

## CONVERSÃO DE MOTORES DIESEL PARA GÁS NATURAL

### Leonardo Mauro Junior

Universidade Federal do Rio de Janeiro – Rua Viana Drumond, 48. Vila Isabel. Rio de Janeiro, RJ, Brasil 20560-070.  
leonardomauro@terra.com.br

### Silvio Carlos Anibal de Almeida

Universidade Federal do Rio de Janeiro - Ilha do Fundão, CT - sala G-204, Rio de Janeiro, RJ, Brasil 21945-970.  
silvio@gmail.com

**Resumo.** O presente projeto trata da conversão de um motor Scania DSI 11, originalmente ciclo Diesel, usado para geração estacionária, para operar num ciclo Otto com gás natural. A conversão dedicada ou otolização permite uma melhor performance do motor e um menor custo de geração, possibilitando ao consumidor uma economia de energia ao operar nos horários de pico em comparação com as tarifas cobradas pelas distribuidoras. Na faixa de potência deste motor (231 kW), não existe um similar nacional. Um estudo econômico da conversão mostra que seu custo é significativamente menor que a importação de um motor do mesmo porte.

*Palavras chave:* conversão, motores, diesel, gás natural.

### 1. Introdução

O objetivo desse projeto é oferecer uma alternativa econômica para a geração de energia, convertendo o motor Scania DSI 11 estacionário, a diesel, para o uso dedicado de gás natural, tornando-o totalmente independente do combustível derivado do petróleo.

O projeto destina-se a alimentar o motor com gás natural canalizado, fornecido pela companhia distribuidora de gás, dispensando assim toda a logística para abastecimento periódico de combustível. Passa-se a utilizar um combustível mais barato, e teoricamente menos poluente que o óleo diesel.

A conversão do motor Scania torna-se interessante por permitir uma solução mais barata perante os elevados preços de novos motores estacionários a gás natural, por serem importados e avaliados em dólar.

A otolização, ou conversão dedicada, permite que a transformação seja mais específica, possibilitando a potencialização do uso do gás natural como combustível, fornecendo um possível ganho de desempenho em relação ao motor original e uma maior economia em energia com relação ao fornecimento da rede elétrica e à geração a diesel.

Nesse trabalho são descritas todas as alterações necessárias para o funcionamento do motor em ciclo Otto, visando desempenho e economia de combustível, assim como manter a vida útil do motor próxima à original. Essas modificações abrangem: alteração da taxa de compressão para uma adequada ao uso do gás natural; adoção de sistema de ignição elétrica; alteração do sistema de admissão e escape; adoção de um novo sistema de alimentação para gás natural; e ajustes para melhoria do sistema de arrefecimento.

O projeto é realizado na prática em conjunto com a Auto Mecânica Arapongas, empresa especializada no reparo de motores e equipamentos de grande porte, proprietária do motor Scania DSI 11 e interessada na geração de energia a gás natural em suas instalações.

### 2. O Gás Natural

O gás natural é um combustível formado por uma mistura de hidrocarbonetos leves que, à temperatura ambiente e pressão de uma atmosfera, permanece no estado gasoso. O hidrocarboneto principal na composição do gás é o metano (CH<sub>4</sub>), responsável por quase 90% de sua formação. O etano, o propano, e outros gases como o nitrogênio (N<sub>2</sub>), o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), o sulfeto de hidrogênio (H<sub>2</sub>S) e o vapor d'água (H<sub>2</sub>O), são responsáveis pelo restante de sua composição.

Combustíveis líquidos, como a gasolina e o diesel, são compostos por hidrocarbonetos mais pesados. A gasolina apresenta em sua composição, moléculas de 5 a 12 átomos de carbono. O diesel apresenta moléculas com 12 a 18 átomos de carbono.

Na tabela 1 estão descritas as propriedades dos principais combustíveis utilizados em motores de combustão interna.

Tabela 1 – Propriedades dos Combustíveis

<b>FUEL CHARACTERISTICS OF VARIOUS FUELS</b>					
	<b>METHANE</b>	<b>PROPANE</b>	<b>LNG</b>	<b>GASOLINE</b>	<b>DIESEL</b>
FORMULA	CH <sub>4</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	CH <sub>4</sub>	C <sub>8</sub> H <sub>16</sub>	C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>
RESEARCH OCTANE	130	112	130	91-98	
MOTOR OCTANE #	130	97	130	83-90	
CETANE #	-10	5-10	-10	8-14	40-65
DENSITY OF LIQ. FUEL (lbs./ft. <sup>3</sup> ) / (kg/L)		31.78 / .509	26.28 / .421	46.57 / .746	50.44 / .808
DENSITY OF GAS (lbs./ft. <sup>3</sup> ) / (kg/m <sup>3</sup> )	.041 / .6512	.032 / .508		.275 / 4.4	
BOILING POINT (°F) / (°C)	-259 / -162	-44 / -42	-259 / -162	(81-464) / (27-240)	
LOWER HEATING VALUE (BTU/lb.) / (kJ/kg)	21,463 / 49,913	19,882 / 46,238	21,463 / 49,913	18,344 / 42,661	18,670 / 43,419
ENERGY CONTENT (VOLUME) (BTU/ft. <sup>3</sup> ) / (kJ/L)	213,300 / 7875	637,500 / 25,535	569,200 / 21,013	862,100 / 31,825	950,400 / 35,082
ENERGY (wrt) GASOLINE	25%	74%	66%	100%	110%
ENERGY (wrt) DIESEL	22%	67%	60%	91%	100%
STOICHIOMETRIC A/F RATIO (mass)	17.30	15.70	17.30	14.70	15.00
HEAT OF VAPORIZATION (BTU/lb.) / (kJ/kg)	218 / 507	182 / 423	218 / 507	153 / 355	123 / 286
ENERGY OF STOICH. MIXTURE (BTU/ft. <sup>3</sup> ) / (kJ/L)	97.0 / 3.58	103 / 3.79	97.0 / 3.58	106 / 3.91	
AUTO IGNITION TEMP. (°F) / (°C)	1004 / 540	842 / 450	842 / 450	428 / 220	437 / 225
PEAK FLAME TEMP. (°F) / (°C)	3254 / 1790	3614 / 1990	3254 / 1790	3591 / 1977	3729 / 2054
FLAMMABILITY LIMITS (Vol%)	5.3-15	2.1-10.4		1.4-7.6	
DETONATION LIMITS (Vol %)	6.3-13.5	3.4-35	6.3-13.5	1.1-3.3	
FLAME SPREAD RATE (ft./s) / (m/s)				(13.1-19.7) / (4-6)	
MAX. BURNING VEL. IN STP AIR (ft./s) / (cm/s)	(1.21-1.48) / (37-45)	(1.41-1.71) / (43-52)	(1.21-1.48) / (37-45)	(1.21-1.41) / (37-43)	
SPECIFIC GRAVITY AT STP (lbs./ft. <sup>3</sup> ) / (kg/m <sup>3</sup> )	.034 / .55	.095 / 1.52	.034 / .55	(.125-.250) / (2-4)	(.250-.375) / (4-6)
QUENCHING GAP IN STP AIR (in.) / (mm)	.080 / 2.03	.070 / 1.78	.080 / 2.03	.078 / 2	
FLAME VISIBILITY, RELATIVE	0.60	0.60	0.60	1.00	1.00
FLASH POINT (°F) / (°C)			-306 / -188		125 / 52

Fonte: Catálogo Woodward

Tabela 2 – Composição do Gás Natural

<b>Natural Gas</b>		
<b>Component</b>		<b>Volume (%)</b>
Methane	CH <sub>4</sub>	92.00%
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3.60%
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1.00%
Butanes	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.30%
Pentanes	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.10%
Hexanes	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0.10%
Carbon Dioxide	CO <sub>2</sub>	1.00%
Nitrogen	N <sub>2</sub>	1.60%
	Total	100.00%

Fonte: Catálogo Woodward [14].

## 2.1 - Características do Gás Natural

### 2.1.1 - Mistura Ar-Combustível

O gás natural, por ser um combustível em estado gasoso, forma com o ar uma mistura mais homogênea. Essa característica traz benefícios em relação à queima, que se dá de forma mais completa. Aliado a isso, o motor a gás não apresenta problemas de partida a frio pois não há necessidade de vaporização do combustível.

### 2.1.2 - Combustão

O gás natural apresenta algumas peculiaridades em relação à sua queima. O metano, componente principal do combustível, possui a maior relação hidrogênio/carbono dentre os hidrocarbonetos. Essa relação é de quatro átomos de hidrogênio para um átomo de carbono, que tem como principal consequência a menor emissão de poluentes pesados devido à menor quantidade de carbono presente no combustível. Esse fator representa reduções consideráveis nas emissões de monóxido de carbono (CO) e de hidrocarbonetos (HC).

Devido também a essa característica, o motor a gás natural apresenta uma menor formação de depósitos em seu interior (carbonização), resultando numa maior duração do óleo lubrificante, e maior durabilidade de componentes internos (tais como velas, anéis, camisas, etc.) em relação aos motores movidos a Diesel.

### 2.1.3 - Resistência à Detonação

Segundo a portaria N° 104 de 08/07/2002 da Agência Nacional de Petróleo, que especifica as propriedades do gás natural a ser comercializado em todo o território nacional, o número de metano indica a capacidade anti-detonante do gás natural, sendo seus limites passíveis de comparação com a octanagem da gasolina.

O poder anti-detonante de combustíveis líquidos (como a gasolina) é medido através do número de octano (RON ou MON<sup>1</sup>). Os valores típicos do número de octano do gás natural encontram-se entre 115 e 130, sendo que o metano puro apresenta 140. Esse valor é bem elevado se comparado ao índice de octanas de outros combustíveis utilizados nos motores ciclo Otto, como o álcool e a gasolina (tabela 1). Esse fator permite a utilização de elevadas taxas de compressão num motor a gás natural, sem acarretar problemas em seu funcionamento. Isso significa que, de modo geral, a utilização do gás natural permite atingir um rendimento térmico maior nos motores ciclo Otto.

