

SEM  
19/10/26

---

## “Desempenho de um Motor Ciclo Otto Bi-Combustível Com Injeção Direta de Gás Natural”

**Cleiton Rubens Formiga Barbosa**  
UFRN-CT-DEM- NATAL - RN

**Mario Roberto da Silva**  
UNESP - IGCE - DEMAC-COMPUTAÇÃO

**Samuel Washington Celere**  
USP - EESC - SEM

Palavra Chave: INJEÇÃO DIRETA, GÁS NATURAL  
CICLO OTTO

**SAE BRASIL**

FILIADO A **SAE**  
INTERNATIONAL

**SAE BRASIL 96**

V Congresso e Exposição Internacionais  
de Tecnologia da Mobilidade  
Hotel Transamérica - São Paulo  
7 a 9 de Outubro de 1996

The appearance of the ISSN code at the bottom of this page indicates SAE's consent that copies of the paper may be made for personal or internal use of specific clients. This consent is given on the condition however, that the copier pay a \$7.00 per article copy fee through the Copyright Clearance Center, Inc. Operations Center, 222 Rosewood Drive, Danvers, MA 01923 for copying beyond that permitted by Sections 107 or 108 of U.S. Copyright Law. This consent does not extend to other kinds of copying such as copying for general distribution, for advertising or promotional purposes, for creating new collective works, or for resale.

SAE routinely stocks printed papers for a period of three years following date of publication. Direct your orders to SAE Customer Sales and Satisfaction Department.

Quantity reprint rates can be obtained from the Customer Sales and Satisfaction Department.

To request permission to reprint a technical paper or permission to use copyrighted SAE publications in other works, contact the SAE Publications Group.



**GLOBAL MOBILITY DATABASE**

*All SAE papers, standards, and selected books are abstracted and indexed in the Global Mobility Database.*

No part of this publication may be reproduced in any form, in an electronic retrieval system or otherwise, without the prior written permission of the publisher.

**ISSN 0148-7191**

**Copyright 1996 Society of Automotive Engineers, Inc.**

Positions and opinions advanced in this paper are those of the author(s) and not necessarily those of SAE. The author is solely responsible for the content of the paper. A process is available by which discussions will be printed with the paper if it is published in SAE Transactions. For permission to publish this paper in full or in part, contact the SAE Publications Group.

Persons wishing to submit papers to be considered for presentation or publication through SAE should send the manuscript or a 300 word abstract of a proposed manuscript to: Secretary, Engineering Meetings Board, SAE.

**Printed in USA**

96-0049

# “Desempenho de um Motor Ciclo Otto Bi-Combustível Com Injeção Direta de Gás Natural”

Cleiton Rubens Formiga Barbosa  
UFRN-CT-DEM- NATAL - RN

Mario Roberto da Silva  
UNESP - IGCE - DEMAC-COMPUTAÇÃO

Samuel Washington Celere  
USP - EESC - SEM

## RESUMO

Um motor bi-combustível operando com injeção direta de gás natural a baixas pressões, foi submetido a ensaios de plena carga em um dinamômetro corrente de foucaut. Os resultados obtidos revelam uma queda de potência do motor com injeção direta de GNC em relação a alimentação com carburação de gasolina.

Dados de desempenho do motor são comparados, destacando-se os fatores que contribuem para esta redução de potência. Discute-se ainda, modificações a serem efetuadas no motor visando minimizar estas perdas.

## INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, as possibilidades, cada vez mais evidentes, de escassez e flutuações de preços dos combustíveis derivados do petróleo aliadas as preocupações de preservação ambiental, contribuíram decisivamente para o aumento da utilização de combustíveis alternativos, menos poluentes, em motores veiculares.

Neste contexto, o gás natural combustível (GNC), predominantemente metano, desponta como uma das alternativas mais promissoras e atrativas em virtude da sua disponibilidade, custo e excelentes qualidades técnicas. Além disso, o programa de gás natural veicular vem crescendo ano após ano e tem aspecto mundial. Esta característica, o distingue dos álcools etanol e metanol que ficaram restritos respectivamente ao Brasil e América do Norte.

Os primeiros motores movidos a gás que se tem notícia, surgiu praticamente com o advento do motor de ignição por centelha e utilizavam o carburador para realizar a formação da mistura ar-gás no duto de admissão.

Hoje, a grande utilização e produção em escala industrial de veículos a gás natural já é uma realidade no Brasil e no mundo. Recentemente, o governo brasileiro

apostando no programa do gás natural automotivo, através de decreto presidencial em janeiro de 1996, liberou o uso do GNC para quaisquer fins veiculares.

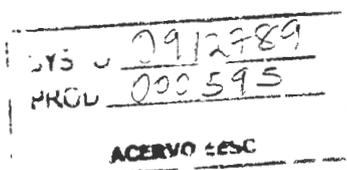
Embora rotulados como motores de alto desempenho e ecológicos, os modernos motores do ciclo Otto, com injeção eletrônica de gás e aspiração natural, ainda apresentam uma baixa eficiência volumétrica com queda de até 15% <sup>(1)</sup> em relação a alimentação com gasolina, que limita sua potência, e emitem uma carga significativa de óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>).

