  $T$ - $P$

Algunas líneas de entalpía constante en el diagrama  $T$ - $P$  pasan por un punto de pendiente cero o de coeficiente de Joule – Thomson cero. La línea que pasa por estos puntos recibe el nombre de **línea de inversión**, y la temperatura en un punto donde

una línea de entalpía constante intercepta a la línea de inversión se conoce como temperatura de inversión[42].

### **Cálculo de la caída de temperatura**

El cálculo de la caída de temperatura durante la expansión del gas, se realiza mediante la subrutina **Caida\_T**. Los fundamentos teóricos y las demostraciones de las ecuaciones en las que se basa este programa se muestran a continuación. En el anexo 3 se encuentra el código del programa en el cual se puede apreciar más detalladamente la lógica del cálculo.

### **Ecuación de Redlich - Kwong**

Para evaluar la desviación del comportamiento de un gas real con respecto a un gas ideal se usará la ecuación de Redlich Kwong [52].

$$P(v,T) = \frac{R.T}{v-b} - \frac{a}{\sqrt{T}.v.(v+b)} \quad (4.62a)$$

Donde:

$$a = \frac{0,42748R^2T_c^{2.5}}{P_c} \quad b = \frac{0,08664R.T_c}{P_c}$$

$R$                     Constante del gas

$T_c$  y  $P_c$             Temperatura crítica y presión crítica del gas

Para el cálculo del volumen específico en función de  $P$  y  $T$  se realizará un procedimiento iterativo calculando un volumen específico inicial  $v$  según:

$v = RT/P$ , luego se reemplazará este valor en la ecuación de Redlich Kwong, la cual ha sido despejada:

$$v_{rec} = b + R.T / \left( P + a / \left( \sqrt{T} \cdot v \cdot (v + b) \right) \right) \quad (4.62b)$$

Luego se iguala:  $v_{rec} = v$  y se vuelve a reemplazar en la ecuación anterior hasta que la diferencia entre  $v_{rec}$  y  $v$  sea menor a una pequeña tolerancia establecida anteriormente.

### Propiedades de los gases reales

Si se considera que la energía interna de un gas ( $u$ ) está compuesta de una primera componente, la cual se obtendría como si fuera un gas ideal, y una segunda componente que tiene en cuenta las interacciones entre las moléculas [52]; entonces se puede escribir:

$$u(v, T) = u^0(T) + u_i(v, T)$$

donde:

$u^0(T)$  es la *energía interna estándar o de gas ideal*.

$u_i(v, T)$  esta componente se debe a la no “idealidad” del gas debido a que las moléculas ocupan un lugar en el espacio y tienen interacciones moleculares. Este término es llamado: *imperfección de la energía interna*[52].

Luego, la entalpía se puede dividir de la misma manera:

$$h(v, T) = h^0(T) + h_i(v, T)$$

donde el primer término es la entalpía estándar o de gas ideal y el segundo es la *imperfección de la entalpía*[52].

Cálculo de la variación de la entalpía de un gas ideal

Para un gas ideal:

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT$$

A bajas presiones todos los gases se aproximan al comportamiento de un gas ideal, y por lo tanto sus calores específicos dependen sólo de la temperatura. Los calores específicos de gases reales a bajas presiones se llaman *calores específicos de gas ideal* o *calores específicos de presión cero* y suelen denotarse  $C_{p0}$  y  $C_{v0}$ .

Es posible obtener expresiones analíticas exactas para los calores específicos de gases ideales, con base en mediciones directas o cálculos del comportamiento estadístico de las moléculas; dichas expresiones se presentan en forma de polinomios de 3<sup>er</sup> grado de la siguiente manera:

$$\overline{C_{p0}} = a + b.T + c.T^2 + d.T^3 \quad [\text{kJ/kmol.K}] \quad (4.63)$$

Los coeficientes se encuentran en la tabla 13.

Imperfección de la energía interna ( $u_i$ )

Como todos los gases tienen un comportamiento ideal a presión aproximadamente cero, las propiedades estándar son fácilmente determinadas por extrapolación a cero o a volumen infinito. Reordenando se tiene:

$$u_i(v, T) = u(v, T) - u^0(\infty, T)$$

$$u_i(v, T) = \int_{\infty}^v du(T) = \int_{\infty}^v \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv$$

El extremo derecho de la ecuación anterior se deduce a partir de una diferencial total:

$$du = \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv + \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT$$

a temperatura constante:  $du = \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv$

Finalmente:  $u_i(v, T) = \int_{\infty}^v \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv$

Luego a partir de la 2da ley de la termodinámica se puede llegar a:

$$\left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P$$

Sustituyendo en la ecuación anterior:

$$u_i = \int_{\infty}^v \left[ T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right] dv$$

Derivando e integrando la ecuación de Redlich Kwong se obtiene:

$$u_i(v, T) = \frac{3}{2} \left( \frac{a}{\sqrt{T} \cdot b} \right) \cdot \ln \left( \frac{v}{v+b} \right) \quad (4.64)$$

Luego , si se necesita calcular la variación de la energía interna para un gas real:

$$\Delta u = u(\text{estado2}, v_2, T_2) - u(\text{estado1}, v_1, T_1)$$

Esto realmente es:

$$\Delta u = (u_2^0 - u_1^0) + (u_{i,v_2} - u_{i,v_1})$$

### Imperfección de la entalpía ( $h_i$ )

Se puede desarrollar una expresión para la entalpía de la misma manera que para la energía interna. Reordenando la ecuación se tiene:

$$h_i(P, T) = h(P, T) - h^0(P, T)$$

Para una temperatura constante se tiene:

$$h_i(P) = h(P) - h^0(P)$$

Debido a que cualquier gas se aproxima al comportamiento ideal cuando su presión se aproxima a cero entonces se puede escribir:

$$h_i(P) = \int_0^P dh(P)_T = \int_0^P \left( \frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP$$

pero:

$$\left( \frac{\partial h}{\partial P} \right)_T = v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_P$$

El término anterior se puede calcular encontrando la derivada parcial de  $v$  con respecto a  $T$ ; para las ecuaciones de estado, esto no es fácil (excepto para un gas ideal), por lo que se usará una estrategia diferente. Regresando a la definición de  $h$ :

$$h = u + P.v$$

Para un gas ideal:

$$P.v = R.T$$

Entonces:

$$h^0 = u^0 + R.T$$

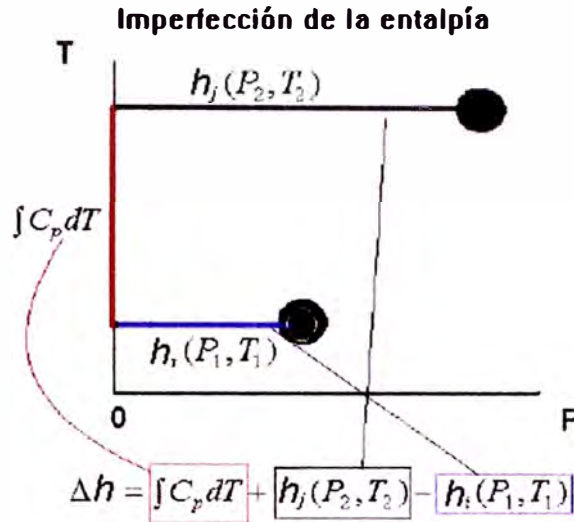
Luego:

$$h_i = h - h^0 = (u + P.v) - (u^0 + R.T)$$

Ordenando:

$$h_i = u - u^0 + P.v - R.T$$

$$h_i(v, T) = u_i(v, T) + P(v, T).v - R.T \quad (4.65)$$

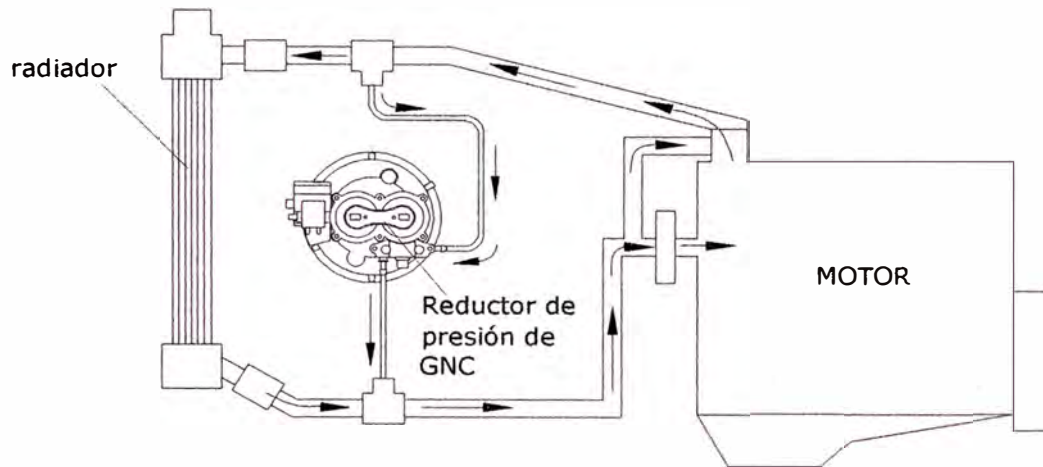


*Fig. 69. Imperfección de la entalpía*

Finalmente, para un cambio de estado de  $(v_1, P_1, T_1)$  a  $(v_2, P_2, T_2)$ ,  $\Delta h$  es la suma de  $\Delta h_{gas\ ideal} + \Delta h_{imperfección}$  y puede ser calculado según la ecuación:

$$\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} C_p \cdot dT + (h_i(v_2, T_2) - h_i(v_1, T_1)) \quad (4.66)$$

Para el cálculo de la temperatura después de la expansión la variable es  $T_2$ , luego se asumirá un valor inicial de  $T_2$  para calcular  $\Delta h$  en función de las ecuaciones 4.63, 4.64, 4.65 y 4.66 . Luego a través de un procedimiento iterativo y un método numérico (método de la bisección) se hallará la temperatura  $T_2$  que produce una variación de entalpía igual a cero ( $\Delta h = 0$ ).



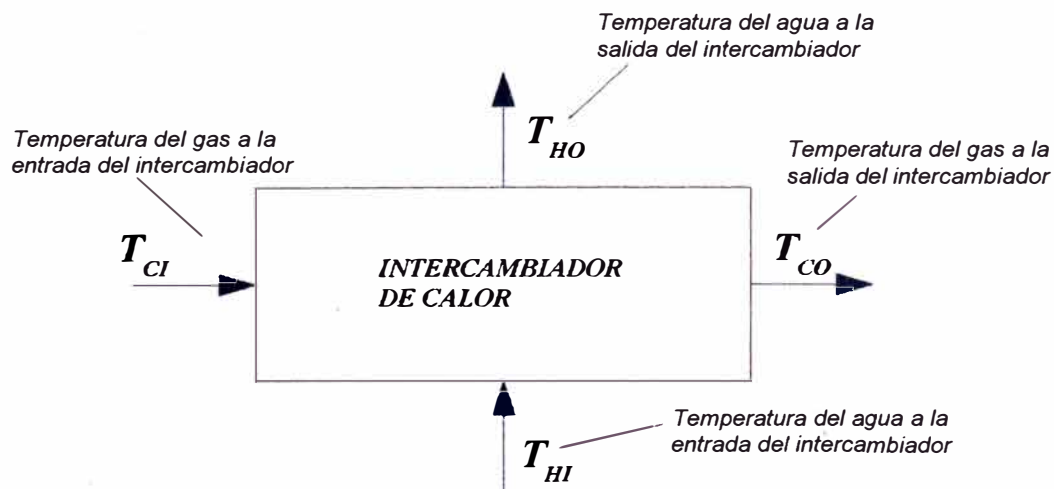
*Fig. 70 . Circuito del agua de refrigeración del motor*

### Caída de temperatura $\Delta T$

La caída de temperatura es la diferencia entre la temperatura de alimentación y la temperatura al final de la expansión  $T_2$ , la cual se calculó con el procedimiento mostrado en 4.1.1.17.

$$\Delta T = T_{a\text{lim}} - T_2$$

La temperatura al final de la expansión  $T_2$  se le denominará  $T_{CI}$  ( $T_2 = T_{CI}$ ), y ésta es igual a la temperatura al inicio de la transferencia de calor en el tubo.



*Fig. 71. Esquema de la transferencia de calor en el calentador*



### Cálculo del calor necesario para restaurar la temperatura inicial del gas $T_{alim}$

Para calcular el calor necesario para restaurar la temperatura inicial del gas se asumirá, que la temperatura a la salida del intercambiador de calor  $T_{CO}$ , es igual a  $T_{alim}$ .

$$\Delta T = T_{alim} - T_2 = T_{CO} - T_{CI}$$

Luego el calor necesario  $\dot{Q}_{NEC}$ :

$$\dot{Q}_{NEC} = \dot{m}_{gas} \cdot C_{p,gas} \cdot \Delta T \quad [W] \quad (4.67)$$

### Cálculo de la temperatura del agua a la salida del intercambiador

Considerando que toda el calor cedido por el agua es absorbido por el gas se tiene:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ganado}_{gas} &= \dot{Q}_{cedido}_{agua} \\ \dot{Q}_{NEC} &= \dot{m}_{agua} \cdot C_{p,agua} \cdot (T_{HI} - T_{HO}) \end{aligned}$$

Siendo  $T_{HI}$  la temperatura de ingreso del agua. Luego, se puede calcular la temperatura de salida del agua  $T_{HO}$  como:

$$T_{HO} = T_{HI} - \frac{\dot{Q}_{NEC}}{\dot{m}_{agua} \cdot C_{p,agua}} \quad (4.68)$$

### Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo para el gas ( $h_i$ )

El flujo de gas pasa por el interior de un tubo en el intercambiador de calor, a una determinada velocidad, debido a la diferencia de presiones entre el balón y la primera

cámara del reductor de presión. Es por esta razón que se usarán las ecuaciones para convección de calor forzada para un flujo interno.

### Diámetro hidráulico ( $D_h$ )

En caso de que la sección del tubo no sea circular se debe hacer uso del diámetro hidráulico, el que se define como:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{cl}}{P} \quad (4.69)$$

Donde,  $A_{cl}$  y  $P$  son el área de la sección transversal y el perímetro mojado, respectivamente.

### Número de Reynolds ( $Re$ )

Si el número de Reynolds es muy grande indica la presencia de un flujo turbulento. Para el cálculo del número de Reynolds, se calcula primero la velocidad del gas en la sección de paso  $A_{cl}$

$$\vec{V}_{gas} = \frac{\dot{m}_{gas}}{\rho_m \cdot A_{cl}} \quad [\text{m/s}]$$

donde:  $\rho_m$  es la densidad del gas a  $T_m$ . Luego, se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\vec{V}_{gas} \cdot D_h}{\nu_m} \quad (4.70)$$

donde:  $\nu_m$ , viscosidad cinemática del gas a  $T_m$ .

### Cálculo del número de Prandtl ( $Pr$ )

El número de Prandtl se puede calcular en función de las propiedades del gas a la temperatura media  $T_m$

$$Pr = \frac{\nu_m \cdot \rho_m \cdot C_{pgm}}{k_{fm}} \quad (4.71)$$

donde:  $C_{pgm}$  y  $k_{fm}$  son el calor específico del gas y la conductividad térmica del gas a  $T_m$ , respectivamente.

Coeficiente convectivo para el gas ( $h_i$ )

Debido a que el valor del número de Reynolds calculado resultó ser relativamente elevado, lo que indica que se trata de un flujo turbulento, para el cálculo del número de Nusselt ( $Nu$ ) se utilizará la correlación de Gnielinski [54]:

$$Nu = \frac{(f/8) \times (Re - 1000) \times Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.72)$$

donde:

Re es el número de Reynolds.

Pr es el número de Prandtl.

$f$  es el factor de fricción.

El factor de fricción  $f$  se calcula de la siguiente manera.

$$f = (0.790 \times \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$$

La correlación de Gnielinski es válida para:

$$0,5 < Pr < 2000$$

$$3000 < Re < 5 \times 10^6$$

Una vez que se ha calculado el número de Nusselt, se procede a calcular el coeficiente convectivo de la siguiente manera:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_{fm}}{D_h} \quad (4.73)$$

donde:

$h_i$  es el coeficiente de transferencia de calor convectivo.

$Nu$  es el número de Nusselt.

### Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo para el agua ( $h_e$ )

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo del agua ( $h_e$ ) se usará la correlación de Hilpert [54], que relaciona  $h_e$  con  $Nu$ .

$$Nu = \frac{h_e \cdot D_2}{k_{agua}} = C \cdot Re_{ag}^m \cdot Pr_{ag}^{1/3} \quad (4.74)$$

donde:

$C$  y  $m$  constantes que se listan en a tabla 15.

$D_2$  Diámetro del cilindro, en m.

$Re_{ag}$  Número de Reynolds para el agua.

$Pr_{ag}$  Número de Prandtl para el agua.

$k_{agua}$  Conductividad térmica del agua, en W/m.K

Todas las propiedades se calculan a la temperatura media de película.

**Tabla 15.** Constantes de la ecuación 4.74 para el cilindro circular en flujo cruzado.

Re	C	m
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4000	0,683	0,466
4000 – 40 000	0,193	0,618
40 000 – 400 000	0,027	0,805

### Cálculo del flujo de agua de calentamiento

Se considerará como una fracción  $x_a$  del total del flujo de agua del sistema de refrigeración ( $\dot{m}_{ref}$ ) del motor (ver Fig. 70):

$$\dot{m}_{agua} = x_a \cdot \dot{m}_{ref}$$

El flujo de agua de refrigeración  $\dot{m}_{ref}$ , se calcula en función de la potencia efectiva  $Ne$  y la cantidad de calor transmitida al sistema de refrigeración  $q_l$  (ver tabla16):

$$\dot{m}_{ref} = \frac{1,1 \cdot q_1' \cdot Ne}{C_e \cdot \Delta t}$$

donde el factor 1,1 es la corrección por las condiciones reales,  $C_e$  es el calor específico del agua y  $\Delta t$  la caída de temperatura del agua en el radiador

**Tabla 16.** Valores de  $q_1'$  en J/W-h [45]

De carburador	4560 . . . 5700
Diesel con cámara de combustión	
no separada	2400 . . . 2850
separada	2850 . . . 3450

**Tabla 17.** Valores experimentales para refrigerante líquido [55]

Sistema de refrigeración	Temperatura de salida $t''$ , en °C	Diferencia $\Delta t = t'' - t'$ , en °C	Circulación [kg/kW.h]
Agua dulce que no se recupera . . . . .	70 – 80	40 – 60 (70)	9,52 – 27,2
Agua del mar (no recuperada) . . . . .	< 50 (60)	20 – 40	27,2 - 68
Agua dulce recuperada (circulación) . .	80 – 90	7 – 10 (50 - 20)	40,8 – 136 (20,4 – 54,4)
Mezcla de agua y etilén o glicol . . . . .	120 - 145	7 - 12	27,2 – 81,6

### Cálculo del número de Reynolds para el agua

De manera análoga que en el caso del gas, se calculará primero la velocidad del agua ( $\vec{V}_{agua}$ ) para la sección de paso  $A_{c2}$ , la cual se obtiene de la geometría del intercambiador de calor:

$$\vec{V}_{agua} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho_{ag} \cdot A_{c2}} \quad [\text{m/s}]$$

donde  $\rho_{ag}$  es la densidad del agua,  $\dot{m}_{agua}$  es el flujo másico de agua que pasa por el intercambiador, y  $A_{c2}$  es la sección de paso del agua. Luego, se calcula el número de Reynolds para el agua ( $Re_{ag}$ ):

$$Re_{ag} = \frac{\vec{V}_{agua} \cdot D_2}{\nu_{ag}}$$

donde,  $D_2$  es el diámetro del cilindro exterior y  $\nu_{ag}$  es la viscosidad cinemática del agua.