### 2.1.4 - Emissões

Tabela 3 – Balanço dos Efeitos à Saúde e ao Meio-Ambiente da Utilização dos Combustíveis<sup>2</sup>.

Direct toxic and nuisance effects	Gasoline	LPG	CNG	Diesel
CO	o	o/+	++	+
NO <sub>x</sub>	o	o	+	--
particulates	o/+	+	o	-/-
lower aldehydes	o	o	+/++	-/-
<b>Long-term toxic effects</b>				
PAH	o	+	+	-
BTX	-	o	o	o
lower aldehydes	o	o	+	-
summary	-/o	o/+	+	-
<b>Regional and global effects</b>				
summer smog	-	o	+	--
winter smog	o	o/+	o	-
acidification	o	o/+	o/+	-
GWP	-/o	o	o/+	-/o
summary	-/o	o/+	o/+	-
<b>Summary of effects</b>				
Dir. Toxic	o	o/+	+/++	-/-
LT Toxic	-/o	o/+	+	-
Reg./global	-/o	o/+	o/+	-

(++, + advantages, 0 average, -, -- disadvantages )

Fonte: IANGV [7]

<sup>1</sup> RON – Research Octane Number; MON – Motor Octane Number.

<sup>2</sup> Classificação dos combustíveis: (++,+) uso vantajoso; (o) médio; (-,--) uso desvantajoso

Na tabela 3 tem-se um comparativo dos efeitos nocivos da utilização de diferentes combustíveis, seja nos danos diretos à saúde humana ou ao ambiente, poluição em longo prazo e efeitos regionais e globais. Numa comparação direta entre o gás natural (CNG) e o diesel, vemos que o primeiro apresenta grandes vantagens principalmente quando se trata da poluição direta do ambiente. O diesel por sua vez apresenta desvantagens em todos os quesitos quando comparado aos outros combustíveis.

Motores a ciclo Otto, movidos a álcool ou gasolina, emitem maiores quantidades de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC) e óxidos de nitrogênio (NOx). Os motores ciclo Diesel emitem maiores quantidades de óxidos de enxofre (SOx) e material particulado (fuligem). Em ambos os casos a utilização do gás natural torna-se vantajosa.

A composição química dos combustíveis determina os tipos de gases que são emitidos de sua combustão. Conforme visto anteriormente, o gás natural é um combustível menos agressivo ao meio-ambiente que os combustíveis líquidos, por conter uma menor quantidade de carbono em sua composição. Isso representa que, de um modo geral, menores emissões de CO e HC são produzidas na combustão do gás, além de retirar dos gases de exaustão componentes cíclicos e pesados de cadeia longa, considerados cancerígenos, o que o torna um combustível menos maléfico à saúde. Além disso, o hidrocarboneto não queimado na utilização do gás natural é basicamente o metano, que não é considerado tóxico e nem poluente.

A conversão de motores Diesel para gás natural praticamente elimina a emissão de óxido de enxofre, aldeídos e material particulado na atmosfera. Este por sua vez é considerado um dos maiores responsáveis pela poluição do ar nos grandes centros urbanos.

Outro fator que torna o gás natural teoricamente mais limpo é a redução das emissões poluentes liberadas pelos respiros do motor ou pelo derramamento do combustível líquido, ocasionando futura vaporização do mesmo no ar ambiente.

Devido a uma maior quantidade de calor liberada na queima do combustível (poder calorífico maior), ocorre o aumento da temperatura de funcionamento da câmara de combustão dos motores movidos a gás natural. Quanto maior for a temperatura na câmara, maior será a emissão de NOx, pois o nitrogênio presente no ar reage com o oxigênio nessas condições (oxidação). Esse fator pode ser controlado limitando-se a temperatura na câmara de combustão, seja utilizando menores taxas de compressão, uma mistura ar/combustível mais pobre ( $\lambda \geq 1,5$ )<sup>3</sup>, ou melhorando o sistema de refrigeração do motor. Ainda assim, para um controle satisfatório de emissões, é fundamental a instalação de um catalisador de três vias.

O conjunto dessas características torna o gás natural ideal para a alimentação de motores utilizados nos grandes centros, como os que equipam as frotas de ônibus, permitindo uma melhora na qualidade do ar das grandes cidades, e conseqüentemente um aumento na qualidade de vida e preservação da saúde da população.

### 2.1.5 - Segurança

A utilização do gás natural como combustível é segura, e não apresenta risco de acidentes quando manuseado corretamente. Dentre as características que tornam o gás um combustível seguro, destaca-se:

- 1 – Limite de Inflamabilidade: a faixa de mistura ar-gás para ocorrer ignição é mais elevada que a de outros combustíveis (5,3 a 15% em volume de gás).
- 2 – Temperatura de auto-ignição: a temperatura de ignição do metano é bem superior à dos combustíveis líquidos (450° C).
- 3 – Densidade: o gás natural é mais leve que o ar (densidade de 0,65 kg/m<sup>3</sup>), sendo rapidamente dispersado em caso de vazamento. Os combustíveis líquidos, por sua vez, depositam-se no chão, formando poças que podem facilmente se inflamar.

Além desses fatores, o gás natural não é tóxico. Como medida de segurança, o gás é odorizado de forma que uma concentração de 0,5% em mistura com o ar, seja detectada. Essa concentração se encontra em níveis bem inferiores aos mínimos necessários para haver combustão ou para comprometer a saúde humana.

### 2.2 - Aspectos Econômicos

No Brasil, as reservas provadas de gás natural são da ordem de 320 bilhões de metros cúbicos. Conforme podemos notar no gráfico da figura 1, a disponibilidade de gás natural no país vem crescendo consideravelmente nos últimos anos, demonstrando que existe um grande potencial de crescimento da utilização do gás como combustível alternativo no setor de transporte, e no setor energético. Este combustível já está disponível em postos de abastecimento em diversos municípios, e será disponibilizado em outros em médio prazo.

<sup>3</sup>  $\lambda$  – razão entre a relação ar/combustível do motor e a relação estequiométrica.

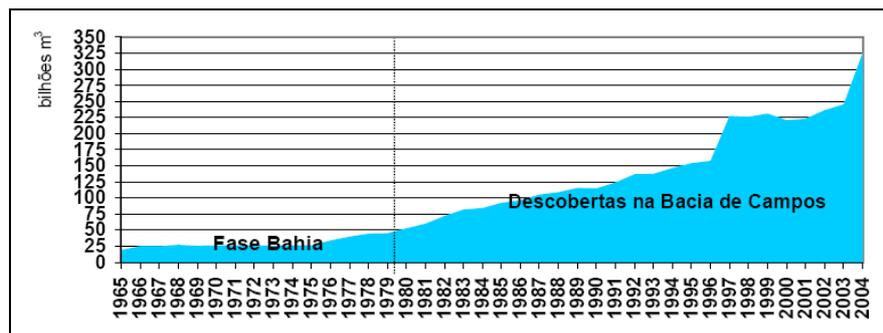


Figura 1 – Reservas Provadas de Gás Natural 1965-2004.

Fonte: ANP.

Segundo Ribeiro, 2001, o Brasil possui um grande déficit no que diz respeito à oferta de óleo diesel no país. São importados anualmente cerca de 5,28 bilhões de litros de óleo diesel, 15% do consumo total do país. Este valor não contabiliza ainda a quantidade de petróleo importado, do qual é retirada grande parte do óleo diesel consumido, ou seja, mais cerca de 14,15 bilhões de litros deste combustível. Juntando-se o óleo diesel importado mais o refinado do petróleo importado atualmente, tem-se que aproximadamente 54,7% de todo óleo diesel consumido no Brasil é importado, ou diretamente como derivado, ou indiretamente como petróleo bruto.

Com isso, tecnologias que reduzam o consumo de óleo diesel em qualquer percentual são extremamente importantes do ponto de vista macroeconômico do país (reduzindo as importações e melhorando a situação da balança comercial brasileira). Outro aspecto importante, que deve ser levado em conta, é que a troca do óleo diesel pelo gás natural reduz a dependência externa com relação ao derivado importado. A redução do consumo de óleo diesel levaria o país a um maior equilíbrio na sua matriz energética, onde a troca pelo gás natural é uma boa opção e, ainda, aumentaria o consumo deste energético na matriz brasileira. Como foi mostrado anteriormente, o gás natural é um combustível disponível no país e as reservas são significativas, com grande possibilidade de novas descobertas.

A vantagem econômica da utilização do gás natural em relação ao óleo diesel depende do preço relativo dos combustíveis. Atualmente, o gás natural é mais barato que os derivados de petróleo e o seu preço está menos suscetível à flutuações, pois não está diretamente ligado ao preço do barril do petróleo. Outro aspecto econômico importante é o alto custo do processamento para a retirada de enxofre do óleo diesel, que aumenta as vantagens econômicas do gás.

Na tabela 4 pode-se avaliar um estudo feito em uma frota de ônibus da cidade de São Paulo, em 2001, onde se calcula a economia gerada pela substituição completa do óleo diesel pelo gás natural como combustível da frota.

Tabela 4 – Economia na Utilização do GNV em Frotas de Ônibus.

	Frota a Diesel	Frota a Gás Natural
Quantidade de ônibus (A)	10.156	10.156
Quilometragem dia (B)	200 km/dia	200 km/dia
Consumo médio (C)	1,8 km/l	1,7 km/m³
Custo combustível (D)	R\$ 0,819/l	R\$ 0,749/m³
Consumo diário de combustível da frota (E)=(A*B)/(C)	1.128.444,45 l/dia	1.194.823,53 m³/dia
Consumo anual de combustível da frota (F)=(365 dias/ano)*(E)	411,88 milhões de l/ano	436,11 milhões de m³/ano
Gasto anual com o combustível (G)=(F)*(D)	R\$ 337,33 milhões/ano	R\$ 326,64 milhões/ano
Economia anual pela troca de diesel por gás natural (Gdiesel)- (Ggás natural)	R\$ 10,69 milhões/ano	

Fonte: Ribeiro .