O desenvolvimento e aplicação de sistemas de injeção indireta com gerenciamento eletrônico em motores veiculares obteve notáveis avanços. Sua ampla utilização deve-se basicamente ao barateamento dos componentes eletrônicos e melhor gerenciamento da mistura ar-combustível, o qual proporciona ao motor um melhor desempenho e redução dos índices de emissões quando comparado com os tradicionais carburadores. Atualmente no Brasil, com exceção de alguns modelos populares, os veículos são produzidos com injeção eletrônica.

Nos motores em que a relação custo-benefício é favorável, tecnologias de supercarregamento e também de distribuição multi-válvulas (16 válvulas) tem sido empregadas ou pesquisadas visando melhorar a capacidade de aspiração de ar do motor e por conseguinte aumentar sua potência.

Processos de recirculação dos gases queimados (EGR), queima de mistura pobre “lean burning”, ou ainda injeção de vapor de água no coletor de admissão, com ou sem o uso de catalisadores, são exemplos de algumas tecnologias já disponíveis e que podem eventualmente serem adotadas com o propósito de reduzir as temperaturas máximas do ciclo e por conseguinte a carga de NO<sub>x</sub>. Porém, tais processos quando empregados isoladamente, atuam no sentido de reduzir as potências máximas do motor.

No presente trabalho, é feito um estudo experimental de injeção direta de gás natural a baixas pressões, como forma de melhorar o enchimento de ar do



cilindro e conseqüentemente aumento da potência do motor.

**ASPECTOS DO GÁS NATURAL** - As características do gás metano, principal constituinte do gás natural, são apresentadas na Tabela 01<sup>(2)</sup> e comparadas com a gasolina. Analisando os dados desta tabela, nota-se que apesar do metano possuir um poder calorífico inferior (PCI) 12% maior que o da gasolina, o conteúdo energético por unidade de volume da mistura estequiométrica de metano e ar é 10% menor em relação ao da mistura de gasolina-ar. Portanto, para o mesmo motor, o uso do metano provoca uma queda de potência de 10% em relação a alimentação com gasolina em virtude do menor conteúdo energético por unidade de volume da mistura.

Tabela 01 - Propriedades do Gás Metano e da Gasolina

PROPRIIDADE	CH <sub>4</sub>	GASOLINA
densidade (Kg/Nm <sup>3</sup> )	0,718	5,093
poder calorífico inferior (Kcal/kg)	11900	10600
razão ar-combustível (massa)	17,2	14,9
razão ar-combustível (volumétrica)	9,55	59,0
conteúdo energético da mistura (Kcal/Nm <sup>3</sup> )	810	900
calor latente de evaporação (Kcal/Kg)	122	≈70
temperatura de auto-ignição a 1 atm (°C)	650	≈500
limite de inflamabilidade (%)	5,3 a 36	1,2 a 6
energia mínima para ignição (mJ)	0,28	0,25
velocidade de chama laminar (cm/s)	38	<30
temperatura adiabática de chama (°C)	2227	2270

O gás metano quando misturado ao ar atmosférico no coletor de admissão, diminui a capacidade de ar aspirado pelo motor (cerca de 10%)<sup>(1, 2, 3)</sup> em virtude da sua baixa densidade e conseqüente restrição imposta pela pressão parcial do gás na mistura. No caso da gasolina, a maior parte do combustível carburado entra no cilindro do motor na forma de gotículas, sendo vaporizada na câmara de combustão, após o fechamento da válvula de admissão. Uma pequena parcela de vapor de gasolina, entretanto, se forma ainda no coletor de admissão, reduzindo cerca de 1,7%<sup>(2)</sup> da aspiração de ar do motor. Portanto, a menor eficiência volumétrica do motor a gás contribui também para redução da sua potência.

O gás metano é menos susceptível ao fenômeno da autoignição do que a gasolina, uma vez que sua temperatura de autoignição é superior a gasolina<sup>(2, 4, 5)</sup>. Assim, para operação de motores bi-combustível quando alimentados com metano, é possível melhorar o seu

rendimento térmico mediante a antecipação da centelha no curso de compressão, aquém do limite da detonação, enquanto que nos motores exclusivos a gás, o aumento no rendimento térmico é normalmente obtido por variação da taxa de compressão do motor até o limiar da razão de compressão crítica do combustível.

**CONVERSÃO DE MOTORES** - O gás metano, principal constituinte do gás natural, pode ser empregado como combustível tanto para acionar motores do ciclo Diesel quanto do ciclo Otto. Entretanto, a alimentação do combustível e o processo de combustão da mistura ar-combustível ocorre de forma diferente em cada ciclo.

A conversão de um motor de ignição por centelha (gasolina ou álcool) para operação com gás metano pode ser realizada segundo diferentes graus de complexidade, no que tange ao sistema de alimentação e à otimização do processo de combustão.

A conversão mais simples consiste na adaptação de um motor ciclo Otto para operação no modo bi-combustível, que é realizada mediante a incorporação de um sistema de alimentação de gás ao motor, preservando suas características construtivas. A falta de regularidade no abastecimento de gás, justifica este tipo de conversão, uma vez que o modo bi-combustível não retira a habilidade do motor de operar com o combustível original.

Nos motores convertidos ou projetados para uso exclusivo do gás metano, o rendimento térmico é aumentado pela adoção de taxas de compressão adequadas ao gás e adicionalmente pelo ajuste do avanço da centelha. Um aumento significativo de rendimento volumétrico somente é possível por meio de supercarregamento do motor, alteração no diagrama ou número de válvulas ou ainda fazendo a injeção do combustível gasoso diretamente no cilindro do motor.