### Número de Prandtl

El número de Prandtl, para este caso, se obtiene de tablas de propiedades para el agua.

### **Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ )**

Una vez que se han calculado los coeficientes de transferencia de calor para el agua  $h_e$  y para el gas  $h_i$ , se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor  $U$ :

$$U = \frac{h_i \times h_e}{h_i + h_e} \quad (4.75)$$

### **Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica**

#### Intercambiador de calor en contraflujo

La diferencia de temperatura media logarítmica viene dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{ml - CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (4.76)$$

Para el intercambiador de calor en contraflujo las diferencias de calor en los puntos extremos se definen como:

$$\Delta T_1 = T_{HI} - T_{CO}$$

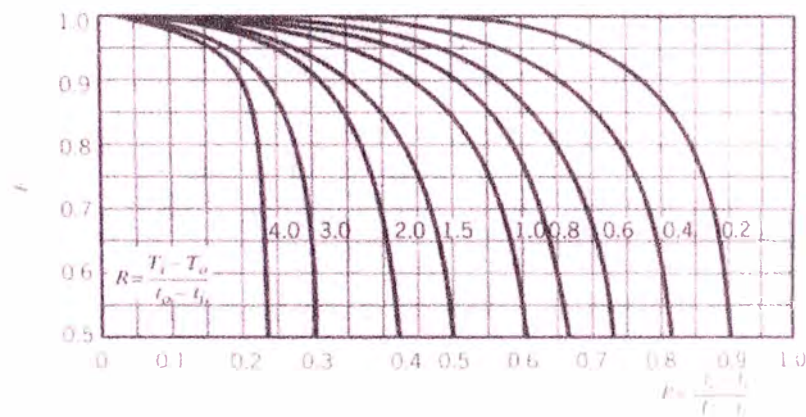
$$\Delta T_2 = T_{HO} - T_{CI}$$

### Intercambiador de calor de flujo cruzado

Para obtener el valor de  $\Delta T_{ml}$  en intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado, se puede usar la siguiente modificación:

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml\_CF}$$

El valor apropiado de  $\Delta T_{ml}$  se obtiene al aplicar un factor de corrección ( $F$ ) al valor de  $\Delta T_{ml}$  que se calcularía bajo la suposición de condiciones de contraflujo [54].



**Fig. 72.** Factor de corrección para un intercambiador de calor de un solo paso en flujo cruzado con un fluido mezclado y otro sin mezclar

### **Cálculo del área necesaria de transferencia de calor para el intercambiador de calor**

Una vez que se ha calculado el coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) y la diferencia de temperatura media logarítmica  $\Delta T_{ml}$  para la geometría del intercambiador, se procede a calcular el área necesaria de transferencia de calor.

$$A_{NEC} = \frac{\dot{Q}_{NEC}}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

## **4.2 Método numérico empleado y criterio de convergencia de los programas**

Para la resolución de las ecuaciones del modelo matemático, se aplicó el método numérico de la iteración del punto fijo y el método numérico de la bisección.

En la resolución de ecuaciones se distinguen los métodos cerrados y los métodos abiertos. El método numérico de la iteración del punto fijo, es un método abierto, debido a que necesita un solo valor de inicio, sin embargo, este método algunas veces diverge y se aleja de la raíz a medida que aumenta el número de iteraciones, sin embargo, cuando converge lo hace mucho más rápido que los métodos cerrados [56].

El método de la iteración del punto fijo es utilizado para el cálculo de las presiones en las etapas del reductor de presión de GNC. Las presiones  $P_{1r}$ ,  $P_{2r}$  y  $P_{3r}$  se recalculan en función de ecuaciones que se obtuvieron de valores asumidos inicialmente ( $P_{1r\_ini}$ ,  $P_{2r\_ini}$ ,  $P_{3r\_ni}$ ). Este método, también se aplicó en el cálculo del factor de compresibilidad  $z$ .

En la forma más simple de este método se observa al resolver la ecuación  $f(x)=0$ , para lo cual, se debe reordenar la ecuación anterior de la siguiente manera:

$$x = g(x)$$

De esta manera se puede predecir un valor de  $x$  en función de  $x$ , luego, dada una aproximación inicial  $x_i$ , la ecuación anterior se puede usar para obtener una nueva aproximación  $x_{i+1}$  expresada por:

$$x_{i+1} = g(x_i)$$

El método de la bisección, por el contrario, es un método que necesita de dos valores extremos  $a$  y  $b$  (un límite inferior y un límite superior), es decir, un intervalo, dentro



del cual se encuentra la raíz. El método de la bisección es un método “robusto”, es más lento que los métodos abiertos, pero siempre converge.

El método de la bisección se aplicó para el cálculo de la caída de temperatura, en la sección de la transferencia de calor, así como para el cálculo de la presión después de la mariposa  $P_{kl}$  en el cálculo de la eficiencia volumétrica. Se tuvo que aplicar este método, debido a que la aplicación de la iteración del punto fijo no convergía.

Los pasos para el método de la bisección, son los siguientes[56]:

1. Se eligen los valores iniciales  $a$  y  $b$ , de tal manera que la función cambie de signo durante el intervalo  $f(a).f(b) < 0$

2. La primera aproximación a la raíz se define como:

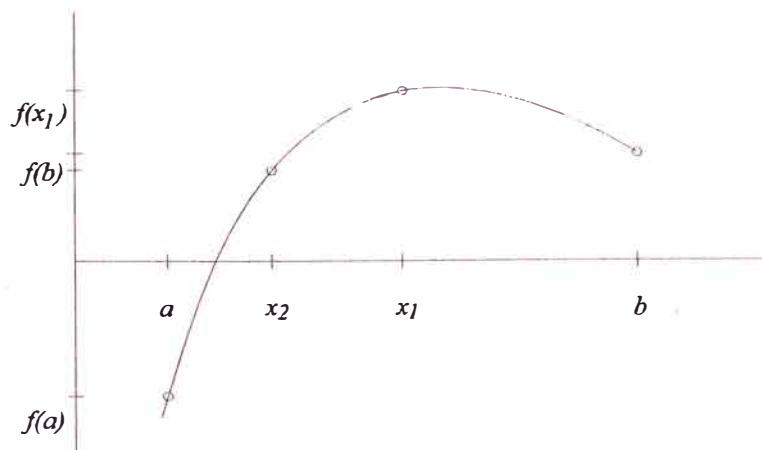
$$x_m = \frac{1}{2}(a + b)$$

3. Si,  $f(x_m).f(a) > 0$ , entonces:  $a = x_m$

Si,  $f(x_m).f(a) < 0$ , entonces:  $b = x_m$

4. Se calcula una nueva aproximación de la raíz según el paso 2.

5. Si el valor obtenido en 4 es tan exacto como se desea, los cálculos terminan, si no es así se regresa al paso 3.



Es importante mencionar también que para analizar la variación de los parámetros de funcionamiento del reductor de presión con relación al tiempo, se aplicó el método de Euler. Este método, se utilizó para el cálculo del valor de la presión de alimentación ( $P_{alim}$ ) y de la masa en el cilindro de almacenamiento ( $m_i$ ) para cada tiempo  $t$ , así como también para el cálculo de la variación de la masa en las etapas del reductor de presión.

El método de Euler para la solución de ecuaciones diferenciales se basa en la expansión de la serie de Taylor en la vecindad de  $t_0$ :

$$y(t) = y(t_0) + (t - t_0) \left. \frac{dy}{dt} \right|_{t_0} + \frac{(t - t_0)^2}{2} \left. \frac{d^2 y}{dt^2} \right|_{t_0} + \dots$$

Luego, considerando sólo el término que contiene a la 1<sup>ra</sup> derivada y definiendo como :

$$f(t_0, y_0) \equiv \left. \frac{dy}{dt} \right|_{t_0}$$

Se obtiene:

$$y(t) = y(t_0) + (t - t_0) f(t_0, y_0)$$

### **Criterio de convergencia**

Para el cálculo de las presiones en las etapas del reductor de presión, primero se establecen las condiciones de operación del motor, definidas por el ángulo de apertura de la mariposa del carburador ( $\psi$ ) y por la velocidad de rotación del motor ( $n$ ). Con estos datos, se calcula la eficiencia volumétrica y el caudal de la mezcla aire gas, con lo cual se puede hallar la depresión en la garganta del mezclador, la cual fue tomada como presión de salida  $P_{sal}$  para el reductor de presión.

A diferentes ángulos de apertura  $\psi$  y diferentes velocidades de rotación  $n$  se obtienen diferentes presiones de salida, las cuales determinan diferentes flujos máxicos de gas, de acuerdo a los requerimientos del motor.

Para inicializar el cálculo de las presiones, se asume una presión en la tercera etapa  $P_{3r}$  siempre mayor a  $P_{sal}$  ( $P_{3r} = P_{sal} + \Delta P$ ), y de esta manera calcular el flujo máxico de gas que fluye hacia el motor. De la misma manera se asumen las presiones en la primera y la segunda etapa ( $P_{1r}$  y  $P_{2r}$ ), luego se ejecuta el programa considerando una presión de alimentación de 20 MPa. Primero se recalcula la presión en la primera etapa  $P_{1r}$ , en base a la ecuación de equilibrio de fuerzas sobre los elementos móviles de esta etapa, luego se calcula el error relativo entre la presión asumida y la recalculada. Si este error es menor al valor preestablecido (0,001), se procede a recalcular  $P_{2r}$ , si no es así, se recalcula el la presión en la primera etapa con el último valor obtenido, las veces que sea necesario hasta que el error entre el último valor de  $P_{1r}$  y el valor anterior sea menor o igual al preestablecido. Una vez calculado el valor final de  $P_{1r}$  se procede a recalcular la presión en la segunda etapa  $P_{2r}$ , de manera análoga al cálculo de  $P_{1r}$ , hasta que el error relativo de  $P_{2r}$  sea menor o igual al valor preestablecido. Finalmente, se procede a recalcular la presión en la tercera etapa  $P_{3r}$ , este proceso iterativo continua hasta que el error relativo de la presión en la tercera etapa sea menor al valor preestablecido.

Una vez que se han obtenido valores finales para las presiones en la primera, segunda y tercera etapa, se le suma un intervalo de tiempo  $\Delta t$  al contador tiempo y se realizan nuevamente todos los cálculos anteriores pero para una nueva presión de alimentación, la cual fue calculada según el método de Euler. En consecuencia, las presiones en las etapas convergen hacia nuevos valores. El proceso continúa hasta

que se haya alcanzado el número preestablecido de intervalos de tiempo, o hasta que la presión de alimentación (presión en el cilindro de GNC) alcance un valor sumamente bajo ( $P_{alim} < 0,4$  MPa [23]).

Para el cálculo de la temperatura al final de la expansión en la primera etapa  $T_f$ , se hace uso del método numérico de la bisección, el cual tiene la finalidad de resolver la ecuación  $\Delta h = 0$ , para lo cual primero se establecen los límites de temperatura  $T_{2x}$  y  $T_{2y}$  de tal manera que las variaciones de entalpía  $\Delta h$  calculadas al considerar como temperatura final  $T_{2x}$  y  $T_{2y}$  arrojen resultados con signos opuestos, es decir,  $\Delta h_{[T_f=T_{2x}]} \Delta h_{[T_f=T_{2y}]} < 0$  lo que garantizará que la temperatura al final de la expansión  $T_f$  que hace  $\Delta h = 0$  se encuentra en el intervalo de  $T_{2x}$  a  $T_{2y}$ . Luego, se calcula la variación de entalpía  $\Delta h$  en función a la temperatura media  $T_m = (T_{2x} + T_{2y})/2$ , si el valor de  $\Delta h$  calculado es menor o igual a una pequeña variación preestablecida (0,001), se tomará  $T_f = T_m$ , de no ser así, se recalculará  $T_m$  (según el método de la bisección) y se recalculará  $\Delta h$ , hasta que este valor sea menor o igual a la pequeña variación preestablecida.

En el cálculo de la eficiencia volumétrica también se hace uso del método de la bisección, para el cálculo de la presión después de la mariposa  $P_{kl}$ , esto se hace en función de las ecuaciones 4.11, 4.12 y 4.13. Se calcula el error relativo entre el flujo másico calculado según 4.11 y 4.12, si este valor es mayor al preestablecido (0,001), se recalcula con un nuevo valor de  $P_{kl}$  (el cual fue calculado según el método de la bisección, y se encuentra entre los límites de un intervalo predeterminado [0,2Pa ;  $1 \times 10^5$ Pa]), hasta que el error relativo sea menor o igual al predeterminado. Finalmente, la eficiencia volumétrica es calculada con el valor final de  $P_{kl}$ .

### 4.3 Resultados obtenidos a partir del programa de simulación numérica

A continuación se muestran algunos de los resultados obtenidos al correr el programa de simulación numérica. Para la elaboración de este programa se utilizó el lenguaje de programación MATLAB versión 5.3.

Los resultados mostrados a continuación corresponden a la condición de máximo suministro de combustible (para el vehículo de ejemplo  $n_{nom} = 5250$  rpm y máximo ángulo de apertura de la mariposa), y considerando 20 MPa de presión de alimentación (presión en el cilindro de almacenamiento de GNC).

*Tabla 18. Resultados obtenidos del programa de simulación numérica*

<b>RESULTADOS</b>	
<b>Presiones en las etapas del reductor de presión</b>	
Presión en la primera etapa: $P_{1r}$	$3,6308 \times 10^5$ Pa
Presión en la segunda etapa: $P_{2r}$	$2,3309 \times 10^5$ Pa
Presión en la tercera etapa: $P_{3r}$	$1,0136 \times 10^5$ Pa
<b>Flujo másico a través de las válvulas del reductor de presión</b>	
Flujo másico a través de la primera válvula: $\dot{m}_1$	0,0045 kg/s
Flujo másico a través de la segunda válvula: $\dot{m}_2$	0,0044 kg/s
Flujo másico a través de la tercera válvula: $\dot{m}_3$	0,0043 kg/s
Flujo másico a través que sale del reductor de presión: $\dot{m}_4$	0,0043 kg/s
<b>Factor de compresibilidad <math>z</math></b>	
En el cilindro de almacenamiento: $z_0$	0,8287
En la primera etapa: $z_1$	0,9931
En la segunda etapa: $z_2$	0,9953
En la tercera etapa: $z_3$	0,9980
<b>Relación de calores específicos <math>k</math></b>	
En el cilindro de almacenamiento: $k_0$	1,9627
En las etapas del reductor de presión: $k_1 = k_2 = k_3$	1,2886

## 5

### **METODOLOGÍA PROPUESTA DE LAS PRUEBAS DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE GNC**

En el presente capítulo se presenta una propuesta de la metodología para el desarrollo de las pruebas experimentales, es decir, una descripción de los pasos que se deberían seguir en el desarrollo de las pruebas experimentales, así como una descripción de los equipos e instrumentos necesarios para realizar las mediciones respectivas.

Se muestra también un esquema general para la instalación de los equipos y una propuesta para el protocolo de ensayos.

Las pruebas experimentales se realizarán básicamente en el reductor de presión de GNC, debido a la importancia que tiene este elemento en el sistema de alimentación de un vehículo automotriz que utiliza GNC como combustible, y debido también a que el modelo matemático se ha enfocado en este elemento.

Las magnitudes que se medirán son (ver figura 73):

- Presión en el cilindro de almacenamiento.
- Presión en la primera, segunda y tercera etapa del reductor de presión.
- Flujo de gas en el conducto de salida del reductor de presión.
- Flujo de agua que circula por el calentador (intercambiador de calor)

## **5.1 Descripción de los equipos e instrumentos a utilizar**

### **Reductor de presión de GNC**

Marca: CREPPT

#### **Características generales:**

Reductor de presión de tres etapas para gas natural comprimido.

Presión en la primera etapa: 3 - 3,5 kg/cm<sup>2</sup> ( 3,96 - 4,45bar abs.)

Presión en la segunda etapa: 0,5 - 0,75 kg/cm<sup>2</sup> (1,5 - 1,75bar abs. )

Presión en la tercera etapa: 0,05 kg/cm<sup>2</sup> (1,062bar abs.)

Sistema de corte de gas: Electroválvula (ubicada entre la segunda y la tercera etapa del reductor de presión).

Sistema de calentamiento: Líquido del sistema de refrigeración del motor, (el calentador se encuentra ubicado en la primera etapa del reductor de presión de GNC).

### **Manómetro M0**

Función: Medir la presión de alimentación.

Ubicación: Se ubicará en la línea de ingreso de gas, entre el cilindro de almacenamiento y el reductor de GNC.

#### **Características**

Tipo: de Bourdon

Rango: 0-400bar

Escala de presión: bar/ kg/cm<sup>2</sup>

### **Manómetro M1**

Función: Medir la presión en la primera etapa

Ubicación: Reductor de presión de GNC, primera cámara (inicialmente se encontraba allí la válvula de seguridad).

#### Características

Tipo: de Bourdon

Rango: 0-11 bar (0-160 PSIG)

Escala de presión: bar/ PSI

### **Manómetro M2**

Finalidad: Medir la presión en la segunda etapa del reductor de presión de GNC.

Ubicación: Reductor de presión de GNC, segunda cámara, se encuentra entre la electro válvula y la entrada del gas a la tercera etapa.