Países como Estados Unidos, Austrália, Canadá e diversas nações européias utilizam alguns instrumentos econômicos para aumentar a vantagem do GNV em relação ao óleo diesel. Como por exemplo, uma menor taxação do gás natural. É justo uma taxa superior para um combustível mais poluente como o diesel, que causa maiores problemas

ambientais e à saúde humana e, nesta lógica, aplicar taxas inferiores ao gás natural devido às suas características de queima limpa e de menores impactos ambientais, incentivando a utilização do mesmo. No Brasil, o imposto de licenciamento anual de veículos é reduzido para automóveis convertidos ao gás natural, e há grande interesse do governo federal em incentivar a popularização do uso do gás como combustível.

### 3. Conversão de Motores Diesel à Gás Natural

Existem dois tipos básicos de conversão de motores diesel para a utilização do gás natural: a ciclo dual e a dedicada (ottolização).

#### 3.1. Conversão Ciclo Dual (*Dual Fuel*)

A conversão ciclo dual é uma tecnologia que utiliza o óleo diesel e o gás natural em proporções variáveis. Em geral, o gás natural substitui o diesel na faixa de 30 a 80%. O motor passa a queimar gás natural e o diesel continua a ser injetado na câmara apenas para promover o início da combustão da mistura ar-combustível. Ou seja, ambos os combustíveis são queimados simultaneamente.

A conversão dual apresenta a vantagem de não necessitar troca de componentes do motor original, o que confere maior flexibilidade e menor custo de investimento.

Em termos de economia de combustível, o motor *dual fuel* só é vantajoso em baixas cargas de funcionamento, isto é, quando não é demandado nem muito torque, nem muita potência. Quando o motor necessita de cargas mais elevadas de trabalho, torna-se imprescindível a utilização de um maior percentual de óleo diesel na queima.

Uma das grandes desvantagens dessa tecnologia está na alta emissão de poluentes. Por não haver a substituição de componentes do motor, como o eixo comando de válvulas, o motor acaba funcionando com um diagrama de válvulas inadequado para uso de gás natural. Os motores diesel apresentam um grande cruzamento de válvulas (*overlap*), pois admitem apenas ar, sendo adotado para resfriar a câmara de combustão e auxiliar a saída dos gases de escape, melhorando a eficiência volumétrica do motor. Essa característica torna-se indesejada em motores alimentados com gás natural, pois esses passam a admitir mistura ar-combustível, e não apenas ar. Isso faz com que uma grande quantidade de mistura não queimada seja jogada para fora da câmara, indo queimar-se no cano de escapamento. Essa queima incompleta gera grande emissão de monóxido de carbono e hidrocarbonetos pelo motor ciclo dual.

#### 3.2. Conversão Dedicada (Ottolização)

A conversão dedicada trabalha com a total substituição do óleo diesel pelo gás natural. Com isso, o motor deixa de ser ciclo Diesel, para ser transformado em ciclo Otto, daí o nome de ottolização.

Essa transformação demanda a troca e/ou usinagem das peças originais do motor, como o eixo comando de válvulas, pistões e cabeçotes, sendo esse processo específico para cada tipo de motor. Essa mudança se deve ao fato do motor a gás natural trabalhar a uma taxa de compressão mais baixa, além de necessitar da instalação de um sistema de ignição elétrica (incluindo velas), onde o motor deixa de ter ignição por compressão (ICO) para ter ignição por centelha elétrica (ICE).

Por ser uma conversão mais específica e detalhada, permitindo a potencialização do funcionamento do motor com o gás natural, geralmente consegue-se desempenho próximo ao original do motor, além de apresentar uma considerável economia de combustível, em relação à tecnologia dual, pois torna o sistema totalmente independente do óleo diesel.

Apesar de representar um custo de investimento mais elevado que a conversão dual, a ottolização pode ser totalmente reversível, caso o proprietário do motor não se desfça das peças originais. Esse fator torna-se interessante para o caso de revenda para uma localidade que não tenha fornecimento de gás natural.

Os motores ottolizados também são menos poluentes que os motores ciclo dual, apresentando menores emissões de monóxido de carbono, já que na transformação dos mesmos ocorre a troca do eixo comando de válvulas, eliminando assim o problema causado pelo grande cruzamento de válvulas original dos motores diesel. Além disso, os motores funcionando a 100% de gás natural permitem a instalação de catalisadores específicos para motores Otto, que reduzem consideravelmente as emissões de poluentes.

#### 3.3. A Ottolização do Motor Scania DS11

Para o projeto de ottolização, foi selecionado o motor Scania DSI 11 de 11 litros, 6 cilindros, estacionário, para utilização na geração de energia elétrica.

Esse motor pertence à mesma família da Scania que compreende os motores:

- D11: a versão aspirada
- DS 11: versão turbinada
- DSI 11: versão turbinada com intercooler

Os motores têm a mesma cilindrada, e compartilham a maior parte das peças, diferenciando apenas a presença do turbo-compressor e do intercooler. A versão turbinada tem uma taxa de compressão de 15:1, enquanto que a versão aspirada apresenta taxa de 16:1, devido ao uso de pistões diferentes.

O modelo DSI 11 foi selecionado por apresentar uma potência superior ao aspirado, o que é desejado na geração de energia elétrica industrial. Outra vantagem é que a presença do intercooler no sistema de admissão faz com que a temperatura da mistura ar/combustível admitida seja reduzida de maneira considerável. Esse fator resulta, além do ganho de potência, numa redução na temperatura de funcionamento do motor, que é recomendável em um motor a gás natural, devido ao seu maior poder calorífico em relação ao óleo diesel.

Nesse projeto, o motor passará a trabalhar 100% a gás natural, sendo alimentado diretamente pelo gás de rua fornecido pela companhia estadual distribuidora de gás (CEG). Com isso, o sistema passa a ser independente do abastecimento periódico de combustível, seja ele o óleo diesel, ou o próprio gás natural estocado nos tradicionais cilindros de alta pressão. O sistema de alimentação passa então a dispensar a aquisição de cilindros de alta pressão, além de válvulas de abastecimento, e válvulas redutoras de alta pressão, tornando-se uma conversão dedicada de menor custo.

Para isso, são necessárias as seguintes alterações:

1. Usinagem de cabeçotes e pistões.
2. Adoção de sistema de ignição elétrica: bobinas, controlador de ignição, disco de fase, cabos de vela, velas de ignição e sensor de ponto.
3. Retirada do sistema de alimentação original: bicos injetores e bomba injetora.
4. Usinagem do eixo comando de válvulas.
5. Adoção de um novo sistema de alimentação de gás natural: misturador, válvula redutora de pressão, controlador de mistura ar-combustível, sonda lambda.
6. Adoção de um novo sistema de controle de velocidade: instalação de um novo controlador de velocidade, próprio para o gás natural.

Na tabela 5 encontram-se as especificações gerais do motor DSI 11 a ser otimizadas. Na figura 2, encontra-se a faixa de pressão do turbo, de acordo com a rotação do motor. Como o motor é para uso estacionário (operação contínua), é necessário se ater aos valores apresentados à velocidade de 1800rpm (pressão máxima do turbo a 0,7 bar, aproximadamente).

Tabela 5 - Especificações do Motor Scania DSI 11

Motor	Scania DSI 11
- Número de Cilindros	6
- Cilindrada	11,02litros
- Diâmetro do cilindro	127mm
- Curso do pistão	145mm
- Taxa de compressão	15:1
- Potência máxima à operação intermitente	247 kW (331hp) @ 2200 rpm
- Potência máxima à operação contínua	231 kW (310hp) @ 1800 rpm
- Torque máximo à operação intermitente	1130 N.m (115 kgf.m) @ 1300 rpm
- Torque máximo à operação contínua	1020 N.m (104 kgf.m) @ 1300 rpm
- Consumo específico de combustível	206 g/kWh @ 1800 rpm
- Diâmetro da válvula de admissão	54mm
- Diâmetro da válvula de escape	45mm
- Tempo de válvulas :	
Abertura de admissão	30° antes do PMS
Fechamento de admissão	26° depois do PMI
Abertura de escape	64° antes do PMI
Fechamento de escape	28° depois do PMS

Fonte: Catálogo Scania [15].

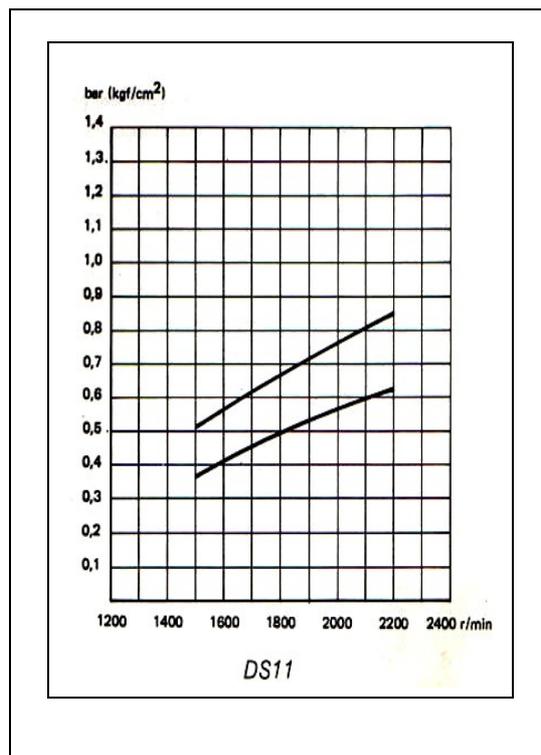


Figura 2 – Faixa de pressão do turbo do motor.

Fonte: Catálogo Scania [15].

#### 4. Definindo a Mistura Ar/Combustível

A relação ar/combustível estequiométrica é aquela na qual a queima do combustível se dá por completo, não havendo excesso de ar, nem de combustível. Essa relação pode ser entre os volumes (volumétrica) ou entre as massas (mássica). Os valores são distintos devido à diferença entre as densidades do ar e do gás natural.

Para o gás natural, temos os seguintes valores:

- A/C estequiométrica volumétrica = 9,5
- A/C estequiométrica mássica = 17,3

A variável  $\lambda$  representa a razão entre a relação ar/combustível do motor e a relação estequiométrica do combustível. Na tabela 6, temos que, para mistura pobre, onde há excesso de ar,  $\lambda > 1$ . Para mistura rica, há excesso de combustível na queima, e  $\lambda < 1$ .