## SISTEMAS DE FORMAÇÃO DE MISTURAS

Nos motores de ignição por centelha o processo de formação da mistura ar-combustível pode ter início no coletor de admissão ou no interior do cilindro.

A formação da mistura no coletor de admissão é a maneira mais simples de alimentação desses motores, sendo normalmente conseguida por meio de um carburador ou ainda através de sistemas de injeção de combustível a baixas pressões. A injeção no coletor de admissão, pode ser realizada com um único injetor ("single-point") ou por vários injetores, normalmente um por cilindro ("multi-point").

Por outro lado, a formação da mistura no interior do motor, imperiosamente, é realizada por sistemas de injeção que pode ser de baixa ou alta pressão. Nos sistemas de injeção direta a baixas pressões (cerca de 10 bar), a injeção de combustível pode ocorrer durante os cursos de admissão e ou parte da compressão, logo após o fechamento da válvula de admissão.

Na injeção direta, realizada durante o curso de admissão, as condições de escoamento, trocas de calor e formação da mistura ar-combustível são diferentes da

injeção indireta<sup>(6)</sup>, uma vez que o combustível gasoso ao ser injetado no cilindro sofre um processo de expansão trocando calor com a câmara, contribuindo para o aumento da densidade da mistura e portanto da eficiência volumétrica, enquanto na indireta parte deste calor é retirado das paredes do coletor e válvulas. Além disto, na injeção direta, o ar aspirado ao passar pela restrição imposta pelas válvulas não sofre a restrição adicional imposta pelo gás, devido a sua pressão parcial na mistura, porém, em função da necessidade de injeção sincronizada com as válvulas há menos tempo disponível para formação da mistura no interior do cilindro, enquanto na injeção indireta a formação da mistura pode se estender durante todo o ciclo.

Nos motores a gás, a injeção a baixas pressões na compressão permite a aspiração somente de ar atmosférico durante o curso de admissão e por conseguinte elimina por completo a perda de potência ocasionada pela baixa densidade do gás quando inserido no curso de admissão.<sup>(2)</sup>

A injeção direta tardia, e portanto a altas pressões no curso de compressão em motores de ignição por centelha é utilizada no combate a pré-ignição de combustíveis com altas velocidades de chama, como é o caso do hidrogênio.<sup>(2)</sup>

### PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Para avaliação do sistema de injeção proposto neste trabalho, foi utilizado um motor monocilíndrico de 4 tempos e aspiração natural. A Tabela 02 mostra as especificações originais do motor de testes.

Tabela 02- Especificações do Motor

cilindrada	400 cm <sup>3</sup>
taxa de compressão	8,3:1
curso	66,7 mm
diâmetro do cilindro	87,3 mm
sistema de ignição	magneto - avanço fixo
sistema de alimentação	carburação de gasolina
sistema de refrigeração	Ar
valv. admissão abre a	55° antes do PMS
valv. admissão fecha a	20° depois do PMI
valv. exaustão abre a	77° antes do PMI
valv. exaustão fecha a	20° depois do PMS

As principais modificações do motor foram feitas nos sistemas de alimentação e ignição.

O sistema de ignição por magneto foi retirado e substituído por um sistema de ignição transistorizada com regulagem mecânica do avanço da centelha.

Foi desenvolvido, um sistema de injeção eletrônica para injeção de gás natural a baixas pressões na câmara de combustão de um motor de ignição por centelha. A dosagem do gás, para as diversas condições de carga e velocidade angular do motor, era feita por meio de uma válvula elétrica injetora de combustível (VEIC) inserida no cabeçote do motor. Mantendo-se a

pressão da linha de alimentação do gás constante, através de uma válvula redutora, a quantidade de gás injetado no cilindro era ajustada eletronicamente variando-se o tempo de abertura da válvula de dosagem de combustível (VEIC).

A Tabela 03 mostra as principais especificações do gás natural utilizado nos testes.

Tabela 03 - Especificações do GNC

Metano	90,20
Etano	6,96
Propano	1,69
Butano	0,23
Nitrogênio	0,55
Dióxido de Carbono	0,26
Outros	0,11
PCS (Kcal/Nm <sup>3</sup> )	9,342
Densidade Relativa	0,616
Peso Molecular	17,83

obs: a 20°C e 1,033 Kgf/cm<sup>2</sup>, composição vol. (%)

Um dinamômetro corrente de foucaut foi utilizado para frenagem do motor. Sensores de temperatura e pressão foram inseridos no motor em pontos estratégicos, que adicionados a medidas de torque, rotação, consumo de ar e combustível avanço de centelha, tempo e ponto de injeção permitem o monitoramento dos ensaios. Tal monitoramento foi realizado por um sistema de aquisição de dados computadorizado que mantinha em meio magnético de armazenamento um histórico do ensaio.

Para medição do consumo de ar aspirado, foi acoplado ao coletor de admissão do motor de testes um sistema de tambor de amortecimento com placa de orifício calibrado.

Foi ainda desenvolvido no laboratório, um sistema gravimétrico<sup>(7)</sup> para medição do consumo de GNC. O sistema gravimétrico, inserido na linha de alta pressão de GNC entre os reservatórios de armazenamento de gás e a válvula redutora de pressão, apresenta resolução de 1 grama.