#### Características

Tipo: de Bourdon

Rango: 0-7 bar (0-100 PSIG)

Escala de presión: bar/ PSI

### **Manómetro M3**

Finalidad: Medir la presión en la tercera etapa del reductor de presión de GNC.

Ubicación: Reductor de presión de GNC, tercera cámara.

#### Características

Tipo: Manómetro diferencial.

Rango: 0-10cm de columna H<sub>2</sub>O



### **Medidor de volumen de gas**

**Función:** Medir el volumen de gas que sale del reductor de presión de GNC en un tiempo determinado.

**Ubicación:** En el conducto de descarga.

**Tipo:** Totalizador

**Principio de funcionamiento:** Medidor de flujo de turbina.

## **5.2 Procedimiento para las pruebas experimentales**

### **a) Medición de presiones**

1. Se realizan todas las conexiones tal como se muestra en la figura 73. Se debe tener cuidado que las conexiones sean las más herméticas posibles, de manera que no escape gas por las uniones y que de esta forma las presiones medidas sean correctas. Se debe tener cuidado que las uniones sean lo suficientemente resistentes para soportar la presión de trabajo en la línea de alta presión.
2. Una vez que se han montado los equipos y se han realizado las conexiones, abrir la válvula del cilindro de almacenamiento de gas hasta que el manómetro M0 marque una presión de trabajo de  $200 \pm 1$  bar.
3. Se enciende el vehículo de manera que circule el agua del sistema de refrigeración hacia el reductor de GNC.
4. Se esperan unos segundos (60 s) hasta que se estabilice el proceso.
5. Se toman las lecturas de los manómetros M0, M1, M2 y M3.
6. Se vuelven a tomar las lecturas de los manómetros cuando la presión de alimentación sea 190 bar, y así sucesivamente por cada 10 bar de caída de presión en el cilindro de almacenamiento ( $P_{\text{alim}} = 200, 190, 180, \dots, 10, 4$  bar)

7. Comparar los datos medidos con las presiones obtenidas a partir del programa, calcular los errores relativos y graficar la variación de las presiones con respecto a la presión de almacenamiento  $P_{\text{alim}}$ .

Para la medición de las presiones no es necesario que el reductor de presión esté instalado en el automóvil puesto que no hay una variación apreciable de las presiones en las etapas del reductor con respecto a la presión en la salida (si la presión de salida es la atmosférica o la de vacío en la garganta del mezclador).

#### **b) Medición de caudal de gas**

Para la medición del caudal de gas es imprescindible que las pruebas se realicen con el equipo instalado en el automóvil (o en un banco de pruebas) y con el motor funcionando en condiciones de pruebas de campo, debido a que el flujo másico depende principalmente de la depresión en la garganta del mezclador. Para obtener el flujo máximo de gas se sugiere realizar los ensayos en un banco de pruebas o en una prueba de campo.

1. Instalar el medidor de gas en la línea de descarga del reductor de presión
2. Poner en funcionamiento el motor.
3. Se toma el volumen de gas con el medidor para un tiempo de  $t$  segundos, el cual ha sido medido con el cronómetro.
4. Volver a tomar el volumen de gas cada 10 minutos hasta que se acabe el gas en el cilindro de almacenamiento.

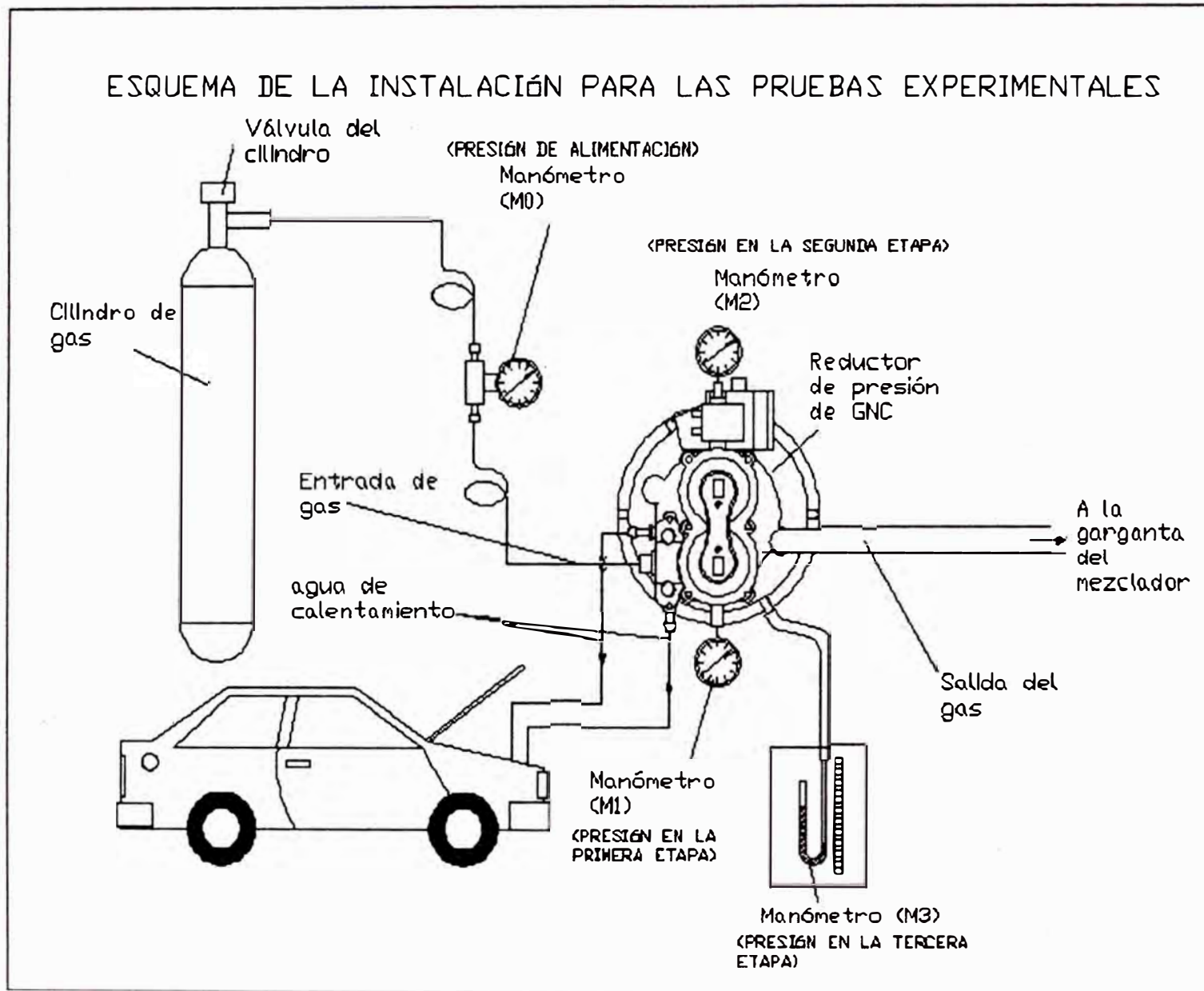


Fig. 73. Esquema de la instalación de los equipos para las pruebas experimentales



## CONCLUSIONES

1. Se desarrolló un modelo físico matemático de los procesos gasodinámicos en el sistema de alimentación de GNC de un motor automotriz, que permite entender mejor los procesos que suceden en éste sistema, de la misma manera, permite el cálculo de los principales parámetros del sistema (presiones en las etapas y flujo másico) en función de una gran cantidad de parámetros, además permite visualizar la variación de los parámetros calculados con respecto al tiempo. Esto permitiría, que en futuro cercano, diseñar y fabricar los componentes principales de los sistemas de alimentación de GNV.
2. Al considerar las condiciones de operación del motor (velocidad de rotación y ángulo de apertura de la mariposa del carburador), se puede observar como se comporta el sistema de alimentación de GNC para diferentes regímenes de funcionamiento del motor.
3. El modelo, así como el programa de simulación numérica pueden ser aplicados a cualquier modelo de reductor de presión de GNC, sólo se tienen que hacer los cambios según la nueva configuración geométrica en lo que respecta a las ecuaciones de equilibrio mecánico sobre los elementos móviles.
4. El cálculo de la transferencia de calor se realizó en forma aproximada, sin embargo, para el cálculo de la caída de temperatura se aplicó un método

analítico muy práctico que permite el cálculo de la temperatura al final de la expansión, sin la necesidad de recurrir a la carta generalizada de variación de la entalpía para gases reales. De esta manera, el programa de simulación numérica puede calcular la caída de temperatura para diferentes condiciones en el cilindro de almacenamiento. Los resultados obtenidos al aplicar la carta generalizada de entalpía diferían muy poco de los resultados obtenidos del método analítico con el programa.

## OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

- Al graficar la variación de las presiones con respecto al tiempo, se observó que la presión de alimentación tiene una variación casi lineal, sin embargo, las presiones en las etapas del reductor, tienen una pronunciada caída cuando está a punto de acabarse el gas en el cilindro de almacenamiento ( $P_{\text{alim}} = 40,5$  bar).
- El flujo másico de gas que sale del reductor de presión disminuye con respecto al tiempo (aunque esta variación no es muy grande), siendo esta disminución más pronunciada cuando está a punto de agotarse el gas, en consecuencia, el coeficiente de exceso de aire  $\alpha_e$  aumenta, lo que indica que la mezcla se empobrece. ( de los resultados obtenidos del programa,  $\alpha_e$  varía en 1,16%).
- La disminución del flujo másico de gas calculada con el programa, a las condiciones nominales de funcionamiento del motor, desde el momento en que

$P_{alim} = 200$  bar (en el tiempo inicial) hasta que  $P_{alim} \approx 4$  bar en el tiempo final, es de 1,03%.

- Se observó que las presiones en las etapas del reductor casi son insensibles a la variación de la presión en la salida (presión en la garganta del mezclador), sin embargo, van a depender mucho de las características de los resortes (principalmente del diámetro del alambre del resorte, así como de la compresión o tensión inicial).
- Se observó que es el flujo másico el que presenta una dependencia directa con la depresión en la garganta del mezclador, la cual varía para diferentes condiciones de operación del motor.
- Se observó que las presiones calculadas en las etapas del reductor de presión no son iguales a las especificadas en el catálogo del equipo, al compararlas se obtuvo un error promedio de 13% en la primera etapa, 44% en la segunda etapa y 2,3% en la tercera etapa.
- Se observó que la acumulación de masa en las cámaras del reductor de presión, cuando éste está funcionando en estado estable (régimen estacionario) es despreciable. En consecuencia, se puede decir que el flujo másico de gas es el mismo a través de todas las válvulas del reductor de presión.
- Se observó que el área de paso del gas, calculada para la válvula de la primera etapa, resultó ser muy pequeña, en consecuencia esta válvula trabaja casi cerrada, esto es debido a que al ser la presión de alimentación extremadamente elevada, para obtener el flujo másico adecuado, el área de paso del gas debe ser pequeña, de otra forma el flujo másico de gas resultaría excesivo para los requerimientos del motor.

ecuaciones de Benedict-Webb-Rubbin o la ecuación virial, y tiene una mejor aproximación que la ecuación de van der Waals.

- Se recomienda usar manómetros de precisión para las pruebas experimentales.
- Se recomienda tener mucho cuidado y precaución durante las pruebas experimentales. Debe asegurarse de que las conexiones y las tuberías sean lo suficientemente herméticas y resistentes para soportar la presión de trabajo.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. **Tarazona Bermudez. B. A.**, Tesis de Competencia profesional: “*Evaluación Experimental de los Índices de economía y ecología de los motores de encendido por chispa trabajando con GLP*”. Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica. Lima, 1999.
2. **IMPCO.** “*Abriendo la puerta al futuro de la energía*”. Boletín Informativo, 1998.
3. **Marino F., Feijao R.J. y Navas C.** “*El mercado del gas natural en el Perú un análisis para la promoción de su desarrollo*”. Documento de Trabajo desarrollado en el marco del proyecto “*Energía y Desarrollo Sustentable en América Latina y el Caribe*” OLADE/ CEPAL/ GTZ. Lima, Perú, Mayo 2001.
4. **Revista AUTOMÁS.** “*Gas cuánto cuesta y cómo se instala*”. Informe especial, Lima, PERU.
5. **OLADE/CONSULGAZ – HQI.** “*La situación de los hidrocarburos en el Perú*”. Diciembre 2000.
6. **Benito N.** “*Proyecto Camisea*”. I Simposium Internacional y Teleconferencia de Ingepet, Tecnologías de producción y uso del gas natural. PLUSPETROL Universidad Nacional de Ingeniería, Noviembre 2002.
7. **<http://webbook.nist.gov>** “*Properties for metano*”.
8. **<http://www.iangv.org>.** “*The NGV Industry*”. International Association for Natural Gas Vehicles, Position paper 1997
9. **Gozzi G. .** “*Diffusion of Natural Gas Vehicles in Italy*”. <http://www.iangv.org> World NGV 2002.
10. **Stativo V.L., Pronin E. N.** “*Natural Gas Vehicles in Russia*”. <http://www.iangv.org> World NGV 2002.
11. **<http://www.iangv.org>** “*International Association for Natural Gas Vehicles* ”
12. **IMPCO Training** “*Institute Material Handling & Industrial engine gaseous fuel training textbook*”. <http://www.impco.ws> IMPCO Technologies 1998.
13. **Gonzalo Medina E. M.** Informe de Ingeniería: “*Conversión de un motor Diesel Caterpillar D3512 para uso con gas natural G3512*” Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica. Lima, 2003.

14. **Pluspetrol Hunt-Oil-SK.** Análisis de combustible gaseoso para TGP Camisea. *“Caterpillar Methane Number Calculation program”* 2003
15. **Lira Cacho G.** *“El gas y los motores de combustión interna”*. VIII Congreso Nacional de Estudiantes de Ingeniería Mecánica Eléctrica y Ramas Afines. Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, 2001.
16. **Vera Becerra E.** Tesis de Maestría: *“Modelo de simulación para un motor diesel gas”*, Pontificia Universidad Católica de Río de Janeiro, Brasil, 1996.
17. **Hien Ly.** *“Effects of Natural gas Composition Variations on the Operation, Performance, end Exhaust Emissions of Natural Gas-Powered Vehicles”*. Reporte preparado para la Asociación Internacional de Vehículos a Gas Natural, Sydney, Australia, Diciembre, 2002.
18. **NREL.** *“Autobuses urbanos de gas natural: Separemos el mito de la realidad”*. Laboratorio Nacional de Energías Renovables de EE.UU. Mayo, 2000.
19. **Patrakhaltsev Nicolai.** *“Utilidad de Combustibles Gaseosos en motores de combustión interna”* Curso Teórico Práctico de Conversión de Motores Gasolineros a Gas. Lima, Perú, Enero, 2002.
20. **Márquez Martínez M.** *“Combustión y Quemadores”*. Editorial Marcombo. Barcelona, España, 1989.
21. **Academia Cesar Vallejo.** *“Química Análisis de Principios y Aplicaciones”*. Lumbreras Editores S.R.L. Lima, Agosto, 2001.
22. **Lastra Espinoza L.** *“ Motores de Combustión interna a gas”*. V Curso Teórico Práctico de Conversión de Motores Gasolineros a Gas. Lima, Perú, 2003.
23. **Grigoriev E.G., Kolybaiev B.D., Erojov V.I. y otro.** *“Automóviles a gas”* Editorial *“Mashinostroenie”*, Moscú, 1989
24. **Boykiw A.L.** *“Market for LPG and CNG in Peru’s Transport Sector”*. Assesment prepared for The Canadian Institute of Petroleum Industry Development. Calgary, Canadá, Marzo, 1999.
25. **<http://www.motorglpperu.com>.** *“MOTOR GLP PERÚ”*
26. **Palencia Víctor.** *“La visión del uso del gas natural comprimido”*. Comité de Gas Natural Vehicular, Asociación Mexicana de Gas Natural, 2002.
27. **INDECOPI.** *“GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP). FUNCIONAMIENTO DE VEHÍCULOS CON GLP. Equipos para carburación dual GLP/gasolina o de GLP en motores de combustión interna”*. Esquema de Norma Técnica

- peruana, ENTP 321.115, Comisión de Reglamentos Técnicos y comerciales. Lima, Perú, 2002.
28. **CREPPT.** *“Sistema de Conversión de vehículos a GLP”*. Manual General de Instalación Kit de GNC. Editado e impreso en GNC Greppi, Enero, 2001.
  29. **<http://www.landi-gas.com>** *“Landi Autogas Equipment”*
  30. **<http://www.powertech.bc.ca>** *“Cylinder Testing Services”*
  31. **<http://www.ngv.org>** *“The natural gas vehicle forum”*
  32. **<http://www.luxfercylinders.com>** *“Luxfer Alternative Fuel Vehicle - CNG Cylinders”*
  33. **<http://www.autogasitalia.it>** *“Autogas Italia”*
  34. **<http://www.bedinigas.com>** *“Sistemi LPG e CNG per autoveicoli. Bedini Modena”*.
  35. **Lira G., Oliveros A., Barrera J.** *“Sistema de alimentación de biogás para un motor de combustión interna”* Revista TECNIA Vol. 13 Universidad Nacional de Ingeniería Lima, Perú, 2003.
  36. **<http://www.volpegasvehicular.com>**. *“Volpe gas vehicular”*
  37. **<http://www.landi.it>** *“LANDIRENZO - Products: Product sheet”*
  38. **Villalobos Scovino R.** *“Sensor de Oxígeno o Sonda Lambda”*  
**<http://www.automotriz.net/tecnica/sensor-de-oxigeno.html>**
  39. **<http://www.lambdasensor.com>** *“Just Lambda”*
  40. **Shigley J. E.** *“Diseño en ingeniería mecánica”*, traducción del inglés al español. Editorial Mc. Graw Hill Interamericana. México, 1990.
  41. **V. P. Preobrazhenski.** *“Mediciones Termotécnicas y aparatos para efectuarlas”* Tomo II Editorial Mir, Moscú, 1980.
  42. **Cengel A. y Boles A.** *“Termodinámica” TomoII.* Editorial Mc. Graw-Hill Interamericana. México, 1996
  43. **Lastra L., Lira G., Valderrama A., Vera E., Amesquita F.** *“Experimentación y cálculo de motores de combustión interna”* Instituto de motores de combustión interna –Universidad Nacional de Ingeniería. Lima, Perú, 1995.