Tabela 6 – Misturas Ar/Combustível

Mistura	$\lambda$
Rica	$< 1$
Pobre	$> 1$
Estequiométrica	$= 1$

Os motores a diesel convertidos ao uso dedicado do gás natural, podem trabalhar com mistura pobre (*Lean Burn*) ou com mistura estequiométrica, cujas características são descritas a seguir.

##### 4.1. Motores de Mistura Pobre - *Lean Burn*

Motores *Lean Burn* são aqueles que utilizam mistura ar/combustível pobre, ou seja, funcionam com excesso de ar ( $\lambda \geq 1,5$ ). Esse tipo de configuração visa basicamente economia de combustível em detrimento do desempenho.

Conforme já discutido no capítulo 2, os motores movidos a gás apresentam aumento na temperatura da câmara de combustão devido a maior quantidade de calor liberada pela queima do combustível. O aumento da temperatura provoca a oxidação do nitrogênio do ar durante a combustão, o que resulta num aumento nas emissões de óxidos de nitrogênio (NOx).

Ao funcionarem com excesso de ar, os motores de mistura pobre apresentam menores temperaturas na câmara de combustão, pois queimam uma menor quantidade de combustível para um mesmo volume de mistura admitida, liberando menos calor. Com isso, apresentam um controle maior das emissões de NOx, como mostra a figura 3.

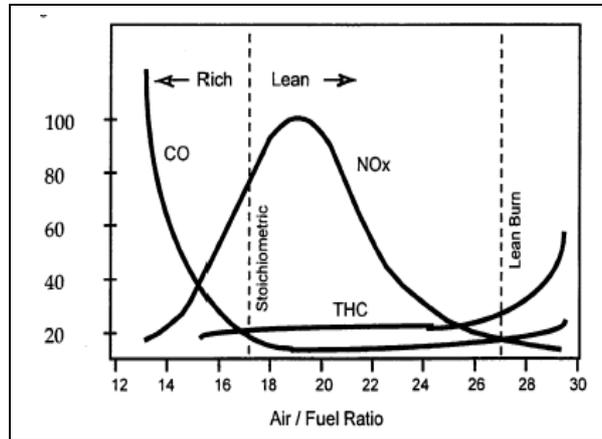


Figura 3 – Relação entre a mistura ar/combustível e as emissões de poluentes para motores a gás natural.

Fonte: IANGV.

Além desse controle da temperatura, esses motores apresentam a vantagem de terem baixo consumo de combustível, devido à mistura ar/combustível pobre.

Em contrapartida, esse tipo de configuração apresenta elevadas emissões de metano, THC na figura 3. O fato de o motor funcionar com mistura pobre impossibilita a utilização de alguns tipos de catalisadores, que são projetados para trabalharem com misturas estequiométricas. Esse fato compromete a utilização desses motores atualmente devido às rigorosas normas internacionais que regulamentam as emissões de poluentes.

Além disso, por queimarem menos combustível, esses motores apresentam desempenho consideravelmente menor que o apresentado pelo motor diesel original. Por isso, esse tipo de configuração é mais indicado para motores turbinados, onde a perda de desempenho não é tão considerável.

#### 4.2. Motores Estequiométricos

Esse tipo de motor utiliza mistura ar/combustível estequiométrica ( $\lambda=1$ ), sem excesso de ar ou de combustível. Por queimarem uma maior quantidade de combustível, para um mesmo volume de mistura admitida, o motor regulado à mistura estequiométrica produz mais potência que um motor similar de mistura pobre.

Como a queima nesse caso se dá por completo, esse motor apresenta baixas emissões de hidrocarbonetos (HC) e de monóxido de carbono (CO). A emissão crítica nesse caso é a de óxidos de nitrogênio (NOx)(conforme a figura 3), devido a um funcionamento mais quente desses motores, por queimarem maior massa de combustível, em especial os alimentados a gás natural, pelo seu maior poder calorífico. Todavia, a emissão desse poluente pode ser reduzida a valores próximos zero com a instalação de um catalisador de três vias.

- Catalisador de Três Vias (*Three Way Catalytic*):

O catalisador de três vias é assim denominado por ser responsável pela redução nas emissões dos três principais agentes poluidores em motores ciclo Otto: o monóxido de carbono (CO), os óxidos de nitrogênio (NOx) e os hidrocarbonetos (HC). Devido a sua alta eficiência no controle de emissões, esse tipo de catalisador equipa todos os automóveis à gasolina produzidos atualmente.

No caso de motores alimentados a gás natural, o metano, junto com outros hidrocarbonetos, forma um grupo de hidrocarbonetos totais (THC). Tanto as emissões de THC como de monóxido de carbono provem da queima incompleta do combustível usado, seja na câmara de combustão por uma mistura imprópria de ar/combustível ou pelo fato de que uma parte da mistura, próxima às paredes da câmara, não queima.

Um catalisador de três vias converte a maioria dos hidrocarbonetos e o monóxido de carbono em dióxido de carbono e água, ao mesmo tempo os óxidos de nitrogênio são catalisados pelo nitrogênio.

Tabela 7 - Comparativo das Emissões (em g/kWh) dos Ônibus Movidos a Gás Natural e a Óleo Diesel no Brasil<sup>4</sup>.

ÔNIBUS	CO	HC	NO <sub>x</sub>
<b>Modelos em uso em 1993</b>			
Diesel (aspirado)	3,81	0,80	11,07
GNV (aspirado)	10,75	2,13	20,7
GNV (com catalisador)	1,18	1,50	0,99
<b>Modelos desenvolvidos e em uso a partir de 1993</b>			
Diesel (turbo)	4,5	1,1	8,0
GNV (turbo)	7,11	3,65	2,08
GNV (com catalisador)	0,40	0,45	2,08

Fonte: Ribeiro, 2001.

Na tabela 7 pode-se notar a grande redução nas emissões de poluentes com a instalação do catalisador em ônibus movidos a gás natural, principalmente nos motores turbinados. O motor torna-se bem menos poluente que o similar a diesel, e o original a gás, sem catalisador.

Conforme figura 4, esse tipo de catalisador é projetado para trabalhar com gases de combustão de misturas próximas à estequiométrica (faixa pontilhada - *Stoich*). Quanto mais distante for o lambda do valor 1, menor será a eficiência do catalisador, e maior será a carga de metal na construção do mesmo. Esse fato inviabiliza a aplicação em motores de mistura pobre (*Lean Burn*).

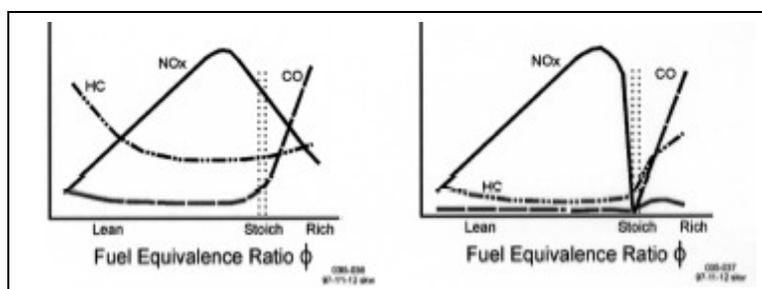


Figura 4 – Emissões sem o uso de catalisador e com o uso de catalisador.

Fonte: IANGV.

#### 4.3. A Mistura Ar/Combustível do Motor Scania DSI 11 Ottolizado

Devido a um melhor desempenho apresentado pelos motores estequiométricos, desejado na geração de energia, e por apresentarem a possibilidade de futura utilização de um catalisador de três vias, permitindo que o motor ottolizado cumpra com as normas de emissões vigentes, foi determinada a utilização de mistura ar/combustível estequiométrica para o motor Scania DSI 11 a gás natural.

#### 5. A Taxa de Compressão para o Motor a Gás Natural

A taxa de compressão de um motor é a relação entre o volume do cilindro, quando o pistão se encontra no ponto morto inferior (V1), e o volume do mesmo quando o pistão se encontra no ponto morto superior (V2).

<sup>4</sup> Limite de emissões estabelecido pela norma Euro II: CO – 4,0 g/kWh; HC – 1,1 g/kWh; NOx – 7,0 g/kWh. (Ribeiro, 2001)

Quanto maior for a taxa de compressão, maior será o rendimento térmico do motor, conforme figura 5, para diferentes valores de  $\gamma$ <sup>5</sup>.

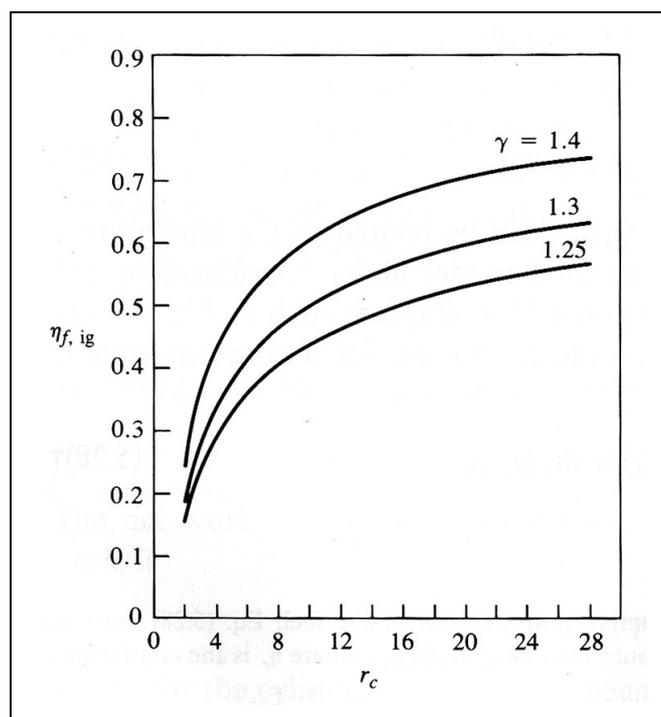


Figura 5 – Gráfico Taxa de Compressão ( $r_c$ ) x Rendimento Térmico ( $\eta_{f,ig}$ ), para motores ciclo Otto.