O motor de testes foi submetido a ensaios de plena carga, em regime permanente, nas rotações de 2000 a 4000 com incrementos de 200 RPM. O motor foi ensaiado com carburação de gasolina, injeção de gás natural no coletor de admissão e no cilindro, com base nos procedimentos estabelecidos na norma ABNT 5484. Nos ensaios de injeção direta, a pressão de injeção foi limitada na máxima pressão de funcionamento da VEIC (8,5 bar). O avanço de centelha, o início da injeção e a dosagem do combustível foram ajustados em cada rotação de ensaio para a condição de melhor torque observado (MTB).

### RESULTADOS E ANÁLISE

As figuras 01, 02, 03 e 04 permitem visualizar o desempenho do motor bi-combustível funcionando em regime de plena carga. As curvas apresentadas foram

obtidas a partir dos dados experimentais, por regressão polinomial pelo método dos mínimos quadrados com  $R^2 > 0,95$ .

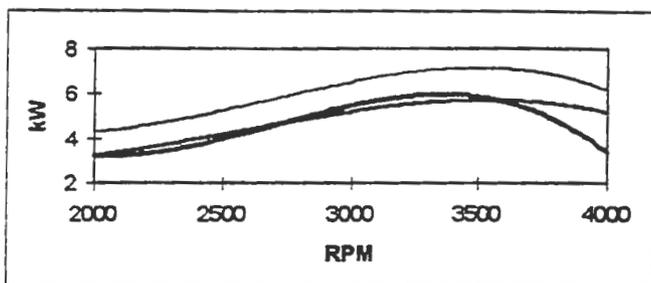


Figura 01 - Curvas de potência reduzida a plena carga

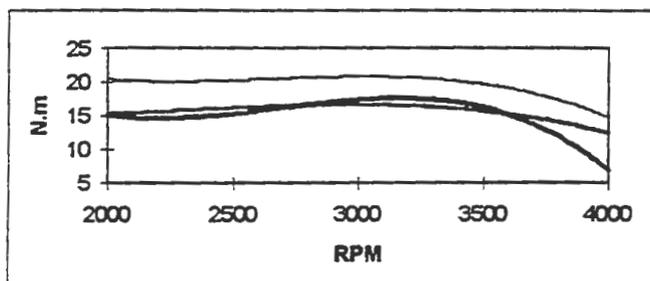


Figura 02 - Curvas de torque reduzido a plena carga

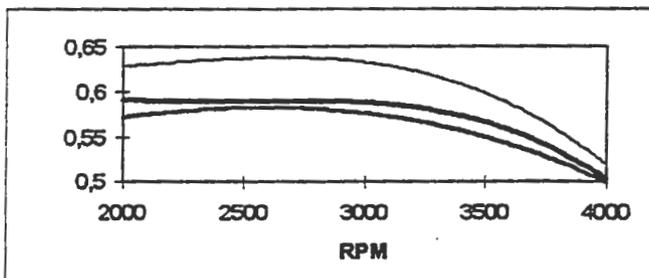


Figura 03 - Curvas de eficiência volumétrica a plena carga

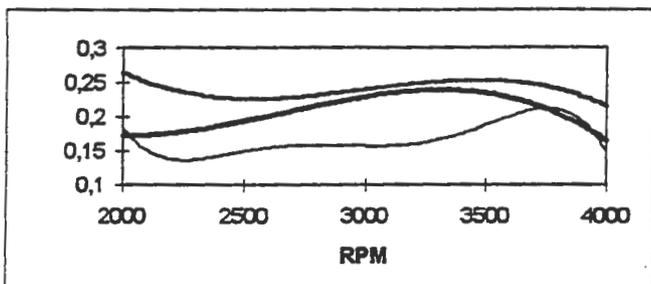


Figura 04 - Curvas de rendimento global a plena carga

#### Legenda

— gasolina — gnc indireta — gnc direta

Os dados de potência e torque máximos especificados pelo fabricante, para operação com gasolina, foram obtidos experimentalmente, atestando o bom estado do motor.

No regime de plena carga, o motor com injeção indireta de GNC, apresentou uma queda de potência e

torque da ordem de 20% em relação à operação com gasolina, estando compatível com os dados encontrados na literatura<sup>(1)</sup>

Esta perda de potência e torque observada pode ser atribuída a menor eficiência volumétrica do motor a gás (em média 8% de queda em relação à gasolina), ao maior calor de combustão da mistura ar-gasolina e também a baixa taxa de compressão do motor de testes a qual não permite o melhor aproveitamento das propriedades do metano.

Apesar do projeto original do motor não ser adequado ao GNC, O rendimento global médio da injeção indireta de GNC foi 46% superior à gasolina. Tal fato é atribuído a formação mais homogênea da mistura com melhor eficiência de combustão do gás.

A injeção direta de GNC durante o curso de compressão, como era pretendido inicialmente, não foi possível em virtude das características geométricas e baixa turbulência da câmara de combustão do motor de testes. O GNC, quando injetado na compressão, se concentrava nas proximidades da vela de ignição, formando ali misturas demasiadamente ricas fora do limite de inflamabilidade. O corte repentino do motor ou queda brusca de torque era visível quando a injeção de GNC começava a entrar no curso de compressão.