44. **Heywood Jhon. B.** "*Internal combustion Engine fundamentals*", Editorial Mc. Graw Hill, New York, 1988
45. **Jóvaj M.S. y Máslov G.S.** "*Motores de automóvil*". Traducción del ruso al español, Editorial Mir, Moscú, 1978.
46. **Cengel A. y Boles A.** "*Termodinámica*" Tomo I. Editorial Mc. Graw-Hill Interamericana. México, 1996
47. **Smith J. M.** "*Introducción a la termodinámica en Ingeniería Química*". Editorial Mc. Graw Hill, México, 1980.
48. **Potter Merle.** "*Mecánica de Fluidos*" 2ª edición. Editorial Prentice-Hall Hispanoamericana, México, 1998.
49. **Rotty Ralph M.** "*Introducción a la dinámica de gases*". Editorial Herrero Hnos. México, 1998.
50. **Herrera C. Sifuentes J.** "*Problemas de Dinámica de Fluidos*". Editorial UNI, Lima, 1983.
51. **Alva Gallegos F.** "*GEOMETRÍA CONTEMPORÁNEA*". Editorial San Marcos, Lima, Perú, 1995.
52. **Zielinski T. J., Noggle J.H.** "*Real Gases: Defining the Standard State and Quantifying Deviations from ideality*", 1998
53. **Orlin A. S.** "*Motores de combustión interna*", en ruso, Editorial Construcción de Máquinas, 1985.
54. **Incropera Frank P.** "*Fundamentos de la transferencia de calor*", traducción del inglés al español, Editorial Prentice-Hall Hispanoamericana, México, 1999.
55. **Academia Hütte de Berlin** "*Manual del Ingeniero*" Tomo II. Traducción del alemán al español, Editorial Gustavo Gili S.A., Barcelona, 1978.
56. **Chapra S.C. y Canale R. P.** "*Métodos numéricos para ingenieros*" Traducción al español, Editorial Mc. Graw Hill, México, 1991.
57. **Delores M. E.** "*Solución de problemas de ingeniería con Matlab*" Traducción del inglés al español, Editorial Prentice-Hall Hispanoamericana, México, 1998.
58. **Nakamura Shoichiro.** "*Análisis Numérico y Visualización gráfica con Matlab*", Editorial Prentice Hall Hispanoamericana. Traducción del inglés al español, México, 1997.

# **ANEXOS**

**ANEXO 1**  
**PROPIEDADES DE LOS COMBUSTIBLES**

*Tabla 19. Comparación de las propiedades de los combustibles [12]*

	<b>GNC</b>	<b>Metanol</b>	<b>GNL</b>	<b>Etanol</b>	<b>Propano</b>	<b>Gasolina</b>	<b>Diesel</b>
Formula	CH <sub>4</sub>	C <sub>3</sub> OH	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>8</sub> H <sub>16</sub>	C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>
Research Octane #	130	112	130	111	112	91-98	N/A
Motor Octane #	130	91	130	92	97	82-90	
Cetane #	-10	3	-10	8	5-10	8-14	40-60
Boiling Point °F/°C	-259/-162	N/A	-259/-162	N/A	-44/-42	(81-464)/ (27-240)	N/A
Energy Content (volume) (BTU/ft <sup>3</sup> ) / (kJ/L)	213,300/ 7,875	425,000/ 15,688	569,200/ 21,013	570,000/ 21,027	637,500/ 25,535	862,100/ 31,825	950,400/ 35,082
Energy vs Gasoline %	25	49	66	66	74	100	110
Stoich A/F Ratio (mass)	17.3	6.5	17.3	9.0	15.7	14.7	15.0
Autoignition Temperature °F/°C	842/450	N/A	842/450	N/A	1,004/540	428/220	437/225
Peak Flame Temperature °F/°C	3,254/ 1,790	N/A	3,254/ 1,790	N/A	3,614/ 1,990	3,591/ 1,977	3,729/ 2,054
Flammability Lower Limit (volume %)	5.3	4.0	N/A	N/A	2.1	1.4	N/A
Flammability Upper Limit (volume %)	15.0	75.0	N/A	N/A	10.4	7.6	N/A

**Tabla 20.** Propiedades físico-químicas de algunos combustibles gaseosos y su comparación con la gasolina [23]

	<b>Metano</b>	<b>Etano</b>	<b>Propano</b>	<b>Butano normal</b>	<b>Propileno</b>	<b>Isobutano</b>	<b>Gasolina</b>
Fórmula	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	—
Masa molecular	16,04	30,07	44,10	58,12	42,08	56,10	114,20
Densidad de la fase líquida a 760 mmHg en kg/m <sup>3</sup>	416	546	585	600	609	594	720
Densidad de la fase gaseosa kg/m <sup>3</sup>	0,717	1,356	2,019	2,703	1,915	2,668	—
Densidad relativa de la fase gaseosa con respecto al aire	0,554	1,048	1,510	2,091	1,481	2,064	—
Temperatura de ebullición °C a 760mmHg.	-161,5	-88,5	-42,1	-0,5	-47,7	-6,2	99,5
Calor latente de ebullición en kJ/kg.	—	—	484,5	395,0	438,9	—	397,5
Poder Calorífico Inferior: En estado líquido kJ/l	—	21 171,7	65 608,0	26 417,6	23 700,6	23 580,3	62 696,0
En estado vapor kJ/kg.	—	47 079,5	45 852,6	45 431,0	44 573,3	45 160,2	48 680,0
En estado vapor kJ/m <sup>3</sup> .	—	59 941,2	85 627,3	111 593,5	110 627,4	110 710,1	213 180,0
Número de Octano	130	103	99,6	93	115	99	72
Límites de inflamabilidad en mezcla con el aire a las condiciones normales (%).	5,0-15,0	3,2-12,5	2,4-9,5	1,3-8,4	2,0-11,0	1,8-8,4	1,5-4,7
Temperatura de encendido °C	640-680	508-605	510-580	475-550	475-550	490-570	230
Cantidad estequiométrica m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	9,35	16,66	23,80	30,94	22,42	30,94	14,70

## ANEXO 2

## EQUIVALENCIA DE SÍMBOLOS DE TEXTO Y PROGRAMACIÓN

Texto	Programa	Significado
$A_{a1}$	Aa1	Área del agujero de la válvula 1
$A_{a2}$	Aa2	Área del agujero de la válvula 2
$A_{r1}$	Ar1	Área de paso del gas en la válvula 1
$A_{r2}$	Ar2	Área de paso del gas en la válvula 2
$A_{r3}$	Ar3	Área de la sección en la válvula 3
$A_{r4}$	Ar4	Área de la sección de salida
$A_{m1}$	Am1	Área de la membrana 1
$A_{m2}$	Am2	Área de la membrana 2
$A_{m3}$	Am3	Área de la membrana 3
$\alpha_e$	alfae	Coefficiente de exceso de aire
$\alpha_{m1}$	alfam1	Coefficiente del área efectiva de la membrana 1
$\alpha_{m2}$	alfam2	Coefficiente del área efectiva de la membrana 2
$\alpha_{m3}$	alfam3	Coefficiente del área efectiva de la membrana 3
$\alpha_{v1}$	alfav1	Coefficiente de válvula 1 que considera la influencia de las áreas sobre las condiciones de trabajo
$\alpha_{v2}$	alfav2	Coefficiente de válvula 2 que considera la influencia de las áreas sobre las condiciones de trabajo
$\alpha_{v3}$	alfav3	Coefficiente de válvula 3 que considera la influencia de las áreas sobre las condiciones de trabajo
$C_{d1}$	Cd1	Coefficiente de descarga de la válvula 1
$C_{d2}$	Cd2	Coefficiente de descarga de la válvula 2
$C_{d3}$	Cd3	Coefficiente de descarga de la válvula 3
$C_{d4}$	Cd4	Coefficiente de descarga en la salida
$C_{dg}$	Cdg	Datos del coeficiente de descarga (de la Fig. 56)
$d_{a1}$	da1	Diámetro del alambre (resorte 1)
$d_{a2}$	da2	Diámetro del alambre (resorte 2)
$d_{a3}$	da3	Diámetro del alambre (resorte 3)
$d_{a4}$	da4	Diámetro del alambre (resorte 4)
$d_{a5}$	da5	Diámetro del alambre (resorte 5)
$D_{a1}$	dag1	Diámetro del agujero en la válvula 1
$D_{a2}$	dag2	Diámetro del agujero en la válvula 2
$D_{a3}$	dr3	Diámetro del agujero en la válvula 3
$D_{a4}$	dr4	Diámetro de la sección de salida.
$D_{ef1}$	Def1	Diámetro efectivo de la membrana 1
$D_{ef2}$	Def2	Diámetro efectivo de la membrana 2
$D_{ef3}$	Def3	Diámetro efectivo de la membrana 3
$D_{m1}$	Dm1	Diámetro medio (resorte 1)
$D_{m2}$	Dm2	Diámetro medio (resorte 2)
$D_{m3}$	Dm3	Diámetro medio (resorte 3)
$D_{m4}$	Dm4	Diámetro medio (resorte 4)
$D_{m5}$	Dm5	Diámetro medio (resorte 5)
$\Delta P$	deltaP	Variación inicial de la presión
$\Delta P_d$	DPd	Depresión en la garganta del mezclador
$\Delta t$	deltat	Variación inicial del tiempo
$\frac{dP}{dt}$	dP_dt	Variación de la presión con respecto al tiempo en el cilindro de GNC.
$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{sist3}$	dm3_dt	Variación del flujo másico en el sistema 3 (cámara 3)



$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{sist2}$	dm2_dt	Variación del flujo másico en el sistema 2 (cámara 2)
$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{sist1}$	dm1_dt	Variación del flujo másico en el sistema 1 (cámara 1)
$G$	$G$	Coefficiente de cizalla
$h_{v_g}$	$h_{vg}$	Levantamiento de la válvula (de la Fig, 56)
$h_{v1}$	$h_{v1}$	Distancia de la válvula 1 a su asiento (en mm)
$h_{v2}$	$h_{v2}$	Distancia de la válvula 2 a su asiento (en mm)
$h_{v3}$	$h_{v3}$	Distancia de la válvula 3 a su asiento (en mm)
$\eta_v$	$\eta_v$	Eficiencia volumétrica
$k$	$k$	Relación de Calores Específicos
$k_{v1}$	$z_{v1}$	Constante de rigidez del resorte 1
$k_{v2}$	$z_{v2}$	Constante de rigidez del resorte 2
$k_{v3}$	$z_{v3}$	Constante de rigidez del resorte 3
$k_{v4}$	$z_{v4}$	Constante de rigidez del resorte 4
$k_{v5}$	$z_{v5}$	Constante de rigidez del resorte 5
$L_o$	$L_o$	Relación estequiométrica $m^3$ aire/ $m^3$ de gas
$n$	$n$	Contador
$m$	$m$	Contador
	$m_{INI}$	Masa en el cilindro de almacenamiento de GNC al inicio
	$m_i$	Masa en el cilindro de almacenamiento para un tiempo $t$
$\dot{m}_4$	$m_4$	Flujo másico 4
$\dot{m}_3$	$m_3$	Flujo másico 3
$\dot{m}_2$	$m_2$	Flujo másico 2
$\dot{m}_1$	$m_1$	Flujo másico 1
$M_m$	$M_m$	Masa molar aparente de la mezcla de gases
$n$	$n$ rpm	Velocidad de rotación del motor
$n_{nom}$	$n$ max	Máxima velocidad de rotación del motor
$N_{a1}$	$N_{a1}$	Número de espiras activas (resorte 1)
$N_{a2}$	$N_{a2}$	Número de espiras activas (resorte 2)
$N_{a3}$	$N_{a3}$	Número de espiras activas (resorte 3)
$N_{a4}$	$N_{a4}$	Número de espiras activas (resorte 4)
$N_{a5}$	$N_{a5}$	Número de espiras activas (resorte 5)
$n_{int}$	$num$	Número de intervalos de tiempo
$o$	$o$	Contador
$P_{INI}$	$P_{INI}$	Presión en el cilindro de GNC al inicio (20 MPa)
$P_{alim}$	$P_{alim}$	Presión de alimentación
$P_{1rini}$	$P_{1rini}$	Presión inicial en la cámara 1
$P_{2rini}$	$P_{2rini}$	Presión inicial en la cámara 2
$P_{3rini}$	$P_{3rini}$	Presión inicial en la cámara 3
$P_{1r}$	$P_{1r}$	Presión en la cámara 1
$P_{2r}$	$P_{2r}$	Presión en la cámara 2
$P_{3r}$	$P_{3r}$	Presión en la cámara 3
$P_{1rec}$	$P_{1rec}$	Presión recalculada en la cámara 1
$P_{2rec}$	$P_{2rec}$	Presión recalculada en la cámara 2
$P_{3rec}$	$P_{3rec}$	Presión recalculada en la cámara 3
	$P_{alimt}(t-1)$	Presión de alimentación para un tiempo $t$ anterior
	$P_{1rt}(t-1)$	Presión en la cámara 1 para un tiempo $t$ anterior
	$P_{2rt}(t-1)$	Presión en la cámara 2 para un tiempo $t$ anterior
	$P_{3rt}(t-1)$	Presión en la cámara 3 para un tiempo $t$ anterior
$P_o$	$P_o$	Presión atmosférica
$P_{sal}$	$P_{sal}$	Presión a la salida del reductor
$\psi$	$\psi$	Ángulo de apertura de la mariposa

$Q_{v1}$	Qv1	Carga inicial resorte 1
$Q_{v2}$	Qv2	Carga inicial resorte 2
$Q_{v3}$	Qv3	Carga inicial resorte 3
$Q_{v4}$	Qv4	Carga inicial resorte 4
$Q_{v5}$	Qv5	Carga inicial resorte 5
$r$	r	Contador r
$R$	R	Constante de gas
$R_u$	Ru	Constante universal de los gases
$\rho$	rho	Densidad de la mezcla aire gas
$\rho_{sal}$	Dgas	Densidad del gas a la salida del reductor de presión
$t$	t	Tiempo
$T_{alim}$	Talim	Temperatura en la alimentación
$T_{1r}$	T1	Temperatura en la cámara 1
$T_{2r}$	T2	Temperatura en la cámara 2
$T_{3r}$	T3	Temperatura en la cámara 3
$T_0$	To	Temperatura ambiente
$u_1$	u1	Relación de brazos de palanca
$u_3$	u3	Brazo de palanca u (3 <sup>ra</sup> etapa)
$V_1$	v1	Volumen de la cámara 1
$V_2$	v2	Volumen de la cámara 2
$V_3$	v3	Volumen de la cámara 3
$V$	vt	Volumen del cilindro de GNC
$V_{hi}$	vhi	Cilindrada del motor
$\bar{V}_{gar}$	veg	Velocidad de la mezcla aire-gas en la garganta
$\bar{V}_0$	ve1	Velocidad de la mezcla aire-gas en la sección 1
$\dot{V}_{cm}$	vcm	Caudal de la mezcla aire - gas
$\dot{V}_g$	vg	Caudal de gas
$x$	x1	Brazo de palanca x (1 <sup>ra</sup> etapa)
$x_3$	x3	Brazo de palanca x (3 <sup>ra</sup> etapa)
$X_{crit}$	Xc	Relación de presiones crítica
$X_2$	X <sub>2</sub>	Relación de presiones entre la cámara 2 y 1
$X_3$	X <sub>3</sub>	Relación de presiones entre la cámara 2 y 3
$X_{ini1}$	xinic1	Compresión inicial resorte 1
$X_{ini2}$	xinic2	Compresión inicial resorte 2
$X_{ini3}$	xinic3	Compresión inicial resorte 3
$X_{ini4}$	xinic4	Compresión inicial resorte 4
$X_{ini5}$	xinic5	Compresión inicial resorte 5
$y$	y1	Brazo de palanca y (1 <sup>ra</sup> etapa)
$y_3$	y3	Brazo de palanca y (3 <sup>ra</sup> etapa)
$z_0$	z0	Factor de compresibilidad en el tanque
$z_1$	z1	Factor de compresibilidad en la cámara 1
$z_2$	z2	Factor de compresibilidad en la cámara 2
$z_3$	z3	Factor de compresibilidad en la cámara 3
$z_4$	z4	Factor de compresibilidad a la salida del reductor de presión
Ef volumetrica2		
$a$	a0	Coefficiente que considera la pulsación de la depresión en el conducto de admisión (vector)
	Ath	Área de paso en el conducto de admisión
$A_d$	Aef	Área de paso del gas a través de la mariposa para un ángulo $\psi$
$D$	D	Diámetro del cilindro del motor
$D_{mar}$	Dmar	Diámetro de la mariposa
$D_g$	Dgar	Diámetro en la garganta del mezclador de gas
$\dot{m}_{a1}$	Gal	Flujo másico de la mezcla de gases a través mariposa

$\bullet$ $m_{a2}$	Ga2	Flujo másico de la mezcla de gases a través mariposa
$\psi_0$	psio	Mínimo ángulo de apertura de la mariposa
$\psi_{max}$	psimax	Máximo ángulo de apertura de la mariposa
$P_{kl}$	Pk1	Presión después de la mariposa
	rP	Relación de presiones
$R_d$	Rdiam	Relación del diámetro del eje de la mariposa al diámetro de la mariposa
$S/D$	S D	Relación carrera/ diámetro del pistón
$V_h$	Vh	Cilindrada unitaria
<b>Compresibilidad z</b>		
$h$	hr	Parámetro para el cálculo de z
$P_c$	Pcrit	Presión crítica
$P_r$	Pr	Presión reducida
$T_c$	Tcrit	Temperatura crítica
$T_r$	Tr	Temperatura reducida
$z$	z	Factor de compresibilidad
$z_{rec}$	zrec	Factor de compresibilidad recalculado
<b>programak</b>		
$C_p$	Cpalim	Calor específico a presión constante del metano ( de tabla, para un rango de presiones de 0,1 a 20 MPa y 293K)
$C_v$	Cvalim	Calor específico a volumen constante del metano ( de tabla, para un rango de presiones de 0,1 a 20 MPa y 293K)
	f1	Fracción en volumen de metano
	f2	Fracción en volumen de etano
	f3	Fracción en volumen de propano
	f4	Fracción en volumen de n-butano
	f5	Fracción en volumen de n-pentano
	f6	Fracción en volumen de oxígeno
	f7	Fracción en volumen de CO <sub>2</sub>
	f8	Fracción en volumen de nitrógeno
<b>areal 1</b>		
	hv1d	Valores de referencia del levantamiento de la válvula 1
$g_1$	g1	Generatriz del área del tronco de cono
$R_1$	R1	Radio mayor del área del tronco de cono
$r_1$	r1	Radio menor del área del tronco de cono
	Ar11	Valores obtenidos del área de paso del gas a través dela válvula 1 para los valores de referencia hre <sub>v1</sub>
<b>area222</b>		
	hv2d	Valores de referencia del levantamiento de la válvula 2
$g_2$	g1	Generatriz del área del tronco de cono (caso ii)
$D_{a2}$	D	Diámetro mayor del tronco de cono (caso ii)
$d_2$	d1	Diámetro menor del tronco de cono (caso ii)
$g_2$	g2	Generatriz del área del tronco de cono (caso iii)
$R_2$	R2	Radio mayor del tronco de cono (caso iii)
$r_2$	r2	Radio menor el tronco de cono (caso iii)
<b>transferencia de Calor</b>		
$A_{NEC}$	Ane	Área necesaria para la transferencia de calor
$A_{C_{gas}}$	Ac	Área de paso para el gas (flujo interno)
$A_{c3}$	Ac3	Área de paso del agua (para el flujo externo)
$C_{p_{gas}}$	Cpgm	Calor específico del gas
$C_{p_{agua}}$	Cpagua	Calor específico del agua
$D$	Dh2	Diámetro del cilindro exterior (longitud característica para el flujo externo)
$D_1$	D1	Diámetro exterior del tubo (flujo interno)
$D_2$	D2	Diámetro interior del tubo (flujo interno)
$Dh_{gas}$	Dh	Diámetro hidráulico para el gas (flujo interno)
$f$	f	Factor de fricción
$F$	F	Factor de corrección para flujo cruzado (ver Fig. 72)
$h_i$	hi4	Coefficiente convectivo de transferencia de calor para el gas
$h_e$	hel	Coefficiente convectivo de transferencia de calor para el agua
$K_{gas}$	kfm	Conductividad térmica del gas