Fonte: Heywood

Os motores Diesel, por terem sua ignição iniciada pela compressão do motor, costumam ter taxas elevadas (de 15:1 a 22:1), e por isso, maiores rendimentos.

Nos motores ciclo Otto, uma mistura ar/combustível (e não apenas o ar) é comprimida no cilindro. Essa mistura então pode entrar em combustão, fora do ponto determinado, sem o acionamento da centelha elétrica, devido às altas pressões e temperaturas atingidas na câmara de combustão. Esse fenômeno pode comprometer o desempenho e a durabilidade do motor. Por essa razão, esses motores têm taxas de compressão mais baixas, limitadas principalmente pela capacidade anti-detonante do combustível a ser comprimido.

Em alguns casos de motores ottolizados, a temperatura do motor também é um fator limitante da taxa de compressão. Como o gás natural tem seu poder calorífico mais elevado que o do óleo diesel, uma maior quantidade de energia é liberada para uma mesma massa de combustível. Conseqüentemente, uma maior quantidade de calor é transmitida para as peças internas do motor e para o líquido de arrefecimento, podendo, em alguns casos, ocasionar desgaste e quebra do equipamento. Assim, alguns fabricantes optam por utilizar taxas de compressão mais baixas, para diminuir a temperatura da mistura ar-combustível antes da combustão, fazendo o motor trabalhar mais frio.

Todavia, segundo Heywood, essa queda no fluxo de calor para o líquido refrigerante, e conseqüente diminuição na temperatura do motor, devido ao uso de menores taxas de compressão, é muito modesta. Isso porque, nesses motores, o gás é menos comprimido durante a fase de compressão, mas também se expande menos, durante a fase de expansão. Isso resulta numa queda pequena da temperatura média do ciclo.

Assim, acaba-se perdendo muita potência e rendimento do motor, em troca de um funcionamento a uma temperatura pouco menor. Por essa razão, opta-se por utilizar no motor Scania DSI 11 a máxima taxa de compressão admissível pelo poder anti-detonante do gás natural, deixando que a diminuição da temperatura do motor seja efetuada por mudanças no sistema de arrefecimento (capítulo 9), caso essa elevação de temperatura de funcionamento seja realmente verificada na prática.

Utilizando uma taxa de compressão mais elevada pode-se aproveitar ao máximo o poder calorífico do gás natural, devido ao maior rendimento térmico do motor. Motores veiculares convertidos a gás natural apresentam queda no desempenho justamente por não aproveitarem por completo a capacidade energética do gás, já que o mesmo deve funcionar à taxa de compressão original do carro à gasolina, que é baixa. Como nesse projeto de ottolização, o motor

<sup>5</sup>  $\gamma$  – Razão entre calor específico a pressão constante ( $C_p$ ) e calor específico a volume constante ( $C_v$ ). Para o ar, a temperatura ambiente, a razão é de 1,4.

funcionará exclusivamente com gás natural, podemos otimizar o seu desempenho para esse combustível especificamente.

Soluções que busquem um aumento do rendimento térmico do motor se refletem em baixo consumo de combustível e conseqüentemente redução na emissão de poluentes para a atmosfera.

## 5.1. Cálculo da Alteração na Taxa de Compressão

### 5.1.1. Determinação da Taxa de Compressão de Trabalho

Quanto maior for a taxa de compressão utilizada no motor, maior será a temperatura e a pressão no interior da câmara de combustão. Esse fato exige que o combustível utilizado no motor tenha uma maior resistência à detonação, suportando as condições de funcionamento e iniciando sua queima apenas quando ocorrer a centelha da vela de ignição.

Conforme visto no capítulo 2, o poder anti-detonante dos combustíveis pode ser medido através do número de octano (método RON ou MON). No caso do gás natural, essa característica é avaliada através do número de metano. Esse valor equivale à porcentagem de metano na composição do gás, tendo valor 100 para o metano puro. Uma relação entre a octanagem e o número de metano do gás natural pode ser avaliada através da equação 1.

$$NO = 0,679 \times NM + 72,32 \quad (1)$$

Onde: NO – Número de octano (MON).  
 NM – Número de metano.

Os valores típicos do número de octano do gás natural encontram-se entre 115 e 130<sup>6</sup>, sendo que o metano puro apresenta 140. Índice que pode ser confirmado utilizando a equação 1. De acordo com a tabela 1, o número de octano é de 130 para o gás natural, em ambos os métodos, RON e MON.

Esse fator permite a utilização de elevadas taxas de compressão num motor a gás natural sem acarretar problemas em seu funcionamento, tornando esse combustível o mais eficiente dentre aqueles utilizados nos motores ciclo Otto.

No gráfico da figura 6, podemos notar a influência da taxa de compressão no requerimento da octanagem (índice mínimo), em motores Otto.

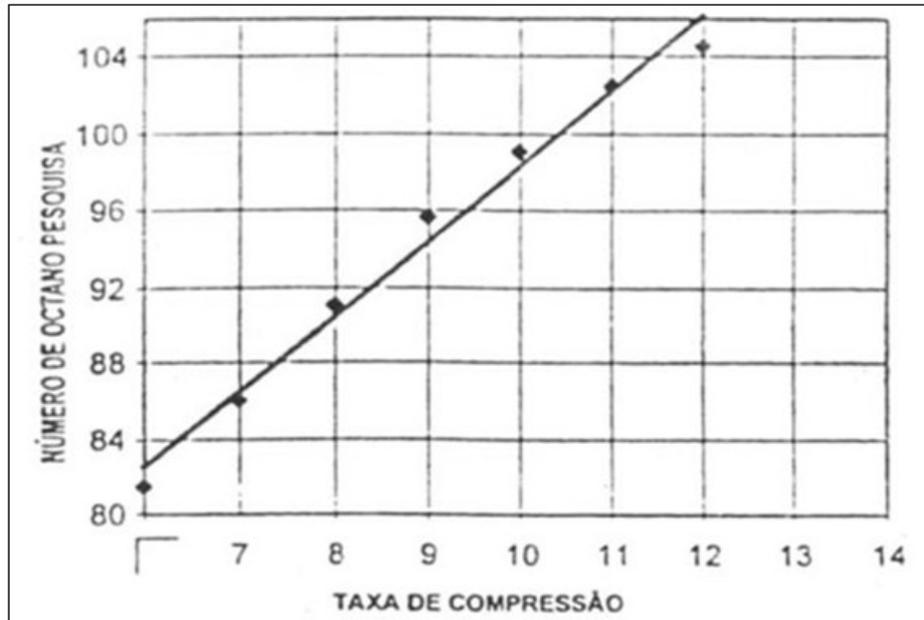


Figura 6 – Gráfico Taxa de Compressão x Número de Octano.

Fonte: Farah.

Convertendo o gráfico numa fórmula, para obter a extrapolação, temos:

$$NO = 4 \times Rp + 58,4 \quad (2)$$

<sup>6</sup> Segundo a Portaria Nº 104 de 08/07/2002 da ANP (Agência Nacional de Petróleo), em anexo.

Onde:  $R_p$  – taxa de compressão.  
 NO – Número de octano.

Calculando através da equação 2 a taxa de compressão máxima admissível correspondente para o gás natural de menor octanagem (menor número de metano), tem-se  $R_p = 14,15$ . Logo, considerando como limite de segurança a utilização de gás natural com número de octano correspondente a 115 (porcentagem de metano de 62,85% em sua composição), temos que uma taxa de compressão de 14:1 é o ideal para o motor Scania convertido a gás natural. Dessa maneira obtém-se um motor que trabalha teoricamente sem sofrer detonação, mesmo quando operando com um gás natural de menor poder anti-detonante.

Segundo a CEG, o número de metano do gás canalizado fornecido pela companhia é de 87,35, especificado em contrato. Esse valor corresponde, pela equação 1, a um índice de octanagem de 131, e uma taxa de compressão máxima de 18,3:1, pela equação 2, o que oferece uma boa margem de segurança para o motor DSI 11 otolizado utilizando taxa de 14:1.

### 5.1.2 - O Volume da Câmara de Combustão

Para alterar a taxa de compressão do motor, deve se modificar basicamente o volume da câmara de combustão. A taxa é dada pela seguinte fórmula:

$$R_p = \frac{V_1}{V_2} = 1 + \frac{(V_u)}{V_2} \quad (3)$$

Onde:  $R_p$  – taxa de compressão.  
 $V_1$  – volume do cilindro com o pistão no ponto morto inferior.  
 $V_2$  – volume da câmara de combustão.  
 $V_u$  – volume deslocado por cilindro.

De acordo com a fórmula, a taxa de compressão é reduzida quando se aumenta o volume da câmara de combustão. Para a cilindrada por cilindro, tem-se:

$$V_u = \frac{V_t}{6} = 1.836.666,67 \text{ mm}^3 \quad (4)$$

Com as taxas de compressão determinadas, pode-se então calcular o volume teórico da câmara de combustão para as diferentes configurações de motor, através da equação 3:

- Motor DSI 11 ciclo Diesel ( $R_p = 15$ ):

$$V_{2\text{DIESEL}} = \frac{1.836.666,67}{14}$$

$$V_{2\text{DIESEL}} = 131.190,5 \text{ mm}^3$$

- Motor DSI 11 ciclo Otto a gás natural ( $R_p = 14:1$ ):

$$V_{2\text{GN}} = \frac{1.836.666,67}{13}$$

$$V_{2\text{GN}} = 141.282,1 \text{ mm}^3$$

### 5.1.3/ Cálculo da Taxa de Compressão Real

Para calcular a taxa de compressão, é imprescindível utilizar as medidas reais do motor. Com os dados do catálogo do fabricante e as medidas originais obtidas no pistão, foram desenhados o pistão e o cilindro do motor no software AutoCAD. Utilizando a ferramenta *Inquiry* (que avalia propriedades de volume e massa dos desenhos em 3D), consegue-se avaliar os diferentes volumes constituintes da câmara de combustão, e pode-se determinar qual deles podem ser alterados.