O monitoramento do motor com injeção direta de GNC no curso de admissão, durante a variação de alguns parâmetros de operação tais como razão ar-combustível, avanço da centelha, ponto de início de injeção, pressão de injeção etc, permite fazer as seguintes observações:

- O ajuste do avanço da centelha aumenta o torque e potência do motor, melhorando o consumo específico de combustível;
- A potência e torque do motor é muito sensível a variações da razão ar-combustível, a qual era ajustada mantendo-se a pressão de injeção constante e variando-se o tempo de abertura da VEIC;
- A variação do ponto de início da injeção também causa grandes variações na potência e torque do motor. O melhor torque observado foi obtido com o início da injeção ocorrendo na parte final da exaustão, no período de cruzamento das válvulas, proporcionando uma melhor homogeneização da mistura, porém, parte deste combustível injetado escoava pela válvula de descarga, contribuindo assim para um aumento no consumo de GNC e conseqüente redução do rendimento global.

#### CONCLUSÕES

O sistema desenvolvido para injeção direta de GNC com gerenciamento eletrônico funcionou satisfatoriamente, permitindo o controle e ajuste da mistura em todas as condições de operação do motor. Porém, devido a impossibilidade da injeção de GNC no curso de compressão, como era pretendido inicialmente, não se observou ganhos significativos na eficiência volumétrica, torque e potência do motor bi-combustível, funcionando com injeção direta de GNC em relação à injeção indireta.

## REFERÊNCIAS

- [1] Maxwell, T.T. and Jones, J.C., **“Alternative Fuels - Emissions, Economics, and Performance”**, SAE R-143, 1995.
- [2] da Silva, E.P. et all, **“O estado da Arte do Uso de Hidrogênio em Veículos Automotivos”**.SAE Paper 931706. II Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade. São Paulo-SP-Brasil, 1993.
- [3] Barbosa, C.R.F. et alii, **“Desempenho de Um Motor Estacionário a Gasolina Convertido Para Operar Com Injeção Eletrônica de Gás Metano”**. I Congresso Latino Americano de Engenharia Agrícola. Baurú-SP Brasil. (1996).
- [4] Taylor, Charles F., **“The Internal Combustion Engine in Theory and Practice”**, Vol. 1, M.I.T. Press, 1985.
- [5] Heywood, J.B., **“Internal Combustion Engine Fundamentals”** McGraw-Hill International Editions, New York, 1988.
- [6] Lenz, H.P., **“Mixture Formation in Spark-Ignition Engines”**, Springer-Verlag and SAE, 1990.
- [7] Barbosa, C.R.F **“Otimização da Curva de Avanço de Centelha de um Motor Otto Bicomcombustível Alimentado com Gás Natural Comprimido”**. Dissertação de Mestrado. DEM/CT/UFRN. Natal-RN- Brasil,1990.

---

# **The Performance of an Otto Cycle Bi-Fuel Engine with Natural Gas Direct Injection**

**Cleiton Rubens Formiga Barbosa**  
UFRN-CT-DEM-NATAL

**Mario Roberto da Silva**  
UNESP-IGCE-DEMAC-COMPUTAÇÃO

**Samuel Washington Celere**  
USP - EESC - SEM

**SAE BRASIL**

FILIADO A  
**SAE**  
INTERNATIONAL

**SAE BRASIL 96**

V International Mobility Technology  
Conference and Exhibit  
São Paulo, Brazil  
October 7-9, 1996

The appearance of the ISSN code at the bottom of this page indicates SAE's consent that copies of the paper may be made for personal or internal use of specific clients. This consent is given on the condition however, that the copier pay a \$7.00 per article copy fee through the Copyright Clearance Center, Inc. Operations Center, 222 Rosewood Drive, Danvers, MA 01923 for copying beyond that permitted by Sections 107 or 108 of U.S. Copyright Law. This consent does not extend to other kinds of copying such as copying for general distribution, for advertising or promotional purposes, for creating new collective works, or for resale.

SAE routinely stocks printed papers for a period of three years following date of publication. Direct your orders to SAE Customer Sales and Satisfaction Department.

Quantity reprint rates can be obtained from the Customer Sales and Satisfaction Department.

To request permission to reprint a technical paper or permission to use copyrighted SAE publications in other works, contact the SAE Publications Group.



**GLOBAL MOBILITY DATABASE**

*All SAE papers, standards, and selected books are abstracted and indexed in the Global Mobility Database.*

No part of this publication may be reproduced in any form, in an electronic retrieval system or otherwise, without the prior written permission of the publisher.

**ISSN 0148-7191**

**Copyright 1996 Society of Automotive Engineers, Inc.**

Positions and opinions advanced in this paper are those of the author(s) and not necessarily those of SAE. The author is solely responsible for the content of the paper. A process is available by which discussions will be printed with the paper if it is published in SAE Transactions. For permission to publish this paper in full or in part, contact the SAE Publications Group.

Persons wishing to submit papers to be considered for presentation or publication through SAE should send the manuscript or a 300 word abstract of a proposed manuscript to: Secretary, Engineering Meetings Board, SAE.

**Printed in USA**

96-0049

# The Performance of an Otto Cycle Bi-Fuel Engine with Natural Gas Direct Injection

Cleiton Rubens Formiga Barbosa  
UFRN-CT-DEM-NATAL

Mario Roberto da Silva  
UNESP-IGCE-DEMAC-COMPUTAÇÃO

Samuel Washington Celere  
USP - EESC - SEM

## ABSTRACT

A bi-fuel engine using direct injection natural gas at low pressure was submitted to runs with full power in a foucaut dynamometer. The results obtained show a small decrease in power when the engine was fueled with natural gas when compared which carburated gasoline.