$K_{agua}$	Kfagua	Conductividad térmica del agua
$L$	Lon	Longitud del tubo del intercambiador de calor
$\dot{m}_{agua}$	magua	Flujo másico de agua que circula por el reductor de GNC
$\dot{m}_{ref}$	mref	Flujo másico de agua del sistema de refrigeración del motor
$N_e$	Ne	Potencia efectiva del motor
$N_u$	Nui4	Número de Nusselt para el gas
$N_u$	Nue1	Número de Nusselt para el agua
$Pr$	Pra	Número de Prandtl para el gas
$Pr$	Pra2	Número de Prandtl para el agua
$\dot{Q}_{NEC}$	Qnec	Calor necesario para restaurar la temperatura inicial del gas
$q_l'$	ql	Cantidad de calor transmitida al sistema de refrigeración
$Re$	Re	Número de Reynolds para el gas
$Re$	Reag	Número de Reynolds para el agua
$\Delta t$	dt1	Caída de la temperatura del agua en el radiador del motor
$\Delta T_{ml\_CF}$	DTml_CF	Diferencia de temperatura media logarítmica para un fluido en contraflujo
$\Delta T_{ml}$	DTml	Diferencia de temperatura media logarítmica
$T_{CI}$	Tci	Temperatura del gas a la entrada del intercambiador de calor.
$T_{CO}$	Tco	Temperatura del gas a la salida del intercambiador de calor.
$T_b$	Tb	Temperatura media del gas
$T_{HI}$	Thi	Temperatura del agua a la entrada del intercambiador de calor.
$T_{HO}$	Tho	Temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor.
$U$	U	Coefficiente global de transferencia de calor
$\vec{V}_{agua}$	Vag	Velocidad del agua en la sección $Ac_3$
$\vec{V}_{gas}$	Veg	Velocidad del gas en la sección $Ac_{gas}$
$\rho_{agua}$	denag	Densidad del agua
$\mu_{agua}$	uagua	Viscosidad absoluta del agua
$\rho_{gas}$	denm	Densidad del gas
$\nu_{gas}$	vism	Viscosidad cinemática del gas
Caída T		
$\Delta h$	DHme	Variación de la entalpía del estado 1 al estado 2
$\Delta h$	DH1	Variación de la entalpía del estado 1 al estado 2x
$h_1$	hI_i	Imperfección de la entalpía en el estado 1
$h_1$	hI_f1	Imperfección de la entalpía en el estado 2 (considerando $T_2=T_{2x}$ )
$h_1$	hI_fme	Imperfección de la entalpía en el estado 2 (considerando $T_2=(T_{2x}+T_{2y})/2$ )
$P_1$	Pi	Presión en el estado 1, antes de la expansión
$P_2$	Pf	Presión en el estado 2, al final de la expansión
$T_1$	Ti	Temperatura en el estado 1, antes de la expansión
$T_2$	Tf	Temperatura en el estado 2, después de la expansión
$T_{2x}$	Tf1	Límite inferior de temperatura en el estado 2
$T_{2y}$	Tf2	Límite superior de temperatura en el estado 2
$u_1$	uI_i	Imperfección de la energía interna en el estado 1
$u_1$	uI_f1	Imperfección de la energía interna en el estado 2 (considerando $T_2=T_{2x}$ )
$u_1$	uI_fme	Imperfección de la energía interna en el estado 2 (considerando $T_2=(T_{2x}+T_{2y})/2$ )
$v_1$	vi	Volumen específico en el estado 1
$v_{2x}$	Vf1	Volumen específico en el estado 2 (considerando $T_2=T_{2x}$ )
propiedades_gn2		
$T_b$	Tb	Temperatura media del gas
$\mu_1$	uis1	Viscosidad absoluta del metano (datos de tabla)
$\mu_2$	uis2	Viscosidad absoluta del etano (datos de tabla)
$\nu_1$	vis1	Viscosidad cinemática del metano (datos de tabla)
$\nu_2$	vis2	Viscosidad cinemática del etano (datos de tabla)

$\rho_1$	den1	Densidad del metano (datos de tabla)
$\rho_2$	den2	Densidad del etano (datos de tabla)
$K_1$	kf1	Conductividad térmica del metano ( datos de tabla)
$K_2$	kf2	Conductividad térmica del etano ( datos de tabla)
$Cp_1$	Cpg1	Calor específico del metano ( datos de tabla)
$Cp_2$	Cpg2	Calor específico del etano ( datos de tabla)

## ANEXO 3

### CÓDIGO DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN NUMÉRICA Y SUS SUBRUTINAS

#### Programa principal: programa16.m

```

clear;clc;
disp('Reductor de presión de GNC')
%DATOS
%Primera Etapa
dag1=2.5e-3;
Aa1=pi*dag1^2/4;           %Area del agujero 1 (m2)
Po=101325;                %Presión atmosférica (Pa)
alfav1=1;                 %Coeficiente de válvula 1
%resortel
da1=1.7e-3;               %Diámetro del alambre: resorte 1 (m)
Dm1=12e-3;                %Diámetro medio: resorte 1 (m)
Na1=9;                    %Número de espiras activas: resorte 1
G=1.35e+11;               %Coeficiente de cizalla.
zv1=da1^4*G/(8*Dm1^3*Na1); %Constante de rigidez del resortel N/m)
xinic1=11e-3;             %Compresión inicial del resorte 1 (m)
Qv1=zv1*xinic1;          %Carga inicial del resortel (N)
%resorte2
da2=2.4e-3;               %Diámetro del alambre: resorte 2 (m)
Dm2=22.7e-3;              %Diámetro medio: resorte 2 (m)
Na2=6;                    %Número de espiras activas: resorte 2
zv2=da2^4*G/(8*Dm2^3*Na2); %Constante de rigidez del resorte 2 N/m)
xinic2=11e-3;             %Compresión inicial del resorte 2 (m)
Qv2=zv2*xinic2;          %Carga inicial del resorte 2 (N)
%diafragma1
alfam1=0.7;                %Coeficiente de membrana 1
Def1=0.8*53.4e-3;         %Diámetro efectivo de la membrana 1
Am1=pi*Def1^2/4;          %Área de la membrana 1
v1=(pi*(53.4e-3)^2/4)*28.9e-3; %Volumen de la cámara 1 (m2)
y1=15e-3;                 %brazo de palanca (del eje pivot al resorte)
x1=11.8e-3;               %brazo de palanca (del eje pivot a la válvula)
ul=y1/x1;                 %relación de brazos de palanca
%Segunda Etapa
dag2=7e-3;                 %Diámetro del agujero 2
Aa2=pi*dag2^2/4;          %Area de paso 2 (m2)
alfav2=1;                 %Coeficiente de válvula 2
%resorte3
da3=2.5e-3;               %Diámetro del alambre: resorte 3 (m)
Dm3=22.4e-3;              %Diámetro medio: resorte 3 (m)
Na3=6;                    %Número de espiras activas: resorte 3
zv3=da3^4*G/(8*Dm3^3*Na3); %Constante de rigidez del resorte 3 (N/m)
xinic3=11e-3;             %Compresión inicial del resorte 3 (m)
Qv3=zv3*xinic3;          %Carga inicial del resorte 3 (N)
%resorte4
da4=0.6e-3;               %Diámetro del alambre: resorte 4 (m)
Dm4=4.8e-3;                %Diámetro medio: resorte 4 (m)
Na4=9;                    %Número de espiras activas: resorte 4
zv4=da4^4*G/(8*Dm4^3*Na4); %Constante de rigidez del resorte 4 (N/m)
xinic4=7.6e-3;           %Compresión inicial del resorte 4 (m)
Qv4=zv4*xinic4;          %Carga inicial del resorte 4 (N)
%diafragma 2
alfam2=0.7;                %Coeficiente de membrana 2
Def2=0.8*53.4e-3;         %Diámetro efectivo de la membrana 2
Am2=pi*Def2^2/4;          %Área de la membrana 2
v2=(pi*(53.4e-3)^2/4)*29e-3; %Volumen de la cámara 2 (m2)
%Tercera Etapa
dr3=5.5e-3;
Ar3=pi*dr3^2/4;           %Área de paso 3 (m2)
alfav3=1.15;              %Coeficiente de válvula 3
%resorte5
da5=0.6e-3;               %Diámetro del alambre: resorte 5 (m)
Dm5=6e-3;                 %Diámetro medio: resorte 5 (m)

```

```

Na5=24; %Número de espiras activas: resorte 5
zv5=da5^4*G/(8*Dm5^3*Na5); %Constante de rigidez del resorte 5 N/m
xinic5=2.5e-3; %Compresión inicial del resorte 5 (m)
Qv5=zv5*xinic5; %Carga inicial del resorte 5 (N)
%diafragma3
alfam3=0.7; %Coeficiente de membrana 3
Def3=0.8*131e-3; %Diámetro efectivo de la membrana 3
Am3=pi*Def3^2/4; %Área de la membrana 3
v3=(pi*(131e-3)^2/4)*18e-3; %Volumen de la cámara 3 (m2)
y3=54e-3; %brazo de palanca (del eje de pivot al centro del
diafragma)
x3=6e-3; %brazo de palanca (del eje pivot a la válvula)
u3=8e-3; %brazo de palanca (del eje pivot al resorte)
%Datos de la Descarga
dr4=15e-3;
Ar4=pi*dr4^2/4; %Área de paso 4 (m2)
Cd4=0.85;
%Temperaturas iniciales
Talim=293; %Temperatura de alimentación (K)
T1=293; %Temperatura en la cámara 1 (K)
T2=293; %Temperatura en la cámara 2 (K)
T3=293; %Temperatura en la cámara 3 (K)
%DATOS DEL GAS
%COMPOSICIÓN
%Fracción en Volumen
f1=88.608; %Metano CH4
f2=10.261; %Etano
f3=0.016; %Propano
f4=0; %n-Butano
f5=0; %n-Pentano
f6=0; %Oxígeno
f7=0.574; %CO2
f8=0.541; %Nitrógeno
%Peso molecular
M1=16.043; %Metano
M2=30.070; %Etano
M3=44.097; %Propano
M4=58.124; %n-Butano
M5=72.15; %n-Pentano
M6=31.999; %Oxígeno
M7=44.01; %CO2
M8=28.013; %Nitrógeno
%Datos del gas
Mm=1/100*(f1*M1+f2*M2+f3*M3+f4*M4+f5*M5+f6*M6+f7*M7+f8*M8);
Ru=8314; %Constante universal de los gases(J/kmol.K)
M=Mm; %Masa molar mezcla de gases (kg/kmol)
R=Ru/M; %Constante de gas(J/kg.K)
%Datos del motor
Vhi=1.8; %Cilindrada del motor (L)
i=4; %Número de cilindros
%Eficiencia volumétrica
n_rpm=5250; %Velocidad de rotación del motor.
n_max=5250; %Máxima Velocidad de rotación del motor.
psi=85; %Porcentaje de la mariposa.
nv=Ef_volumetrica2(n_rpm,n_max,psi,Vhi,i);%Eficiencia volumétrica o coeficiente
volumétrico.
nv_1=nv(1);
DPd=nv(2);
%Coeficiente de descarga Cd3
n=6;
hvg=[0 0.5 1 1.5 2 2.5 3];
Cdg=[0 0.36 0.56 0.688 0.76 0.784 0.80];
al=polyfit(hvg,Cdg,n);
hv=[0:0.01:3];
Cd=polyval(al,hv);
%Relación estequiométrica en volumen
Lo2=1/0.21*(1/100)*((1+4/4)*f1+(2+6/4)*f2+(3+8/4)*f3+(4+10/4)*f4+(5+12/4)*f5+(-
2/2)*f6+(1-2/2)*f7);
%Caudal de la mezcla Vcm (m3/h)
Vcm=Vhi*60*n_rpm*nv_1/(2*1000);
%Valores de inicio
Vt=65/1000; %Volumen del cilindro de GNC (m3)

```

```

dP_dt=0;
t=0;
r=1;
deltaP=100;
deltat=10;
PINI=20e+6;
Plini=1.01e+5;
P2ini=1.01e+5;
P3ini=1.01e+5;
z0ini=0.865; %P=200 bar
Cd1=0.8;
Cd2=0.4;
num=2; %número de intervalos de tiempo

while t<num*deltat
    error3=1;
    Psal=Po-DPd;
    P3r=Psal+deltaP;
    m=1;
    while error3>0.0000001
        if t==0
            Palim=PINI;
        else
            Palim=Palimt(r-1)-(dP_dt)*deltat;
        end
        k3=programak(T3,P3r);
        m4=Cd4*Ar4*(P3r/(R*T3)^0.5)*((Psal/P3r)^(1/k3))*((2*k3/(k3-1))*(1-
(Psal/P3r)^(1/k3)))^0.5;
        z3=Compresibilidad_z(P3r,T3);
        if t==0
            dm3_dt=(v3/(z3*R*T3))*(P3r-P3ini)/1;
        else
            dm3_dt=(v3/(z3*R*T3))*(P3r-P3rt(r-1))/deltat;
        end
        m3=m4+dm3_dt;
        if m==1
            P2r=P2ini+deltaP;
        else
            P2r=P2r;
        end
        error2=1;
        n=1;
        while error2>0.00001
            z2=Compresibilidad_z(P2r,T2);
            if t==0
                dm2_dt=(v2/(z2*R*T2))*(P2r-P2ini)/1;
            else
                dm2_dt=(v2/(z2*R*T2))*(P2r-P2rt(r-1))/deltat;
            end
            m2=m3+dm2_dt;
            if n==1
                Plr=Plini+deltaP;
            else
                Plr=Plr;
            end
            error1=1;
            o=1;
            while error1>0.001
                z1=Compresibilidad_z(Plr,T1);
                if t==0
                    dm1_dt=(v1/(z1*R*T1))*(Plr-Plini)/1;
                else
                    dm1_dt=(v1/(z1*R*T1))*(Plr-Plrt(r-1))/deltat;
                end
                m1=m2+dm1_dt;
                k0=programak(Talim,Palim);
                Xc1=(2/(k0+1))^(k0/(k0-1));
                X1=Plr/Palim;
                K1=(k0/R)^0.5*(2/(k0+1))^((k0+1)/(2*(k0-1)));
                Ar1=m1/(K1*Cd1*Palim/Talim^0.5);
                hv1=areall(Ar1);
                hv1m=hv1/1000;
            end
        end
    end
    t=t+deltat;
end

```



```

        Plrec=(Palim*alfav1*Aa1+(Qv1+Qv2-
(zv1+zv2)*hvlm*ul)*ul+Po*alfam1*Am1*ul)/(Aa1*alfav1+alfam1*Am1*ul);
        error1=abs((Plr-Plrec)/Plrec);
        Plr=Plrec;
        o=o+1;
    end
    k1=programak(T1,Plr);
    K2=(k1/R)^0.5*(2/(k1+1))^(k1+1)/(2*(k1-1));
    Xc2=(2/(k1+1))^(k1/(k1-1));
    X2=P2r/Plr;
    if X2<=Xc2
        Ar2=m2/(K2*Cd2*Plr/T1^0.5);
    else
        Ar2=m2/(Cd2*(Plr/(R*T1)^0.5)*((P2r/Plr)^(1/k1))*((2*k1/(k1-1))*(1-
(P2r/Plr)^((k1-1)/k1)))^0.5);
    end
    hv2=area222(Ar2);
    hv2m=hv2/1000;
    P2rec=(Plr*alfav2*Aa2-(Qv3+zv3*hv2m)+(Qv4-zv4*hv2m)-
Po*alfam2*Am2)/(alfav2*Aa2-alfam2*Am2);
    error2=abs((P2r-P2rec)/P2rec);
    P2r=P2rec;
    n=n+1;
end
k2=programak(T2,P2r);
K3=(k2/R)^0.5*(2/(k2+1))^(k2+1)/(2*(k2-1));
Xc3=(2/(k2+1))^(k2/(k2-1));
X3=P3r/P2r;
if X3<=Xc3
    Cd3=m3/(Ar3*P2r/T2^0.5*K3);
else
    Cd3=m3/(Ar3*(P2r/(R*T2)^0.5)*((P3r/P2r)^(1/k2))*((2*k2/(k2-1))*(1-
(P3r/P2r)^((k2-1)/k2)))^0.5);
end
if Cd3>0.8
    Cd3r=0.8;
else
    Cd3r=Cd3;
end
hv3=interp1(Cd,hv,Cd3r,'spline');
hv3m=hv3/1000;
P3rec=(P2r*alfav3*Ar3-
(Qv5+zv5*hv3m*(u3/x3))*(u3/x3)+Po*alfam3*Am3*(y3/x3))/(Ar3*alfav3+alfam3*Am3*y3/x3);
error3=abs((P3r-P3rec)/P3r);
P3r=P3rec;
m=m+1;
end
z0=Compresibilidad_z(Palim,Talim);
%Masa de gas en el tanque
mINI=PINI*Vt/(z0ini*R*Talim);
if t==0
    mi=mINI;
else
    %mi=mit(r-1)-m1*deltat;
    mi=Palim*Vt/(z0*R*Talim);
end
%Variación de la presión
if t==0
    dP_dt=R*Talim/Vt*(m1*z0);
else
    dP_dt=R*Talim*m1*z0/(Vt-R*Talim*mi*(z0-z0t(r-1))/(Palim-Palimt(r-1)));
end
z4=Compresibilidad_z(Psal,T3);
Dgas=Psal/(z4*R*T3);
%Caudal de gas
Vg=m4*3600/Dgas;
%Coeficiente de exceso de aire
alfae=1/Lo2*(Vcm/Vg-1);
%CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA PRIMERA ETAPA
T_C=transferencia_de_Calor(Palim, Talim, Plr, m1, f1, f2, f3);
Ane=T_C(1);
Tci=T_C(2);