É importante observar o perfil da cabeça do pistão, característico dos motores Diesel, que deve ser copiado fielmente no desenho. Além disso, é preciso considerar o formato da parte superior da câmara, que faz parte do

cabeçote, assim como as folgas existentes no cilindro. Todas essas medidas são fundamentais para calcular com precisão a taxa de compressão real do motor Scania DSI 11.

Após isso, o volume total da câmara de combustão é separado em quatro partes a serem calculadas:  $V_a$ ,  $V_b$ ,  $V_c$  e  $V_d$ .



Figura 7 - Pistão original do motor Scania DSI 11.

Do catálogo do fabricante do motor, temos os seguintes dados, referente ao motor DSI 11, que são úteis para o cálculo da taxa de compressão:

- Diâmetro do topo do pistão (da face superior até o anel de compressão): 125 mm
- Diâmetro máximo do cilindro: 127,025 mm
- Folga máxima entre a face superior do pistão e a face do cabeçote, no PMS: 1,15 mm
- Diâmetro da válvula de admissão: 54 mm
- Diâmetro da válvula de escape: 44 mm
- Diâmetro externo da sede de válvula de admissão: 56 mm
- Diâmetro externo da sede de válvula de escape: 52 mm
- Folga máxima entre a face do cabeçote e a face da válvula: 0,75 mm
- Altura da sede: 3,6 mm

Essas medidas são então inseridas no desenho do AutoCAD (figura 8), onde são incluídas todas as folgas no cálculo do volume da câmara de combustão, que por fim fornecerá a taxa de compressão do motor.

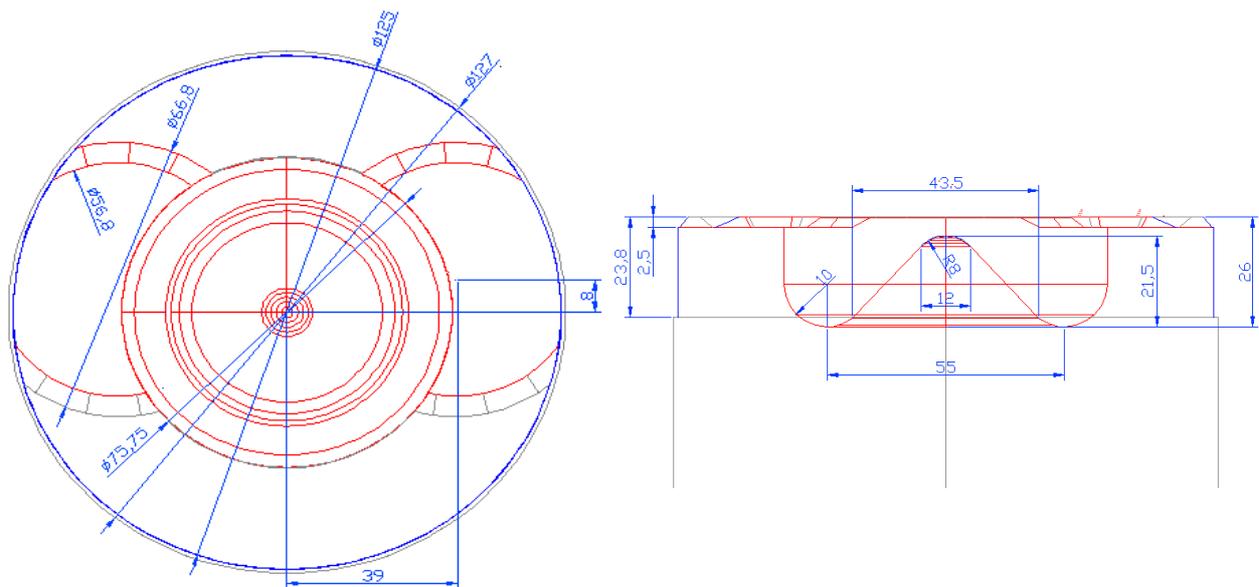


Figura 5.4 - Desenho da cabeça do pistão original do motor Scania DSI 11 [mm].

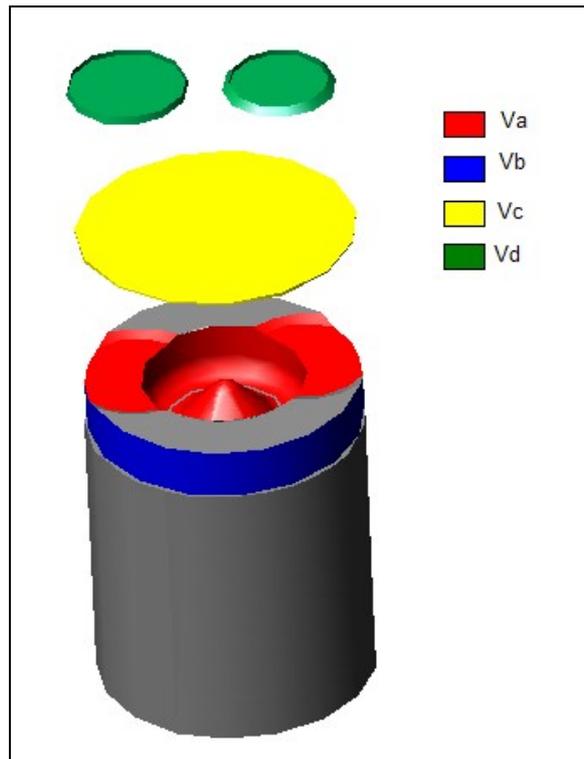


Figura 9 - Representação gráfica dos volumes constituintes da câmara de combustão do motor.

- *Cálculo de Va e Vb:*

Conforme a figura 9, os volumes Va e Vb representam o volume da câmara que está contida no pistão. A primeira medida é o volume do recipiente no topo do pistão, em vermelho, que foi desenhada com as medidas originais do pistão. A medida Vb é referente à folga entre a cabeça do pistão e camisa do cilindro, acima do anel de compressão, em azul.

Calcula-se então o volume do cilindro bruto (dentro do qual é desenhado o pistão) e subtrai-se o volume do pistão. A diferença entre esses dois volumes, fornece os volumes Va e Vb que estão contidos no pistão:

$$Va + Vb = V_{\text{bruto}} - V_{\text{pistão}} = 2.026.829,9 - 1.913.216,5 = 113.613,4 \text{ mm}^3 \quad (5)$$

Onde:  $V_{\text{bruto}}$  – Volume do cilindro bruto no interior do qual é desenhado o pistão.

$V_{\text{pistão}}$  – Volume do pistão do motor Scania DSI 11.

- *Cálculo de Vc:*

O volume Vc representa o volume da câmara de combustão referente à folga entre a face superior do pistão e o cabeçote, em amarelo na figura 9. Do catálogo do motor, temos folga máxima de 1.15 mm. Multiplicando esse valor, pelo diâmetro do cilindro, temos o volume Vc:

$$Vc = 14.573,5 \text{ mm}^3$$

- *Cálculo de Vd :*

O volume Vd representa o volume da câmara referente ao alojamento das válvulas de admissão e descarga, considerando também a folga entre as mesmas e as sedes. Das medidas apresentadas no catálogo do motor, calcula-se o volume da câmara de combustão referente aos alojamentos das válvulas:

$$Vd_1 = 2.029,9 \text{ mm}^3 \text{ (escape)}$$

$$Vd_2 = 2.129,9 \text{ mm}^3 \text{ (admissão)}$$

O volume total da câmara de combustão equivale a soma dos volumes:

$$V_2 = Va + Vb + Vc + Vd_1 + Vd_2$$

$$V_2 = 138.922,7 \text{ mm}^3$$

Com o volume da câmara calculado, aplica-se na equação 3 para obter a taxa de compressão:

$$R_p = 1 + \frac{V_u}{V_2} = 1 + \frac{1.836.666,67}{132.346,7} = 1 + 13,87 = 14,87$$

Com esse resultado, é obtida uma excelente aproximação para a taxa de compressão do motor DSI 11 original. Levando-se em conta de que foram consideradas as folgas máximas nos cálculos dos volumes. Para motores mais novos, com folgas menores, essa taxa é ainda mais próxima da relação 15:1.

#### 5.1.4. Volume a ser alterado

Para a alteração da taxa de compressão, o dado que realmente interessa é o  $\Delta V$  a ser acrescido na câmara de combustão, capaz de reduzir em uma unidade o valor da taxa. Com o valor desejado de 14:1, calcula-se a alteração para o motor original, através da equação 6:

$$\Delta V = V_{2GN} - V_{2DIESEL} = 141.282,1 - 131.190,5 = 10.091,6 \text{ mm}^3 \quad (6)$$

Onde:  $\Delta V$  – volume a ser acrescido na câmara de combustão para alteração da taxa de compressão [ $\text{mm}^3$ ].

$V_{2GN}$  – volume da câmara de combustão para o motor otolizado.

$V_{2DIESEL}$  – volume da câmara de combustão do motor original.

Dos volumes da câmara de combustão citados anteriormente ( $V_a$ ,  $V_b$ ,  $V_c$  e  $V_d$ ), é possível optar dentre esses, qual modificar para obter a taxa desejada. Para essa seleção, é necessário considerar dois pontos de vista: um técnico e um econômico.

Do ponto de vista técnico, tem-se que, os volumes  $V_b$ ,  $V_c$  e  $V_d$ , estão diretamente ligados às folgas de pistão, cabeçote e válvulas. Com isso, eles estão sujeitos a mudanças de acordo com o desgaste do motor, o que torna impreciso o controle dos mesmos. O volume  $V_a$ , por sua vez, depende somente da estrutura da cabeça do pistão, sendo o mais indicado para a modificação.

Do ponto de vista econômico, é necessário considerar o custo das peças envolvidas no trabalho, nesse caso, pistão e cabeçote. Considerando a possibilidade do projeto de um kit reversível, esse custo torna-se primordial, pois requer a compra de novas peças para a conversão. Após consulta no mercado, são obtidos os seguintes preços, para peças novas<sup>7</sup>:

- Pistão Scania DSI 11 – R\$ 500,00 (unit.) - R\$ 3.000,00 (jogo de 6 pistões)
- Cabeçote Scania DSI 11 – R\$ 6.333,00 (unit.) – R\$ 12.666,00 (jogo de 2 cabeçotes)

Conclui-se então que é mais vantajoso alterar o pistão. Além de mais barato, é uma peça mais leve e menor, o que torna a sua usinagem mais simples e menos dispendiosa.