Engine power data is compared, showing the factors which contribute to this reduction in power. Modifications to be made to minimize those losses are discussed.

## INTRODUCTION

Over the last few years, the imminent possibilities of fuel exhaustion and the cost variation of petroleum fuel derivatives, associated with the concern for environmental preservation, contribute to the increase of alternative fuel uses, with less pollution of vehicle engines.

In this context, natural gas fuel (CNG), mostly methane, arises as an attractive alternative due its availability, cost and excellent technical quality. Also, the natural gas program for vehicles is increases year by year and has worldwide aspect. This characteristic differentiates the natural gas from ethanol and methanol, that remains restricted to Brazil and North America, respectively.

The first practical gas engines appeared with the advent of the spark ignition engine that used the carburetor to mix the air-gas in the manifold.

Nowadays, the general use and industrial production of natural gas vehicles in Brazil and in the world is a reality. Recently, the Brazilian government supported the automotive natural gas program, by means of a presidential decree of January of 1996, liberated the use of NGF for general vehicular.

Although labeled as high performance and ecological, the modern Otto cycle engines, with electronic injection and the natural aspiration of gas, still presents a

low volumetric performance loss of up to 15%<sup>(1)</sup> compared with gasoline, this restricts its power and produces a higher emission of nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>).

The development and application of indirect injection systems with electronic management in vehicle engines achieved notable advances. Its broad utilization is basically a result of the low cost of electronic components and better management of air-fuel that provide the motor with a better performance and reduction of emission rates when compared to the traditional carburetors. Nowadays in Brazil, except of some popular models, the vehicles are manufactured with electronic injection.

In engines for which the relation cost-benefit is favorable, overload technologies as well as multivalve distribution (16 valves) have been used or researched with the aim of improving the air suction capacity and, consequently, the power.

Processes of burned gas recalculation (EGR), lean burning, or injection of water vapor at the manifold, with or without the use of catalytic converter, are examples of some technologies already available and that may be used to reduce the maximum temperatures of the cycle and consequently the Nox load. However, these processes when used in isolation, may reduce the maximum power of the engines.

In the present work an experimental study was made of the direct injection of natural gas at low pressure as a form of increasing the mass of air in the cylinder and consequently increasing the engine power.

In the present work an experimental study of the direct injection of natural gas at low pressure is made, with the aim of improving the load of air in the cylinder and consequently enhances the engine power.

**ASPECTS OF NATURAL GAS** - The characteristics of methane, the main constituent of natural gas, are presented in Table 01<sup>(2)</sup> and compared with gasoline. Analyzing this table, its is noticeable that although methane has a specific calorific value 12% greater than gasoline, the specific calorific value air-methane mixture is 10% less than the air-gasoline

mixture. Thus this resulted in 10% less power when the engine was fueled with methane instead of gasoline.

Table 01 - Properties of Methane and Gasoline

PROPERTIES	CH4	GASOLINE
density (Kg/Nm <sup>3</sup> )	0,718	5,093
specific calorific value (Kcal/kg)	11900	10600
air-fuel ratio (mass)	17,2	14,9
air-fuel ratio (volumetric)	9,55	59,0
specific calorific value of mixture (Kcal/Nm <sup>3</sup> )	810	900
latent heat of vaporization (Kcal/Kg)	122	≈70
auto-ignition temperature - 1 atm (°C)	650	≈500
ignition limit ( %)	5,3 a 36	1,2 a 6
minimal ignition energy (mJ)	0,28	0,25
laminar velocity flame (cm/s)	38	<30
flame adiabatic temperature (°C)	2227	2270

The methane gas when mixed with air at atmospheric pressure in the collector, decreased the mass affair aspirated (approximately 10%)<sup>(1,2,3)</sup> to due the low density and consequently the restriction imposed by the partial gas pressure in the mixture. In gasoline, the greater part of the fuel enters the cylinder in the form of small drops and is vaporized in the combustion chamber, after the closing of the admission valve. A part of gasoline vapor however, is formed in the admission collector, reducing the aspirated air by approximately 1,7%<sup>(2)</sup>. Thus, the lower volumetric efficiency of the engine using gas contributed to reduce the engine power.

Methane gas is less susceptible to autoignition due to the autoignition temperature being greater than that of gasoline<sup>(2, 4, 5)</sup>. Thus for bi-fuel engines when fueled with methane it is possible to increase the thermal efficiency by the anticipation of the spark of the spark during the compression stroke beyond the detonation limit, while in pure gas engines, the thermal efficiency is normally obtained by increasing the compression ration within the critical fuel compression limits.

**ENGINE CONVERSION** - Methane gas, principle constituent of natural gas, may be employed as fuel both in Diesel and Otto cycles. Thus, the fuel feed and the combustion process of the air-fuel mixture occurs in a different form in each cycle.

The simplest conversion in Otto cycle for operation with bi-fuel is performed using a gas feed system to the engine, while preserves the constructive characteristics of the engine. The lack of regularity in gas admittance justifies thing conversion mode, since the bi-fuel mode does not change the ability of the engine to use the original fuel.

In engines converted or designed to use methane, the thermal efficiency is augmented by compression ration end additionally of by the use of an advanced spark. A significant increase in the volumetric efficiency is possible with the use of a supercharger, alterations in the diagrams or valve number or by injecting gas fuel direct into the cylinder.