```

```

hi=T_C(3);
he=T_C(4);
DT=293-Tci;

Palimt(r)=Palim
Plrt(r)=Plr;
P2rt(r)=P2r;
P3rt(r)=P3r;
Psalt(r)=Psal;
Anet(r)=Ane;
Tcit(r)=Tci;
DTt(r)=DT;
hit(r)=hi;
het(r)=he;
m1t(r)=m1;
m2t(r)=m2;
m3t(r)=m3;
m4t(r)=m4;
dm1t_dt(r)=dm1_dt;
dm2t_dt(r)=dm2_dt;
dm3t_dt(r)=dm3_dt;
Ar1t(r)=Ar1;
Ar2t(r)=Ar2;
Cd3t1(r)=Cd3r;
Cd3t2(r)=Cd3;
Xct=Xc2*ones(size(Palimt));
Xclt(r)=Xcl;
X1t(r)=X1;
X2t(r)=X2;
X3t(r)=X3;
z0t(r)=z0;
k0t(r)=k0;
dP_dtt(r)=dP_dt;
mit(r)=mi;
tiem(r)=t;
alfat(r)=alfae;

t=t+deltat;
r=r+1;

Palim2=Palimt(r-1)-(dP_dt)*deltat;
if Palim2<0.35e+6
    break
else
end
end
%Con parámetros adimensionales
Palim_Palim0=Palimt/Palim(1)*100;
Plr_Plr0=Plrt/Plrt(1)*100;
P2r_P2r0=P2rt/P2rt(1)*100;
P3r_P3r0=P3rt/P3rt(1)*100;
m4_m40=m4t/m4t(1)*100;
mi_mi0=mit/mit(1)*100

rnom=int2str(n_max);
ang=int2str(psi);

figure(1)
plot(tiem,Palim_Palim0),title('Palim/Palim(t=0) vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('Palim/Palim(t=0)x100%')
text(2000, 90, ['n=',rnom,'rpm']), text(2000, 95, ['ángulo de apertura',ang,'°'])
figure(2)
plot(tiem,Plr_Plr0),title('Plr/Plr(t=0) vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('Plr/Plr(t=0)x100%')
figure(3)
plot(tiem,P2r_P2r0),title('P2r/P2r(t=0) vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('P2r/P2r(t=0)x100%')
figure(4)
plot(tiem,P3r_P3r0),title('P3r/P3r(t=0) vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('P3r/P3r(t=0)x100%')

```

```

figure(5)
plot(tiem,m4_m40),title('m4/m4(t=0) vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('m4/m4(t=0)x100%')
figure(6)
plot(tiem,alfat),title('alfae vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('alfa')
figure(7)
plot(tiem,z0t),title('z0 vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('z0')
figure(8)
plot(tiem,dP_dtt),title('Variación de la presión en el cilindro de almacenamiento vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('dP_dt')
figure(9)
plot(tiem,DTt),title('Caida de temperatura vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('DT')
figure(10)
plot(tiem,X1t, tiem,Xc1t),title('Relación de presiones P1r/Palim vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('Xc1')
figure(11)
plot(tiem,X2t, tiem,Xc2t),title('Relación de presiones P2r/P1r vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('Xc2')
figure(12)
plot(tiem,X3t, tiem,Xc3t),title('Relación de presiones P3r/P2r vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('Xc3')
figure(13)
plot(tiem,mi_mi0),title('Masa de gas en el cilindro de almacenamito mi/mi(t=0) vs t')
xlabel('t [s]'),ylabel('m4/m4(t=0)x100%')

ye=0;
while ye~=2
disp(' ')
disp('[1] Visualizar datos')
disp('[2] Salir')
ye=input('Ingrese una opción: ');
clc;
if ye==1
ze=0;
nm=int2str(r-1);
nt=input(['Ingrese el número del intervalo de tiempo, [1-',nm,'] :']);
ti=num2str(tiem(nt));
clc;
while ze~=6
disp(' ')
disp('[1] Presiones')
disp('[2] Flujo másico')
disp('[3] Transferecia de Calor')
disp('[4] Propiedades del gas')
disp('[5] Otros datos')
disp('[6] Salir')
ze=input('Ingrese una opción: ');
if ze==1
clc;
disp('
PRESIONES')
disp('')
disp(['TIEMPO=',ti,'s'])
disp('<0>Palim [Pa]: Presion de alimentación')
disp(Palimt(nt))
disp('<1>P1r [Pa]: Presion en la primera etapa')
disp(P1rt(nt))
disp('<2>P2r [Pa]: Presion en la segunda etapa')
disp(P2rt(nt))
disp('<3>P3r [Pa]: Presion en la tercera etapa')
disp(P3rt(nt))
disp('<4>P3r [Pa]: Presion en la tercera etapa (manométrica)')
disp(P3rt(nt)-Po)
disp('<5>Psal [Pa]: Presion a la salida del reductor de GNC')
disp(Psalt(nt))
elseif ze==2
clc;
disp('
FLUJO MÁSICO')

```

```

disp('')
disp(['TIEMPO=',ti,'s'])
disp('<1> m1 [kg/s]: Flujo másico que pasa a través de la válvula de la primera
etapa')
disp(m1t(nt))
disp('<2> m2 [kg/s]: Flujo másico que pasa a través de la válvula de la segunda
etapa')
disp(m2t(nt))
disp('<3> m3 [kg/s]: Flujo másico que pasa a través de la válvula de la tercera
etapa')
disp(m3t(nt))
disp('<4> m4 [kg/s]: Flujo másico que sale del reductor de presión')
disp(m4t(nt))
disp('<5> dm1_dt[kg/s]: Variación del flujo másico en la primera etapa')
disp(dm1t_dt(nt))
disp('<6> dm2_dt[kg/s]: Variación del flujo másico en la segunda etapa')
disp(dm2t_dt(nt))
disp('<7> dm3_dt[kg/s]: Variación del flujo másico en la tercera etapa')
disp(dm3t_dt(nt))
elseif ze==3
clc;
disp('                                TRANSFERENCIA DE CALOR')
disp('')
disp(['TIEMPO=',ti,'s'])
disp('<1> Ane[m2]: Area de transferencia de calor')
disp(Anet(nt))
disp('<2> Tci[K]: Temperatura al final de la expansión')
disp(Tcit(nt))
disp('<3> DT[K]: Caída de temperatura')
disp(DTt(nt))
disp('<4> hi[W/m2.K]: Coeficiente de transferencia de calor para el gas')
disp(hit(nt))
disp('<5> he[W/m2.K]: Coeficiente de transferencia de calor para el agua')
disp(het(nt))
elseif ze==4
clc;
disp('                                PROPIEDADES DEL GAS')
disp('')
disp('<1> M [kg/kmol]: Masa molar mezcla de gases')
disp(M)
disp('<2> R [J/kg.K]: Constante del gas')
disp(R)
elseif ze==5
clc;
disp('                                OTROS DATOS')
disp('')
disp('<1> nv: Eficiencia volumétrica')
disp(nv_1)
disp('<2> DPd[Pa]: Depresión en la garganta del mezclador')
disp(DPd)
disp('<3> Lo[m3/m3]: Relación estequiométrica en volumen (m3 de aire/m3 de gas)')
disp(Lo2)
disp('<4> Vcm[m3/h]: Caudal de la mezcla aire-gas')
disp(Vcm)
disp('<5> Xcrit: Relación de presiones crítica')
disp(Xc2)
disp('<6> alfae: Coeficiente de exceso de aire')
disp(alfat(nt))
else break
end
end
clc;
else
break
end
end
end

```

**Eficiencia volumétrica: Ef\_volumetrica2.m**

```

function nv=Ef_volumetrica2(n_rpm,n_max,psi,Vhi,i)
%   PROPÓSITO
%       Calcular el valor del coeficiente volumétrico.
%
%   ENTRADA:   n_rpm: Velocidad de rotación del motor (rpm)
%              n_max: Velocidad de rotación máxima del motor (rpm)
%              psi:   Angulo de apertura de la mariposa
%              Vh:    Cilindrada del motor
%              i:     Número de cilindros
%
%   SALIDA:   nv:     Eficiencia volumétrica.
%             DPd:    Depresión en la garganta del mezclador
%-----
N=n_rpm; %Velocidad de rotación del motor (rpm)
Nnom=n_max; %Velocidad nominal de rotación del motor (rpm)
j=psi; %Ángulo de apertura de la mariposa.
PSIo=5; %Ángulo mínimo (mariposa cerrada).
Vh=Vhi/i; %Volumen de desplazamiento para un cilindro.
S_D=1; %Relación carrera: diámetro del pistón.
To=293; %Temperatura ambiente (K)
Po=1.013e5; %Presión atmosférica (Pa)
k=1.4; %Coeficiente politrópico para el aire.
d=3.0e-3; %Diámetro del eje de la mariposa
%ángulo de apertura de la mariposa
phi={0 10 20 30 40 50 60 70 80 90};
%coeficiente de pérdidas
csi=[1400 450 130 42 16 5 2 0.95 0.55 0.4];
%coeficiente de descarga
Cd=[0.00 0.0271 0.0674 0.1025 0.2425 0.4082 0.5774 0.7161 0.803 0.85];
%número de cilindros del motor
i0=[1 2 3 4 6 8];
a0=[24.2 17.1 14.15 13 11.9 11.5];
a1=polyfit(phi,csi,6); %Coeficiente depérdidas
a2=polyfit(phi,Cd,6); %Coeficiente de descarga
a3=polyfit(i0,a0,4); %Factor que considera la depresión en el cilindro
A=-5.5; %Coeficiente de la ecuación de la recta
B=8.5e-4; %Coeficiente de la ecuación de la recta
a=polyval(a3,i); %factor a
csin=polyval(a1,j); %Coeficiente de pérdidas para PSImm
Cdn=polyval(a2,j); %Coeficiente de descarga para PSImm
D=(4/pi*Vh*1000/S_D)^(1/3)*0.01; %Diámetro del cilindro
Dmar=a*(i*Nnom*Vh/1000)^0.5/1000; %Diámetro de la mariposa
rho=Po/1000/(0.287*To); %Densidad
Rdiam=d/Dmar; %Relación de diámetros
Ath=pi*Dmar^2/4; %Área total de la sección
PSImax=acos(Rdiam*cos(PSIo*pi/180))*180/pi;
if j>PSImax
    j=PSImax;
else
end
Aefmax=Ath*(1-
cos(acos(Rdiam*cos(PSIo*pi/180)))/cos(PSIo*pi/180)+2/pi*(Rdiam/cos(acos(Rdiam*cos(PSIo*pi/180)))*((cos(acos(Rdiam*cos(PSIo*pi/180)))^2-Rdiam^2*(cos(PSIo*pi/180))^2)^0.5-
cos(acos(Rdiam*cos(PSIo*pi/180)))/cos(PSIo*pi/180)*asin(Rdiam*cos(PSIo*pi/180)/cos(acos(Rdiam*cos(PSIo*pi/180)))-Rdiam*(1-Rdiam^2)^0.5+asin(Rdiam))));
Aef=Ath*(1-cos(j*pi/180)/cos(PSIo*pi/180)+2/pi*(Rdiam/cos(j*pi/180)*(cos(j*pi/180)^2-
Rdiam^2*cos(PSIo*pi/180)^2)^0.5-
cos(j*pi/180)/cos(PSIo*pi/180)*asin(Rdiam*cos(PSIo*pi/180)/cos(j*pi/180))-Rdiam*(1-
Rdiam^2)^0.5+asin(Rdiam)));
Aefl=Aef*Cdn;

l=1;
error_Ga=1;
Pk1=0.2e-5;
while error_Ga>0.001
    rP=Pk1/Po;
    Ga2=(A+B*Pk1)*i*Vh*rho*N/(100000*120);
    if rP<=0.528
        Gal=Aefl*Po/(287*To)^0.5*k^0.5*(2/(k+1))^((k+1)/(2*(k-1)));
    else

```

```

Gal=Aef1*Po/(287*To)^0.5*(Pk1/Po)^(1/k)*(2*k/(k-1)*(1-(Pk1/Po)^((k-1)/k)))^0.5;
end
resta=Ga2-Gal;
if resta<0
    Pk1_a=Pk1;
    if l==1
        Pk1_b=Po;
    else
        Pk1_b=Pk1_b;
    end
    Pk1=(Pk1_a+Pk1_b)/2;
else
    Pk1_b=Pk1;
    Pk1=(Pk1_a+Pk1_b)/2;
end
error_Ga=abs((Ga2-Gal)/Gal);
Pk1t(l)=Pk1;
l=l+1;
end
etav=((A+B*Pk1))/100;           %Eficiencia volumetrica
Vcm=Ga2/rho;                   %Caudal de la mezcla aire-gas
Dgar=37/1000;                  %Diámetro en la garganta del mezclador
Veg=4*Vcm/(pi*Dgar^2);        %Velocidad en la garganta del mezclador
Vel=4*Vcm/(pi*Dmar^2);        %Velocidad en la sección de admisión (sección 0)
DPd=rho/2*(Veg^2-Vel^2);      %Depresión en la garganta del mezclador
nv=[etav,DPd];
%-----end-----

```

### Cálculo de la relación de calores específicos: programak.m

```

function k1=programak(Ti, Pi)
%-----
%   PROPÓSITO
%Calcular la relación de calores específicos k considerando:
%-Temperatura 293K, composición: metano puro y calores específicos en función de la
presión para altas presiones (Pi en el cilindro de almacenamiento)
%-Mezcla de gases, y calores específicos a bajas presiones y en función de la
temperatura para bajas presiones (Pi<0.36MPa en las cámaras del reductor de presión)
%   ENTRADAS:      Ti:      Temperatura del gas (K)
%                  Pi:      Presión del gas(Pa)
%   SALIDA:        k:      Relación de calores específicos
%-----
%Para un proceso isotermico: (Talim=293K)
%Palim [MPa]
Palim=[0.1, 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5, 5, 5.5, 6, 6.5, 7, 7.5, 8, 8.5, 9,
9.5, 10, 10.5, 11, 11.5, 12, 12.5, 13, 13.5, 14, 14.5, 15, 15.5, 16, 16.5, 17, 17.5,
18, 18.5, 19, 19.5, 20];
%Cpalim, Cvalim [kJ/kg.K]
Cpalim=[2.2202, 2.2448, 2.2768, 2.3101, 2.3449, 2.3810, 2.4186, 2.4576, 2.4981,
2.5400, 2.5834, 2.6281, 2.6741, 2.7212, 2.7694, 2.8184, 2.8681, 2.9183, 2.9687,
3.0190, 3.0689, 3.1183, 3.1666, 3.2136, 3.2591, 3.3026, 3.3440, 3.3830, 3.4194,
3.4530, 3.4837, 3.5113, 3.5360, 3.5577, 3.5764, 3.5922, 3.6054, 3.6159, 3.6241,
3.6300, 3.6338];
Cvalim=[1.6969, 1.7012, 1.7065, 1.7119, 1.7173, 1.7227, 1.7282, 1.7337, 1.7391,
1.7446, 1.7500, 1.7554, 1.7608, 1.7661, 1.7713, 1.7764, 1.7814, 1.7863, 1.7911,
1.7957, 1.8002, 1.8044, 1.8085, 1.8125, 1.8162, 1.8197, 1.8230, 1.8261, 1.8290,
1.8317, 1.8343, 1.8366, 1.8388, 1.8408, 1.8427, 1.8444, 1.8460, 1.8474, 1.8488,
1.8501, 1.8513];
n=5;
cpl=polyfit(Palim,Cpalim,n);
cvl=polyfit(Palim,Cvalim,n);
PM=Pi/1e+6;
Cpx=polyval(cpl,PM);
Cvx=polyval(cvl,PM);
%Para bajas presiones (Pi<0.36MPa)
%se tomará Cp=Cpo para la mezcla de gases: (Cp=f(Composición, Ti))
f1=88.608; %Metano CH4
f2=10.261; %Etano
f3=0.016;  %Propano
f4=0;     %n-Butano

```

```

f5=0;      %n-Pentano
f6=0;      %Oxígeno
f7=0.574;  %CO2
f8=0.541;  %Nitrógeno
%Coeficientes para Cpo
a1=[-11.01e-9, 1.269e-5, 5.024e-2, 19.89];
a2=[7.285e-9, -6.406e-5, 17.27e-2, 6.9];
a3=[31.74e-9, -15.72e-5, 30.48e-2, -4.04];
a4=[35e-9, -18.34e-5, 37.15e-2, 3.96];
a5=[42.29e-9, -22.46e-5, 45.43e-2, 6.774];
a6=[1.312e-9,-0.7155e-5, 1.520e-2, 25.48];
a7=[7.469e-9,-3.501e-5, 5.981e-2, 22.26];
a8=[-2.873e-9, 0.8081e-5, -0.1571e-2, 28.90];
Cp1=polyval(a1,Ti);    %kJ/kmol.K
Cp2=polyval(a2,Ti);    %kJ/kmol.K
Cp3=polyval(a3,Ti);    %kJ/kmol.K
Cp4=polyval(a4,Ti);    %kJ/kmol.K
Cp5=polyval(a5,Ti);    %kJ/kmol.K
Cp6=polyval(a6,Ti);    %kJ/kmol.K
Cp7=polyval(a7,Ti);    %kJ/kmol.K
Cp8=polyval(a8,Ti);    %kJ/kmol.K
Cpmo=1/100*(f1*Cp1+f2*Cp2+f3*Cp3+f4*Cp4+f5*Cp5+f6*Cp6+f7*Cp7+f8*Cp8)
Cvmo=Cpmo-8.314;
if Pi>0.36e+6
    kl=Cpx/Cvx;
else
    kl=Cpmo/Cvmo;
end
%-----end-----