O conjunto desses fatores indica que se deve alterar o volume  $V_a$ , da câmara contida no topo do pistão para atingir a taxa de compressão desejada.

#### 5.1.5. Alterando $V_a$

Com a alteração do volume da câmara do pistão ( $V_a$ ), pode-se modificar a sua geometria para uma mais próxima àquela característica dos motores ciclo Otto.

Nos motores Diesel, devido à sua característica de ter a mistura ar/combustível formada durante a fase de combustão, a estrutura da câmara é projetada para provocar o turbilhonamento do ar. Esse fato, aliado ao posicionamento do bico injetor, é responsável pela formação de uma mistura mais homogênea, que resulta numa combustão mais eficiente. No caso do motor Scania, o pistão é denominado restrito, porque a mistura é prensada radialmente para dentro da câmara do pistão, quando o mesmo está próximo ao ponto morto superior, conforme indicado na figura 10.



Figura 10 – Geometria do pistão restrito.

Fonte: Smith.

<sup>7</sup> Consulta feita a Equipe, revendedor autorizado Scania no Rio de Janeiro, em junho de 2005.

Por essa razão, os pistões dos motores Diesel são diferentes aos dos motores Otto. Esses apresentam uma geometria mais simples, com o topo do pistão geralmente plano ou levemente oval (dependendo do posicionamento da vela de ignição), já que a mistura ar/combustível nesse caso é formada antes da admissão. Nos motores Otto, o projeto da câmara de combustão também está ligado diretamente à possibilidade de ocorrência de auto-ignição, onde se deseja uma geometria que evite a formação de pontos quentes e de alta pressão na câmara.

Analisando a geometria da cabeça do pistão, nota-se a possibilidade de retirada de material na extremidade do recipiente contido na peça, mudando sua característica restrita. Usinando um raio que una a face interna do recipiente e a face superior do pistão, um volume de material considerável é retirado, e torna-se a face do pistão mais adoçada que a original, conforme podemos notar na figura 11.

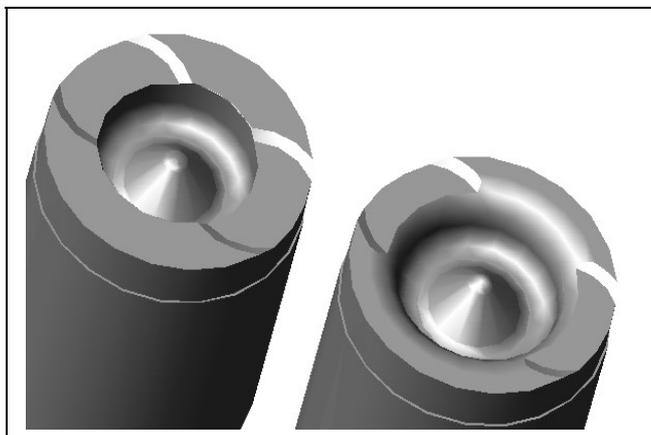


Figura 11 – Desenho em 3D do perfil do topo do pistão original e o perfil do novo pistão a ser usinado.

Essa modificação na câmara é desejada devido à tendência de auto-ignição dos motores ciclo Otto, com taxa de compressão elevada. A borda da câmara, devido à sua forma (aresta de 90°) e sua proximidade do ponto de centelhamento da vela, apresenta temperaturas mais elevadas, em relação às outras partes do pistão, se tornando uma área da câmara com provável surgimento de pontos quentes, responsáveis pela ocorrência da auto-ignição.

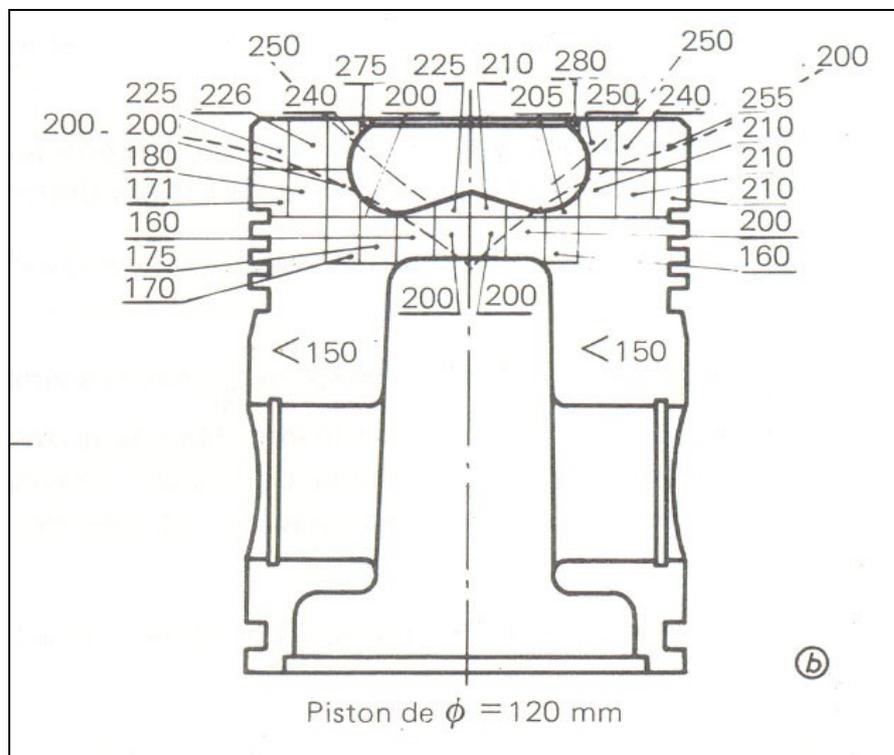


Figura 12 - Perfil de temperaturas de um pistão em alumínio, movido a Diesel.

Fonte: Brun.

Na figura 12 podemos notar o perfil de temperaturas em um pistão de motor a Diesel, em alumínio, de 120 milímetros de diâmetro, com câmara semelhante ao pistão do Scania DSI 11. Nota-se que, durante o funcionamento, a borda da câmara é o ponto mais quente do pistão, apresentando temperaturas de até 280° C. Como o gás natural tem um poder calorífico maior que o óleo diesel, essas temperaturas podem ser ainda mais elevadas, pelo fato do combustível liberar mais calor em condições similares de funcionamento. Para amenizar esse efeito, o ideal seria trabalhar a borda da câmara, onde passaríamos a ter temperaturas menores na face superior do pistão, preservando o material da peça e prevenindo o surgimento de pontos quentes na câmara.

Outro fator importante a se considerar, é a possibilidade do aparecimento de trincas originadas radialmente na borda da câmara de combustão. Por ser a parte mais quente, e ser circundada pelas regiões menos aquecidas, a borda pode não se expandir como deveria, de acordo com o coeficiente de dilatação térmica e a temperatura atingida. A única opção é a dilatação do material na direção da superfície livre (centro do pistão). O limite de elasticidade do material, que é mais baixo em altas temperaturas, pode então ser excedido, ocasionando uma deformação plástica na forma de acúmulo de material, ou uma concentração na periferia da câmara. O pistão, ao se resfriar até a temperatura ambiente, após o desligamento do motor, permanece com essa deformação, criando tensões de tração, que conduzem às trincas na borda da câmara.

Por essa razão, ao modificar o pistão da forma planejada, previne-se a ocorrência de pré-ignição no cilindro e o surgimento de trincas e falhas no pistão, fatores que comprometeriam o desempenho e a durabilidade do motor. Com base nesses dados, reforça-se a idéia de usinar a borda da câmara do pistão, como melhor opção para a alteração da taxa de compressão do motor.

-Calculando  $V_{a'}$  e a nova taxa de compressão:

Conforme o cálculo feito anteriormente, foi obtido o valor aproximado de 1.0091,6 mm<sup>3</sup>, para a diferença em volume a ser retirada para alteração da taxa de compressão de 15:1 para 14:1.

Com base nesse dado e por aproximação, chega-se ao volume a ser usinado no pistão, representado nos desenhos das figuras 13 e 14. Utilizando novamente a ferramenta *Inquiry* do software AutoCAD, avalia-se o novo volume  $V_{a'}$  (câmara do pistão) e  $V_{2'}$  (câmara de combustão):

$$V_{a'} + V_b = V_{\text{bruto}} - V_{\text{pistão}} = 2.026.829,9 - 1.902.340,9 = 124.489 \text{ mm}^3$$

$$V_{2'} = V_{a'} + V_b + V_c + V_{d_1} + V_{d_2}$$

$$V_{2'} = 124.489 + 14.573,5 + 2.029,9 + 2.129,9 = 143.222,3 \text{ mm}^3$$

$$R_p = 1 + \frac{V_{u_1}}{V_{2'}} = 1 + \frac{1.836.666,67}{143.222,3} = 13,82$$

Foi obtida assim, uma boa aproximação para a nova taxa de compressão do motor. Levando-se em conta novamente que, para esse cálculo, são consideradas as folgas máximas do motor. Para um motor novo, a taxa estará ainda mais próxima ao valor de 14:1.