## SYSTEMS OF MIXTURE FORMATION

In spark ignition engines, the process of formation of the air-fuel mixture, may start at the manifold or in the inner cylinder.

The mixing at the manifold is the simplest way to charge these engines, obtained by means of a carburetor or by a low pressure fuel injection system. The injection into the manifold may be obtained using a single injector (single-point) or by means of several injectors, generally one for each cylinder (mult-point).

Otherwise, the mixture formation inside the engine, is necessarily made by injection systems that may be of low or high pressure. In direct injection systems of low pressure (10 bar), the fuel injection may occur during the admission stroke and/or part of the compression stroke, just after the closing of admission valve.

the conditions of flow, heat transfer and formation of the air-fuel mixture from direct injection in the admission differ from those of indirect injection<sup>(6)</sup>, because the gas fuel when injected into the cylinder passes through an expansion process, exchanges heat with the chamber, increasing the mixture density and, consequently, the volumetric performance, while in indirect injection, part of the heat is removed from the walls of manifold and valves. Also, in direct injection, when the aspirated air passes through the restriction around the valves, it is not submitted to an additional restriction imposed by the gas, due to its partial pressure in the mixture, however, due to the need of synchronized injection with the valves, there is less available time for the formation of the mixture in the inner cylinder, while in indirect injection, the formation of the mixture may be extended throughout cycle.

In gas engines, the injection at low pressure during the compression stroke allows only the suction of atmospheric air during the admission and, as a result, eliminates completely the loss of power caused by the low density of the gas when aspirated during the admission stroke.

Retarded direct injection, and therefore at high pressures in the compression stroke in spark ignition engines is used to prevent the pre-ignition of fuels at high flame velocities, as in the case of hydrogen<sup>(2)</sup>.

## EXPERIMENTAL PROCEDURES

To evaluate the injection system proposed in this work, a 4 stroke monocylinder engine, and natural suction was used. Table 02 presents the manufacturer's specifications of the engine.

Table 02 - Engine specifications.

displacement	400 cm <sup>3</sup>
compression ratio	8,3:1
stroke	66,7 mm
diameter of the cylinder	87,3 mm
refrigeration system	Air
admission valve open at	55° before
admission valve close at	20° after
exhaustion valve open at	77° before
exhaustion valve close at	20° after

The main modifications in the engine were made to the fuel and ignition systems. The carburetor and fuel system were turned off and the engine was fueled by the compressed natural gas injection system. The magneto ignition system was replaced by a transistorized ignition system with a mechanical adjustment of spark advancing.

A system of electronic injection for the injection of natural gas at low pressures in the combustion chamber of a spark ignition engine was developed. Gas flow, for all the conditions of fueling and angular velocity of the engine, was performed by means of an electrical fuel injection valve (EFIV), inserted at the cylinder head of the engine. Maintaining the gas in the fuel line at constant pressure, by means of a reduction valve, the quantity of injected gas at the cylinder was electronically adjusted by modifying the time of opening of the EFIV. Table 03 presents the main characteristics of natural gas used in the tests.

Table 03 - CNG specifications

Methane	90,20
Ethane	6,96
Propane	1,69
Butane	0,23
Nitrogen	0,55
Carbon dioxide	0,26
Others	0,11
PCS (Kcal/Nm <sup>3</sup> )	9,342
Relative density	0,616
Molecular weight	17,83

at 20°C and 1,033 Kgf/cm<sup>2</sup>, volumetric composition (%)

A current Foucault dynamometer was used during the engine test. Temperature and pressure sensors were placed in strategic points to monitor these variables. The air consumption measurement was made with a system of calibrated orifices. A gravimetric device<sup>(7)</sup>, with a resolution of 1g, was developed for the measurement of CNG consumption. It was inserted in the high pressure

line, between the gas storage reservoir and the reduction valve.

The engine was submitted to full power tests in steady state, between 2000 and 4000, with steps of 200 rpm. Firstly the engine was tested with natural gas at the manifold followed by injection at the cylinder, as explained above, and observing the ABNT5484 standard. In the tests of direct injection, the pressure of injection was limited to maximum valve gauge pressure of the EFIV and the indirect injection pressure. The advancing of spark and the quantity of fuel were adjusted for all rotation of test to the best determinate torque (MTB).

## RESULTS AND ANALYSIS

The figures 01, 02, 03, and 04 show the performance of the bi-fuel engine at full power. The curves shown were obtained in the experimental mode and a method minimum squares was used with  $R^2 > 0.95$ .