```

### Coeficiente de compresibilidad z: Compresibilidad\_z.m

```

function z=Compresibilidad_z(P,T)
%-----
%   PROPÓSITO
%Calcular el factor de compresibilidad z para el metano, en función %de la
temperatura y la presión del gas.
%   ENTRADAS:      T: Temperatura del gas (K)
%                  P: Presión del gas (Pa)
%   SALIDA:        z: Factor de compresibilidad
%-----
%Factor de Compresibilidad z
Tcrit=190.564;      %K
Pcrit=4.5992e+6;    %Pa
Tr=T/Tcrit;
Pr=P/Pcrit;
z=1;
errorz=1;
a=1;
while errorz>0.01
hr=0.08664*Pr./(z*Tr);
zrec=1/(1-hr)-(4.9340/Tr^1.5)*(hr/(1+hr));
errorz=abs(1-z/zrec);
z=zrec;
a=a+1;
end
%-----end-----

```

### Área de paso del gas en la válvula de la primera etapa: area11.m

```

function hv1=areall(Ar1)
%hv1=areall(Ar1)
%-----
%   PROPÓSITO
%Calcular el valor del levantamiento de la válvula 1 (hv1) que le corresponde a un
área de paso Ar1.
%   ENTRADA:      Ar1: Area de paso del gas en la válvula 1 (m2)
%   SALIDA:       hv1: Levantamiento de la válvula 1 (mm)
%-----
hv1d=[0:0.01:1.5];
alfal=37*pi/180;

```

```

dr1=2.5;
kl=2.06;
gl=hvld*sin(alfal);
Rl=dr1/2;
r1=(kl-hvld*cos(alfal))*sin(alfal);
%area
Ar11=pi*(Rl+r1).*gl*1e-6;
%area del agujero
Ar12=(pi*dr1^2/4)*ones(size(hvld))*1e-6;
Aeq=4.9087e-6;
if Ar1<Aeq;
    hv1=interp1(Ar11,hvld,Ar1,'linear');
else
    hv1=1.447;
end
end
%-----end-----

```

### Área de paso del gas en la válvula de la segunda etapa: area222.m

```

function hv2=area222(Ar2)
%hv2=area222(Ar2)
%-----
% PROPÓSITO
%Calcular el valor del levantamiento de la válvula 2 (hv2) que le corresponde a un
área de paso Ar2.
% ENTRADA: Ar2: Area de paso del gas en la válvula 2 (m)
% SALIDA: hv2: Levantamiento de la válvula 2 (mm)
%-----%Datos
D=7; %Distancia D (mm)
c=3; %Distancia c (mm)
b=2.3; %Distancia b (mm)
a=0.7; %Distancia a (mm)
alfa=65.556*pi/180; %Angulo alfa (radianes)
hv2d=[1.4264:0.01:5.109];
%Zona cónica
gl=(D-c-2/tan(alfa)*(hv2d+a-b))*sin(alfa)/2;
x=hv2d+a+gl*cos(alfa)-b;
dl=c+2*x/tan(alfa);
Ar22=pi*0.5*(D+dl).*gl*1e-6;
%Zona curva
ro=1.2285;
gama=57.381*pi/180;
m=6.8268;
q=5.6511;
w=(m-hv2d-a-(q/2-D/2)/tan(gama))/(cos(gama)*cot(gama)+sin(gama));
r2=(q+2*ro*cos(gama))/2;
R2=(q+2*w*cos(gama))/2;
g2=w-ro;
Ar23=pi*(R2+r2).*g2*1e-6;
if Ar2>=0 & Ar2<1.3186e-5;
    hv2=interp1(Ar23,hv2d,Ar2,'linear');
elseif Ar2>=1.3186e-5 & Ar2<3.1368e-5
    hv2=interp1(Ar22,hv2d,Ar2,'linear');
else
    hv2=1.4264;
end
%-----end-----

```

### Caída de temperatura: Caida\_T.m

```

function Tci=Caida_T(Palim, Talim, Plr)
%Tci=Caida_T(Palim,Talim, Plr)
%-----
% PROPÓSITO
% Calcular la temperatura del gas al final de la expansión.
% ENTRADAS: Talim: Temperatura antes de la expansión (K)
% Palim: Presión antes de la expansión(Pa)
% Plr: Presión al final de la expansión (Pa)
% SALIDA: Tci: Temperatura al final de la expansión (K)
%-----
%Para el metano:
R=518.2; %Constante R para el metano [J/kg.K]
Tc=190.564; %Temperatura crítica [K]

```



```

Pc=4.5992e+6;          %Presión critica          [Pa]
a=0.42748*R^2*Tc^2.5/(Pc); %Constante de la ec. de Redlich Kwong
b=0.08664*R*Tc/PC;    %Constante de la ec. de Redlich Kwong
Pi=Palim;             %Presión al inicio del proceso [Pa]
Ti=Talim;             %Temperatura al inicio del proceso [K]
vi=R*Ti/Pi;          %volumen específico al inicio del proceso[m3/kg] [valor inicial]
error_vi=1;          %error de vi inicial
while error_vi>0.001;
vrec=b+R*Ti/(Pi+a/(Ti^0.5*vi*(vi+b)));
error_vi=abs((vi-vrec)/vrec);
vi=vrec;
end
%uI_i: Imperfección de la energía interna al inicio del proceso
%hI_i: Imperfección de la entalpía al inicio del proceso
uI_i=3/2*(a/(Ti^0.5*b))*log(vi/(vi+b)); % [J/kg]
hI_i=uI_i+Pi*vi-R*Ti; % [J/kg]
Pf=Plr; %Presión al final del proceso [Pa]
%Límites de Temperatura (dentro del cual se encuentra Tf)
Tf1=200; %Límite inferior de temperatura [K]
Tf2=293; %Límite superior de temperatura [K]
DHme=1; %Variación de la entalpía para el proceso: Ti-Tfme
while abs(DHme)>0.001;
Tfme=Tf1+(Tf2-Tf1)/2 ; %Temperatura final media
%EVALUANDO DH1 EN FUNCIÓN DE Tf1
vf1=R*Tf1/Pf; %volumen específico a Tf1 y Pf [m3/kg]
error_vf1=1; %error inicial de vf1
while error_vf1>0.001
vrec=b+R*Tf1/(Pf+a/(Tf1^0.5*vf1*(vf1+b)));
error_vf1=abs((vf1-vrec)/vrec);
vf1=vrec;
end
%uI_f1: Imperfección de la energía interna al final del proceso considerando [Tf=Tf1]
%hI_f1: Imperfección de la entalpía al final del proceso considerando [Tf=Tf1]
uI_f1=3/2*(a/(Tf1^0.5*b))*log(vf1/(vf1+b)); % [J/kg]
hI_f1=uI_f1+Pf*vf1-R*Tf1; % [J/kg]
%Integral=f(Tf1)
%Bf1:Variación de la entalpía para un gas ideal [Proceso de Ti-Tf1]
ai=[-2.7525e-9, 0.423e-5, 2.512e-2, 19.89, 0]; %Coeficientes del polinomio
resultante de la integración
Bm1=polyval(ai,Tf1)-polyval(ai,Ti); %kJ/kmol
Bf1=Bm1/16.043*1000; %J/kg
DH1=Bf1+hI_f1-hI_i;
%EVALUANDO DHME EN FUNCION DE Tfme
vfme=R*Tfme/Pf; %volumen específico a Tfme y Pf [m3/kg]
error_me=1; %error inicial de vfme
while error_me>0.001
vrec=b+R*Tfme/(Pf+a/(Tfme^0.5*vfme*(vfme+b)));
error_me=abs((vfme-vrec)/vrec);
vfme=vrec;
end
%uI_fme: Imperfección de la energía interna al final del proceso considerando [Tf=
Tfme]
%hI_fme: Imperfección de la entalpía al final del proceso considerando [Tf=Tfme]
uI_fme=3/2*(a/(Tfme^0.5*b))*log(vfme/(vfme+b)); % [J/kg]
hI_fme=uI_fme+Pf*vfme-R*Tfme; % [J/kg]
%Integral=f(Tf)
%Bfme:Variación de la entalpía para un gas ideal[Proceso de Ti-Tfme]
Bmme=polyval(ai,Tfme)-polyval(ai,Ti); %kJ/kmol
Bfme=Bmme/16.043*1000; %J/kg
DHme=Bfme+hI_fme-hI_i;
Pro=DH1*DHme;
if Pro>0
Tf1=Tfme;
else
Tf2=Tfme;
end
end
end
Tf=Tfme %Temperatura al final de la expansión
Tci=Tf;
%-----end-----

```

## Cálculo de las propiedades del gas natural: propiedades\_gn2.m

```

function P=propiedades_gn2(Tb,f1,f2,f3)
%P=propiedades_gn2(Tb, f1, f2, f3)
%-----
%PROPÓSITO
%Calcular las propiedades de la mezcla de gases para la temperatura %Tb en función de
la composición del gas y de los datos de obtenidos %de www.nist.gov. (Propiedades de
cada gas para un proceso a presión constante P=0.36MPa)
%ENTRADAS:
%Tb: Temperatura media (K)
%f1: Fracción en volumen de metano en la composición del gas natural
%f2: Fracción en volumen de etano en la composición del gas natural
%SALIDA:
%P=[visml, kfml, Cp gm, denm] donde:
%visml: Viscosidad de la mezcla de gases a 0.36MPa y Tb
%kfml: Conductividad térmica de la mezcla de gases a 0.36 MPa y Tb
%Cp gm: Calor específico a presión constante de la mezcla de gases a 0.36MPa y Tb.
%denm: Densidad de la mezcla de gases a 0.36 MPa y Tb
%-----
%DATOS
%Rango de Temperatura
Tbp=[203,205,210,215,220,225,230,235,240,245,250,255,260,265,270,275,280,285,290,295]
%VISCOSIDAD (Pa.s)
%metano
uis1=[7.9706, 8.0428, 8.2225, 8.4012,8.5789, 8.7555, 8.9311, 9.1056, 9.2790, 9.4514,
9.6227, 9.7929, 9.9621, 10.130, 10.297, 10.463, 10.628, 10.792, 10.955, 11.197]*1e-6;
%etano
uis2=[133.63, 130.54, 123.16, 6.8951, 7.0509, 7.2062, 7.3610, 7.5153, 7.6691, 7.8224,
7.9751, 8.1272, 8.2787, 8.4296, 8.5800, 8.7297, 8.8788, 9.0273, 9.1752, 9.3225]*1e-6;
%propano
uis3=[279.36, 274.24, 255.54, 240.24, 226.16, 213.18, 201.16, 190.01, 179.62, 169.64,
160.88, 152.38, 144.40, 7.2125, 7.3547, 7.4962, 7.6371, 7.7773, 7.9169, 8.0559]*1e-6;
%DENSIDAD (kg/m3)
%metano
den1=[3.4986, 3.4622, 3.3745, 3.2914, 3.2124, 3.1373, 3.0658, 2.9976, 2.9324, 2.8702,
2.8105, 2.7534, 2.6987, 2.6461, 2.5956, 2.5470, 2.5002, 2.4552, 2.4118, 2.3700];
%etano
den2=[520.08, 517.35, 510.39, 6.5792, 6.3877, 6.2097, 6.0434, 5.8875, 5.7409, 5.6025,
5.4717, 5.3477, 5.2299, 5.1178, 5.0109, 4.9089, 4.8113, 4.7180, 4.6285, 4.5426];
%propano
den3=[613.04, 610.88, 605.44, 599.94, 294.36, 588.71, 582.97, 577.14, 571.20, 565.16,
558.99, 552.69, 546.25, 7.9242, 7.7252, 7.5395, 7.3654, 7.2013, 7.0462, 6.8991];
%CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (W/m.K)
%metano
kf1=[0.022581, 0.022811, 0.023389, 0.023972, 0.024559, 0.025150, 0.025746, 0.026346,
0.026952, 0.027563, 0.028179, 0.028802, 0.029431, 0.030067, 0.030709, 0.031359,
0.032016, 0.032681, 0.033354, 0.034034];
%etano
kf2=[0.14990, 0.14804, 0.14343, 0.012565, 0.012981, 0.013412, 0.013858, 0.014317,
0.014790, 0.015276, 0.015775, 0.016287, 0.016812, 0.017350, 0.017900, 0.018463,
0.019309, 0.019627, 0.020226, 0.020838];
%propano
kf3=[0.14662, 0.14540, 0.14236, 0.13933, 0.13632, 0.13333, 0.13036, 0.12741, 0.12449,
0.12160, 0.11874, 0.11591, 0.11311, 0.014845, 0.015361, 0.015884, 0.016415, 0.016952,
0.017497, 0.018048];
%CALOR ESPECÍFICO (J/Kg.K)
%metano
Cpg1=[2.1515, 2.1509, 2.1499, 2.1498, 2.1505, 2.1519, 2.1541, 2.1569, 2.1604, 2.1647,
2.1695, 2.1750, 2.1811, 2.1879, 2.1952, 2.2031, 2.2116, 2.2206, 2.2301, 2.2402]*1000;
%etano
Cpg2=[2.5181, 2.5304, 2.5632, 1.6096, 1.6115, 1.6147, 1.6195, 1.6257, 1.6333, 1.6423,
1.6524, 1.6636, 1.6758, 1.6888, 1.7027, 1.7172, 1.7325, 1.7483, 1.7648, 1.7817]*1000;
%propano
Cpg3=[2.1288, 2.1360, 2.1548, 2.1747, 2.1958, 2.2182, 2.2418, 2.2667, 2.2930, 2.3208,
2.3502, 2.3813, 2.4141, 1.7063, 1.7030, 1.7059, 1.7130, 1.7230, 1.7353, 1.7492]*1000;
%VISCOSIDAD CINEMÁTICA (m2/s)
%metano
vis1=uis1./den1;
%etano
vis2=uis2./den2;
%propano

```

```

vis3=uis3./den3;
%viscosidad a Tb
%metano
visb1=interp1(Tbp,vis1,Tb,'linear');
%etano
visb2=interp1(Tbp,vis2,Tb,'linear');
%propano
visb3=interp1(Tbp,vis3,Tb,'linear');
%viscosidad de la mezcla
vism1=(f1/(100*visb1)+f2/(100*visb2)+f3/(100*visb3))^-1;
%Conductividad a Tb
%metano
kfb1=interp1(Tbp,kf1,Tb,'linear');
%etano
kfb2=interp1(Tbp,kf2,Tb,'linear');
%propano
kfb3=interp1(Tbp,kf3,Tb,'linear');
%conductividad de la mezcla
kfm1=(f1/(100*kfb1)+f2/(100*kfb2)+f3/(100*kfb3))^-1;
%Calor específico a Tb
%metano
Cpgb1=interp1(Tbp,Cpg1,Tb,'linear');
%etano
Cpgb2=interp1(Tbp,Cpg2,Tb,'linear');
%propano
Cpgb3=interp1(Tbp,Cpg3,Tb,'linear');
%Calor específico de la mezcla
Cpgm=1/(f1+f2+f3)*(f1*Cpgb1+f2*Cpgb2+f3*Cpgb3);
%densidad a Tb
%metano
denb1=interp1(Tbp,den1,Tb,'linear');
%etano
denb2=interp1(Tbp,den2,Tb,'linear');
%propano
denb3=interp1(Tbp,den3,Tb,'linear');
%Densidad de la mezcla
denm=1/(f1+f2+f3)*(f1*denb1+f2*denb2);
P=[vism1, kfm1, Cpgm, denm];
%-----end-----

```

### **Cálculo de la transferencia de calor: transferencia\_de\_Calor.m**

```

function T_C=transferencia_de_Calor(Palim, Talim, Plr, m1, f1, f2, f3)
%Anec=transferencia_de_Calor(Palim, Talim, Plr, m1, f1, f2, f3)
%-----
% PROPÓSITO
%Calcular el coeficiente global de transferencia de calor, el calor necesario que se necesita para restaurar la temperatura que tenía el gas antes de la expansión, así como calcular el área necesaria para la transferencia de calor.
% ENTRADAS: Palim: Presión de alimentación (Pa)
%            Talim: Temperatura de alimentación (K)
%            Plr: Presión en la primera etapa del reductor de presión (Pa)
%            f1: Fracción en volumen de metano en la composición del gas natural
%            f2: Fracción en volumen de etano en la composición del gas natural
% SALIDA: Anec: Área necesaria para la transferencia de calor(mm)
%-----
%Datos geométricos para la transferencia de Calor
Lon=23e-3;
D1=10e-3; %Diámetro interior del tubo
D2=5e-3; %Diámetro exterior de la aguja obturadora
Dh=D1-D2; %Diámetro hidraulico de la sección anular
Ac=pi*(D1^2-D2^2)/4; %Area de paso del gas
Tci=Caida_T(Palim, Talim, Plr);
Tco=293; %asumida
Tb=(Tci+Tco)/2;
%P=[vism1, kfm1, Cpgm, denm]
P=propiedades_gn2(Tb,f1,f2,f3);
vism=P(1); %m2/s
kfm=P(2); %W/m.K
Cpgm=P(3); %J/Kg.K
denm=P(4); %Kg/m3

```

```

%Velocidad del GN
Veg=ml/(denm*Ac);
Re=Veg*Dh/vism;           %Número de Reynolds
Pra=vism*denm*Cpgm/kfm;   %Número de Pandtl
%Cálculo del Coeficiente convectivo de transferencia de calor para el gas
%Segun: Gnielski
f=(0.790*log(Re)-1.64)^-2;
Nui4=((f/8)*(Re-1000)*Pra)/(1.07+12.7*(f/8)^0.5*(Pra^(2/3)-1));
hi4=Nui4*kfm/Dh;
%Cálculo del flujo másico de agua de refrigeración
ce=4.19;                  %kJ/Kg.°C
dtl=8;                   %[7...8]°C
ql=4560;                 %J/W.h [4560...5700]
Ne=88.31;                %kW Potencia (nominal)
CV=120;                  %Potencia nominal en CV
Ql=ql*Ne/3600;
Qcal=1.1*Ql;
magua=Qcal/(ce*dtl);
%Propiedades del agua a Thi=95°C
Thi=95+273;
denag=961.90;            %Kg/m3
Cpagua=4210.433;        %J/Kg.°C
uagua=296.651e-6;       %N.s/m2
Kfagua=6.78751e-4*1e+3; %W/m.°C
Pra2=1.8402;
Dh2=0.019;              %Diámetro del cilindro
Ac3=(11e-3)*(8.9e-3);   %Area de paso del agua
Vag=magua/(denag*Ac3); %Velocidad del agua [m/s]
Reag=Vag*Dh2*denag/uagua; %Número de Reynolds
RP=Reag*Pra2;          %producto Re x Pra
%Cálculo del Coeficiente convectivo de transferencia de calor para el agua
%Segun: Hilpert
Nuel=0.027*Reag^0.805*Pra2^(1/3);
hel=Nuel*Kfagua/Dh2;
%Calor necesario para restaurar la temperatura del gas
Qnec=ml*2117.3*(Talim-Tci);
%Temperatura de salida del agua Tho
Tho=Thi-Qnec/(magua*Cpagua);
%Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor
U=hi4*hel/(hi4+hel);
%Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica [considerando
intercambiador en contraflujo]
DT1=Thi-Tco;
DT2=Tho-Tci;
DTml_CF=(DT1-DT2)/log(DT1/DT2);
%Factor F: Se considerará
%flujo de agua - mezclado
%Flujo de gas - sin mezclar
R=(Thi-Tho)/(Tco-Tci);
P=(Tco-Tci)/(Thi-Tci);
%Luego de la grafica F=1 (aprox)
F=1;
%Diferencia de temperatura media logarítmica
DTml=F*DTml_CF;
%Cálculo del área necesaria
Anec=Qnec/(U*DTml);
T_C={Anec, Tci};
%-----end-----

```

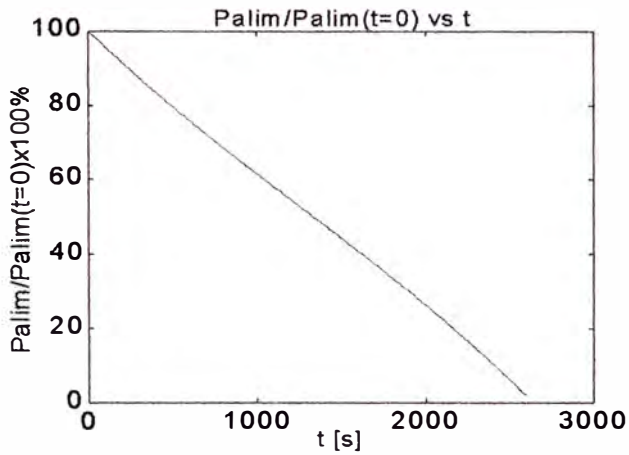
## ANEXO 4

## RESULTADOS DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN NUMÉRICA

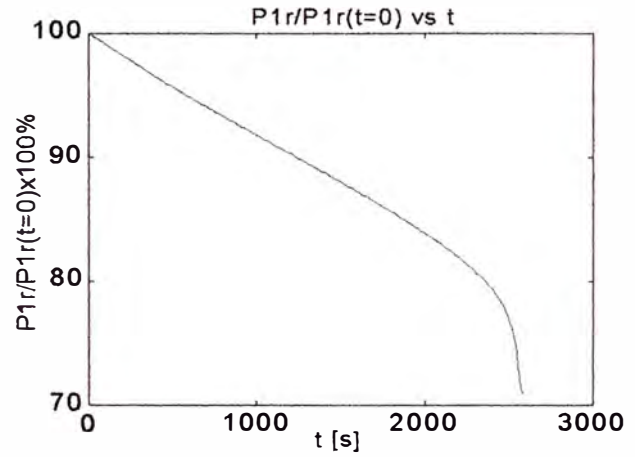
En este apartado, se muestran resultados adicionales a los presentados en la sección 4.3 los cuales corresponden a los mismos datos de entrada. Además, también se muestran gráficas en donde se observa la variación de las presiones, y del flujo másico en la salida, con respecto al tiempo.

RESULTADOS ADICIONALES	
<b>Acumulación de masa</b>	
Variación del flujo másico en la primera etapa: $\frac{dm_1}{dt}$	$1,242 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$
Variación del flujo másico en la segunda etapa: $\frac{dm_2}{dt}$	$6,267 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$
Variación del flujo másico en la tercera etapa: $\frac{dm_3}{dt}$	$6,296 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$
<b>Transferencia de Calor</b>	
Temperatura al final de la expansión: $T_{ci}$	209,92K
Caída de temperatura: $\Delta T$	83,08K
Área de transferencia de calor: $A_{NEC}$	$0,0159 \text{ m}^2$
Coefficiente de transferencia de calor para el gas: $h_i$	$455,86 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Coefficiente de transferencia de calor para el agua: $h_e$	$25\ 883 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
<b>Otros datos</b>	
Eficiencia volumétrica: $\eta_v$ Para: $n = 5250 \text{ rpm}$ $\psi = 85^\circ$	0,7821
Presión a la salida del reductor de GNC: $P_{sal}$	$1,0079 \times 10^5 \text{ Pa}$
Depresión en la garganta del mezclador: $\Delta P_d$	535,92 Pa
Relación estequiométrica en volumen: $L_0$	$10,153 \text{ m}^3/\text{m}^3$
Coefficiente de exceso de aire: $\alpha_e$	0,9413
Masa molecular aparente de la mezcla de gases: $M_m$	17,71 kg/kmol

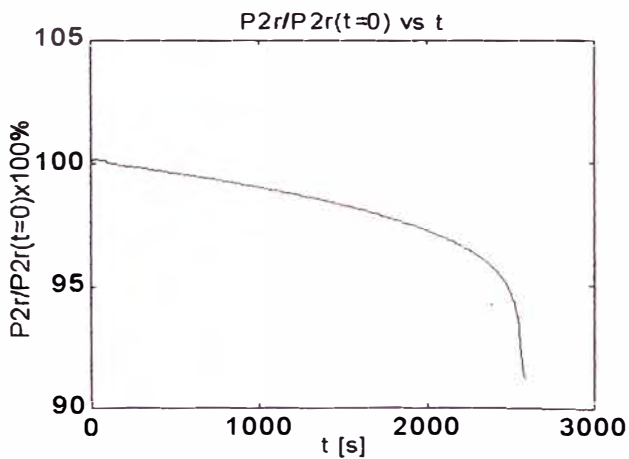
## VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS CON RESPECTO AL TIEMPO (t)



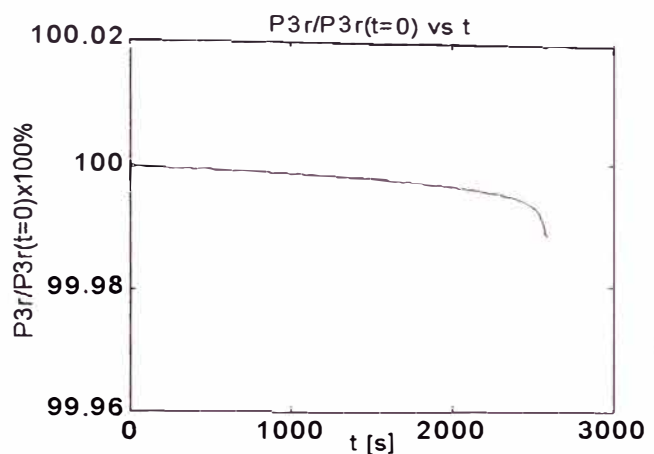
**Fig. 4.a** Variación de  $P_{alim}$  en %



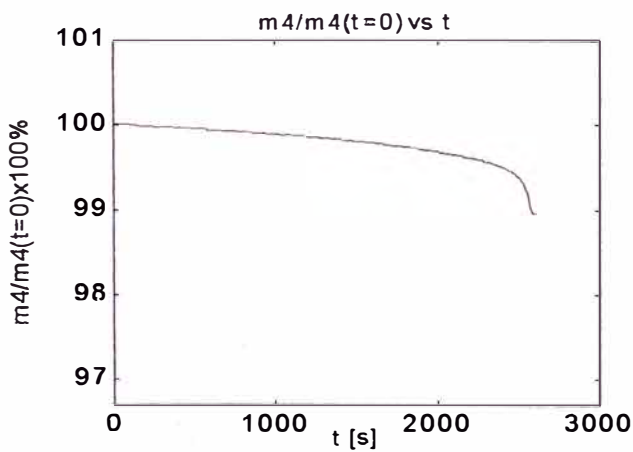
**Fig. 4.b** Variación de  $P_{1r}$  en %



**Fig. 4.c** Variación de  $P_{2r}$  en %



**Fig. 4.d** Variación de  $P_{3r}$  en %



**Fig. 4.e** Variación de  $\dot{m}_4$  en %

## VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS CON RESPECTO AL ÁNGULO DE APERTURA DE LA MARIPOSA ( $\psi^\circ$ )

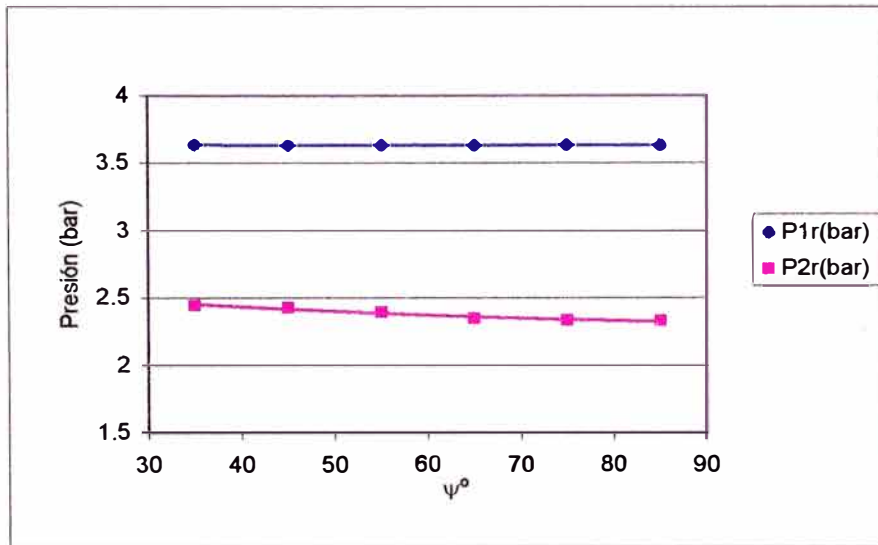


Fig. 74.. Variación de la presión en la primera y segunda etapa con respecto a  $\psi^\circ$

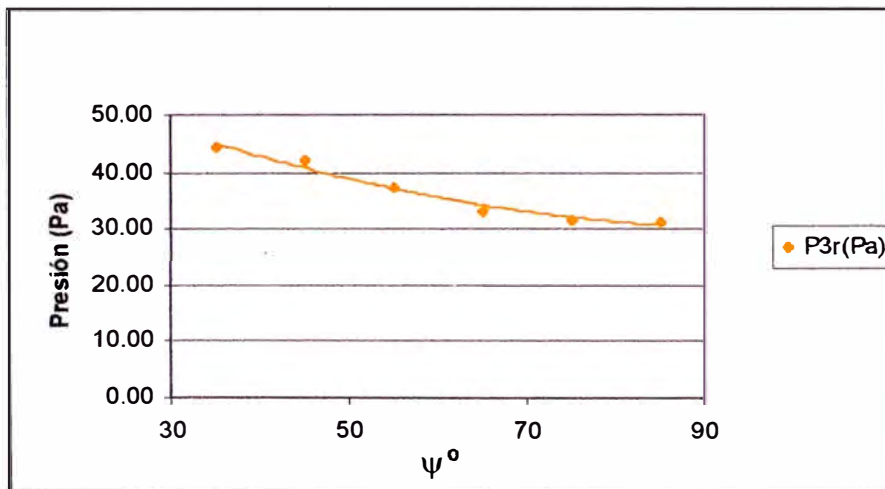


Fig. 75. Variación de la presión en la tercera etapa con respecto a  $\psi^\circ$

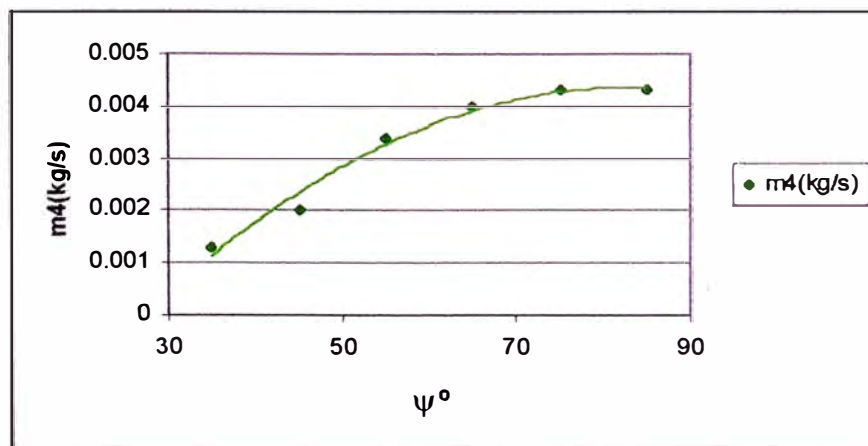
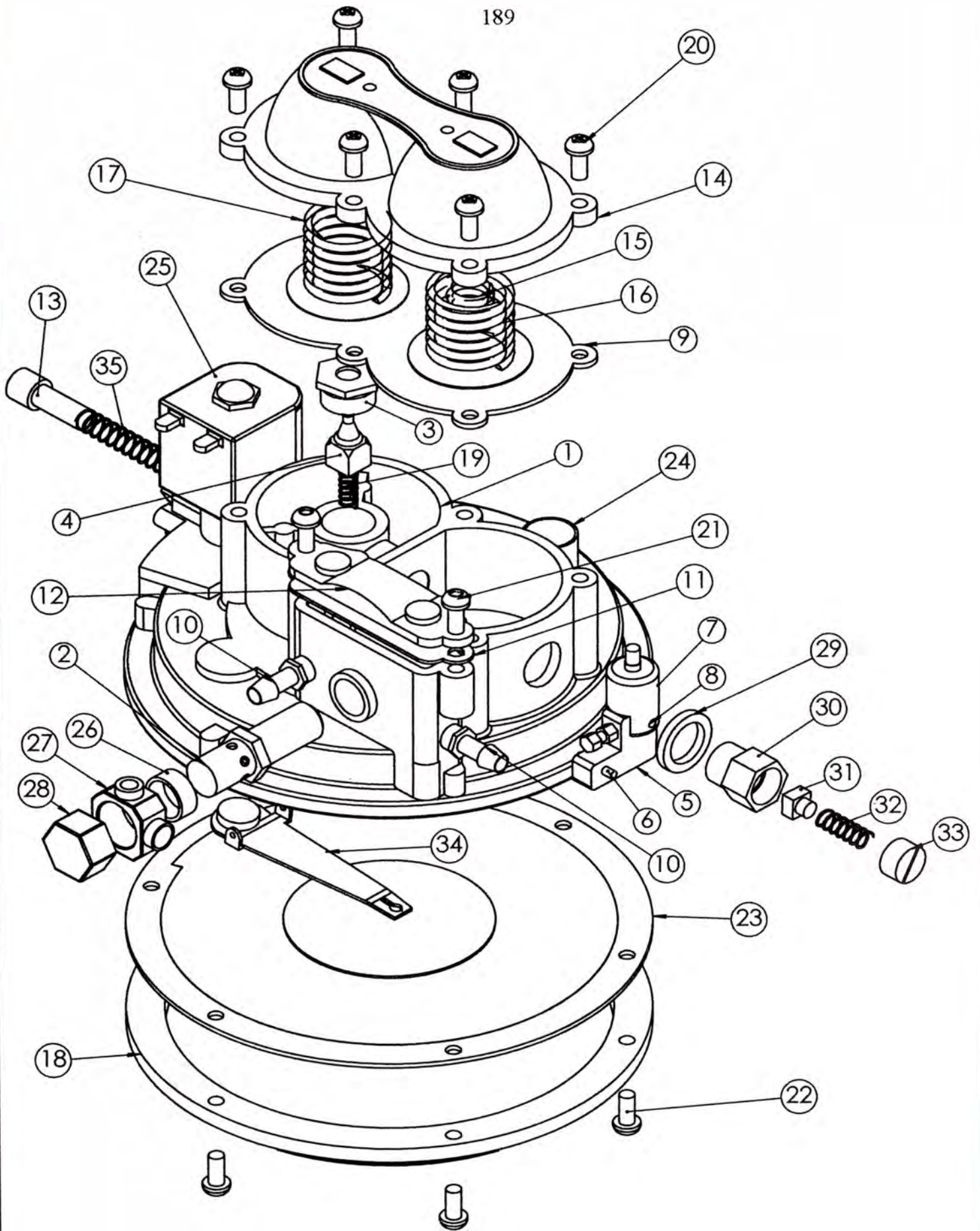


Fig. 76. Variación del flujo másico con respecto al ángulo de apertura de la mariposa  $\psi^\circ$

**ANEXO 5****ESQUEMA DEL REDUCTOR DE PRESIÓN ANALIZADO****LEYENDA**

1. Cuerpo del reductor de presión de GNC.
2. Tubo del intercambiador de calor.
3. Asiento de la válvula de la segunda etapa.
4. Obturador de la válvula de la segunda etapa.
5. Mecanismo de palanca de la válvula de la primera etapa.
6. Pin del mecanismo de palanca de la primera etapa.
7. Mecanismo de palanca de la válvula de la primera etapa.
8. Pasador del mecanismo de palanca de la primera etapa.
9. Membranas de la primera y la segunda etapa.
10. Conductos para la entrada y salida del agua de calentamiento.
11. Empaquetadura de la cámara de agua del intercambiador de calor.
12. Tapa de la cámara de agua del intercambiador de calor.
13. Tornillo regulador de mínima.
14. Tapa superior del reductor de GNC.
15. Resorte 1 de la primera etapa.
16. Resorte 2 de la primera etapa.
17. Resorte 3 de la segunda etapa.
18. Tapa inferior del reductor de GNC.
19. Resorte 4 de la segunda etapa.
20. Tornillos de la tapa superior.
21. Tornillos de la tapa del intercambiador de calor.
22. Tornillos de la tapa inferior.
23. Membrana de la tercera etapa.
24. Conducto de la salida del gas.
25. Electroválvula.
26. Filtro de gas
27. Conexión a la línea de alta presión.
28. Tuerca de ajuste.
29. Arandela.
30. Cuerpo de la válvula de seguridad.
31. Obturador de la válvula de seguridad.
32. Resorte de la válvula de seguridad.
33. Tornillo de ajuste.
34. Sistema brazo palanca de la válvula de la tercera etapa.
35. Resorte 5 de la tercera etapa.





ESQUEMA DEL REDUCTOR DE PRESIÓN DE GNC