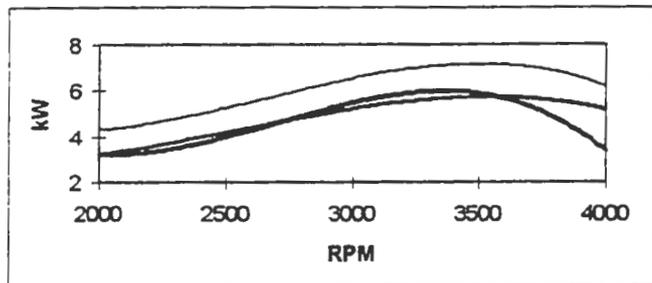


Figure 01 - Curves of power at full power

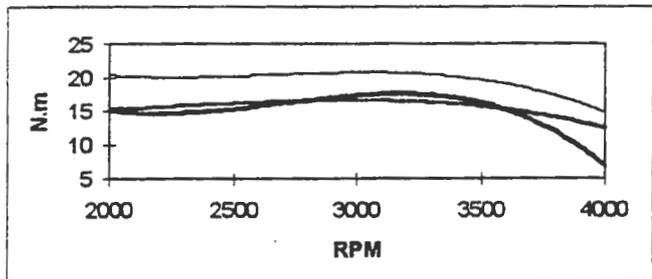


Figure 02 - Curves of torque full power

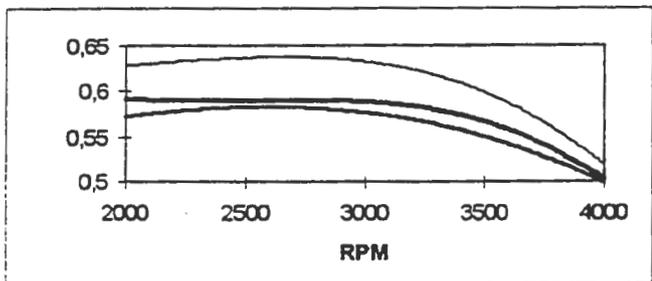


Figure 03 - Curves of volumetric efficiency at full power

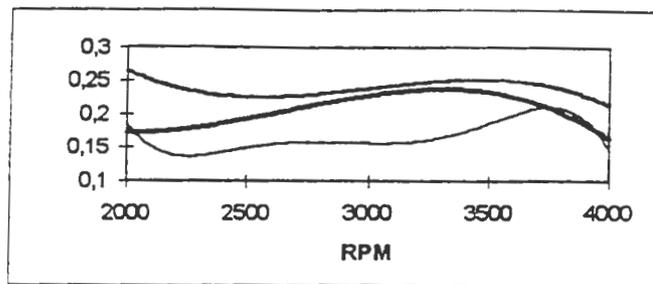


Figure 04 - Curves of overall efficiency at full power

Legend  
 — gasoline  
 — cng indirect  
 — cng direct

The factory maximum power and torque data, for operation with gasoline were obtained experimentally proving the good state of the engine.

The CNG direct injection engine at full power showed a loss torque and power of 20% compared those when the same engine when fueled with gasoline, being compatible with the data found in the literature.<sup>(1)</sup>

This loss of torque and power may be attributed to the lower volumetric efficiency (8% worse than gasoline) higher specific calorific value of the air-gasoline mixture end to the low compression ratio of the test engine which does not permit a better use of the properties of the methane.

Although the original design was not appropriate for the use of CNG, the overall average efficiency in the indirect mode was 46% higher than gasoline. This fact is due to a more homogenous mixture while makes for better combustion.

The direct fuel injection during the compression stroke was not possible, as was initially planned, due to the geometric characteristics and low turbulence of the combustion chamber of the test engine.

The CNG, when injected during compression, formed a rich mixture near the spark, forming too rich mixture beyond the inflammable limit. The sudden cut-out of the engine or fall in torque was noted when the CNG injection was advanced to the beginning of the compression stroke.

The monitoring of the CNG direct injection engine during the admission stroke, while some of the operating parameters such as: air-fuel ratio, spark advancement, injection, ignition point, injection pressure etc. was varied permitted the following observations:

a) The adjustment of the spark advancement increases the torque and power of the engine, raising the specific fuel consumption.

b) Torque and power was very sensitive to variations of air-fuel ratio, which was adjusted with the injection pressure maintained constant end varying the EFIV opening time;

c) The variation of the starting of injection causes a lot of variation in torque and power. The best torque was obtained with the start of injection occurring during the final part of the exhaust stroke of injection, during the crossing of the valves, causing better mixing of the fuel-air mixture, however, part of this fuel is lost through the discharge valve, contributing to an increase in the CNG consumption and reducing the overall efficiency.

## CONCLUSIONS

The system developed for the CNG direct injection with electronic management, permits the control and adjustment of the mixture under all operating conditions of the engine. However, due to the impossibility of CNG injection during the compression stroke, as initially planned, gains in volumetric efficiency, torque and power were not observed for the bi-fuel engine, running with CNG direct injection in relation to indirect injection.

## REFERENCES.

- [1] Maxwell, T.T. and Jones, J.C., "Alternative Fuels - Emissions, Economics, and Performance", SAE R-143, 1995.
- [2] da Silva, E.P. et all, "O estado da Arte do Uso de Hidrogênio em Veículos Automotivos". SAE Paper 931706. II Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade. São Paulo-SP-Brasil, 1993.
- [3] Barbosa, C.R.F. at elli, "Desempenho de Um Motor Estacionário a Gasolina Convertido Para Operar Com Injeção Eletrônica de Gás Metano". I Congresso Latino Americano de Engenharia Agrícola. Baurú-SP Brasil. (1996).
- [4] Taylor, Charles F., "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", Vol. 1, M.I.T. Press, 1985.
- [5] Heywood, J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals" McGraw-Hill International Editions, New York, 1988.
- [6] Lenz, H.P., "Mixture Formation in Spark-Ignition Engines", Springer-Verlag and SAE, 1990.
- [7] Barbosa, C.R.F "Otimização da Curva de Avanço de Centelha de um Motor Otto Bicomustível Alimentado com Gás Natural Comprimido". Dissertação de Mestrado. DEM/CT/UFRN. Natal-RN- Brasil, 1990.