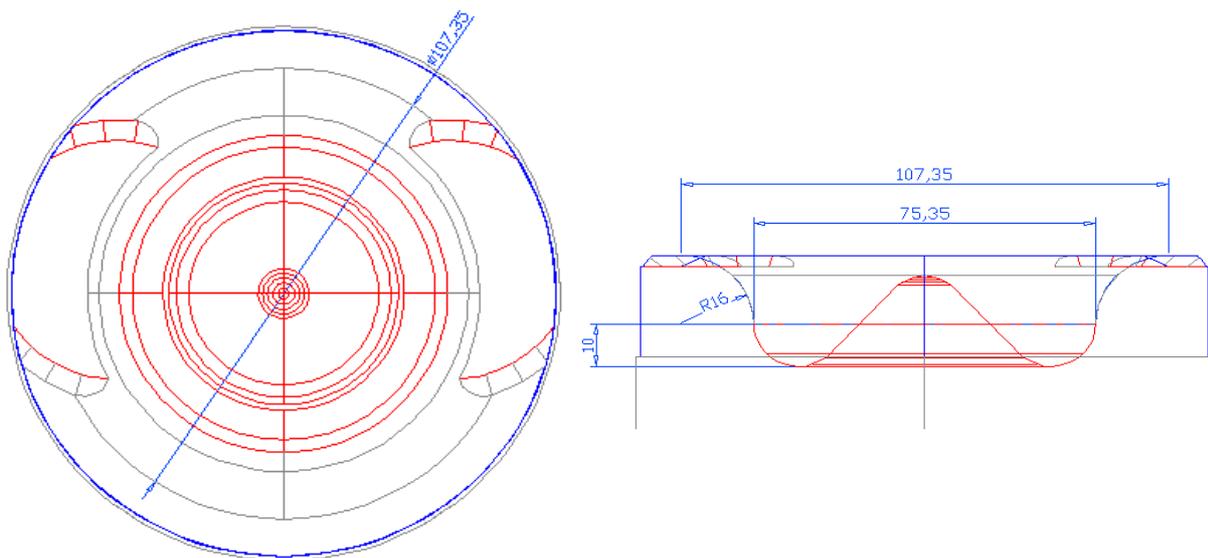


Figura 13 - Representação gráfica do volume a ser usinado.

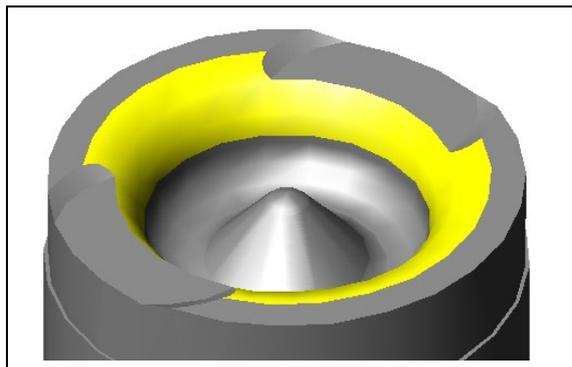


Figura 14 - Representação gráfica da nova face do pistão.

## 5.2 - Usinagem dos Pistões

Para a usinagem dos pistões, é utilizado um torno de comando numérico (CNC). Por ter um volume a ser usinado de geometria complexa, os tornos CNC se tornam os mais indicados para esse serviço, visto que o desenho do novo pistão pode ser inserido em um programa que comandará a máquina na fabricação da peça, conforme figura 15.

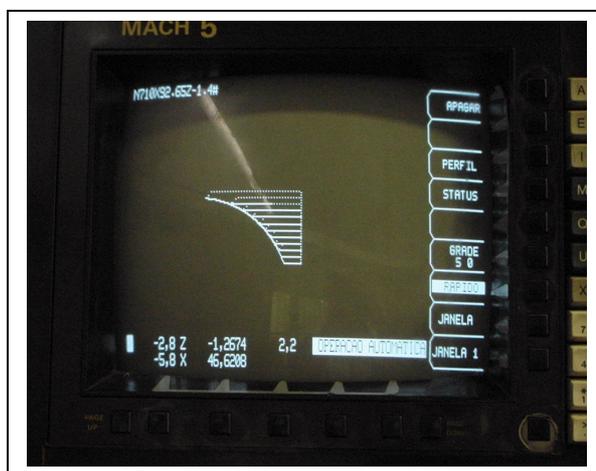


Figura 15 – Representação do volume a ser usinado na programação do torno CNC.



Figura 16 – Pistão usinado no torno CNC.

## 6. Sistema de Admissão e Escape

Ao se converter um motor ciclo Diesel para o ciclo Otto, se torna fundamental analisar as peculiaridades de ambos os ciclos. O fato do motor a óleo diesel admitir apenas ar, enquanto o motor ciclo Otto admite mistura ar/combustível, já torna de antemão o seu sistema de admissão e escape inadequado para o uso dedicado de gás natural. Seja o tempo de admissão, tempo de escape ou o grande cruzamento de válvulas apresentado pelo motor original, em sua configuração de eixo comando de válvulas.

O cruzamento de válvulas (*overlap*) é o tempo em que as válvulas de admissão e escape ficam abertas simultaneamente. Essa característica aumenta o rendimento volumétrico do motor devido a um melhor aproveitamento da inércia dos gases, com o ar admitido auxiliando na exaustão dos gases de combustão do ciclo anterior, possibilitando uma maior admissão de ar 'limpo' para a queima.

Além disso, o cruzamento permite uma maior refrigeração do cilindro e do sistema de exaustão através da passagem de ar da admissão diretamente para os dutos de escapamento. Isso é desejável principalmente em motores Diesel turbo, pois permite que a turbina trabalhe a uma temperatura mais baixa.

Como os motores Diesel admitem apenas ar, eles apresentam cruzamentos de grau elevado, característica que passa a ser indesejável em um motor ciclo Otto. Isso significa que, se as válvulas de admissão e escape ficam durante muito tempo abertas simultaneamente num motor Otto, haverá grande desperdício de mistura ar/combustível não queimada pela descarga. Esse fator se reflete em grande consumo de combustível e também num elevado nível de emissões de hidrocarbonetos (no caso do motor a gás natural, o metano não queimado). Cresce também as emissões de monóxido de carbono para a mistura que acaba sendo queimada nos dutos de escapamento.

Outro problema que pode surgir é o retorno de chama pelo coletor de admissão. Quando o motor está à baixa velocidade, com a borboleta do acelerador pouco aberta, a pressão no coletor fica abaixo da pressão atmosférica, e, ao ocorrer o cruzamento, o gás de escape, à pressão elevada, acaba retornando pelo duto de admissão devido à essa diferença de pressão. Esse fator pode acarretar na explosão da mistura ar/combustível presente no coletor de admissão, causando danos ao motor.

Por essas razões, torna-se imprescindível a alteração no diagrama de abertura e fechamento de válvulas do motor Scania. É necessária a adoção de um novo eixo comando com cruzamento de válvulas de menor grau, modificando o posicionamento e o perfil dos cames, que permitam um rendimento volumétrico adequado a motores Otto, sem ocasionar desperdício de mistura ar-combustível não queimada.

Algumas conversões, principalmente as ciclo dual (*dual fuel*), não promovem a troca do eixo comando de válvulas. Como resultado, apresentam motores com consumo de combustível elevado, e muito poluentes.

Tabela 8 : Tempo das Válvulas de Admissão e Escape do Motor Scania DSI 11

Tempo da válvula de admissão:	
- abertura:	30° antes do PMS
- fechamento:	26° depois do PMI
- duração da admissão:	236°
Tempo da válvula de escape:	
- abertura:	64° antes do PMI
- fechamento:	28° depois do PMS
- duração do escapamento:	272°
Cruzamento de válvulas ( <i>overlap</i> ):	58°

Fonte: Catálogo Scania.

### 6.1. Determinando o Novo Diagrama de Válvulas Ciclo Otto Utilizando o Software Dynosim

Para a determinação de qual geometria deve-se aplicar no eixo comando de válvulas do motor Scania DSI 11 convertido ao uso do gás natural, é utilizado um programa de computador que simula o desempenho de motores quatro tempos.

A definição do grau de abertura e fechamento de válvulas ideal é praticamente impossível de ser realizada de maneira teórica, visto que depende de centenas de variáveis. A mesma pode ser realizada na prática por meio de 'tentativa e erro'. Todavia, o teste de diversas combinações de ângulos também se torna inviável, visto que necessitaria a produção, montagem e teste de uma infinidade de eixos, com configurações de came diferentes, em dinamômetro.

Com base nessas dificuldades, a melhor maneira encontrada para este fim foi a utilização do software Dynosim. Trate-se de um programa de computador que funciona como um dinamômetro virtual. Ele se baseia em cálculos de dinâmica dos fluidos, termodinâmica e atrito mecânico existente durante os 720 graus compreendidos pelo ciclo quatro tempos, utilizando como dados de entrada as características do motor, como cilindrada, taxa de compressão, combustível, diâmetro de válvulas, geometria de cabeçote, para determinar dados de saída como pressão

no cilindro, eficiência volumétrica, potência e torque. Quanto maior é a fidelidade em relação aos dados do motor, mais precisos são os resultados da simulação.

Ainda que esse método de teste seja útil para obter uma boa aproximação dos resultados esperados da conversão do motor Scania DSI 11, a sua grande utilidade está na ferramenta *Pro Iterator*. Essa ferramenta é utilizada na otimização da configuração ideal para o eixo comando de válvulas do motor através de um teste iterativo.

Nesse teste é definido para qual característica o eixo comando de válvulas deve ser otimizado: pico de torque, pico de potência, curva plana de torque ou curva plana de potência. Como o projeto é de um motor estacionário para geração de energia (velocidade constante), o mesmo deve ser otimizado para pico de potência na faixa de rotação que compreende à de utilização (1800 rpm).

Após essa escolha o programa realiza milhares de combinações de graus de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape variando em uma faixa de até 64 graus para cada um dos tempos de válvulas. Ao final do teste, o Dynosim salva as dez melhores configurações de eixo comando, ou seja, aquelas que apresentarem pico de potência mais elevado na faixa determinada, após a simulação.

Dessas dez melhores configurações seleciona-se aquela que apresentar o melhor desempenho dentro das características desejadas para um motor ciclo Otto.

### 6.1.1. O Teste

Para realizar a simulação do motor Scania DSI 11 a gás natural, é necessário suprir o programa com as informações requeridas figura 8, que são descritas a seguir.

**Short Block**  
 Short Block: Scania DS11 - GNV  
 No. Cylinders: 6      Bore: 127.00 mm      Rod Length: 237.22 mm  
 Total Volume: 11020.89 cc      Stroke: 145.00 mm      Rod Ratio: 1.636

**Cylinder Heads**  
 Cylinder Heads: Low Performance/Ported, Large Valves      Air Flow  
 Valve Specifications:  
 Intake Valves/Port: 1      Exhaust Valves/Port: 1  
 Intake Valve Dia: 54.00 mm      Exhaust Valve Dia: 45.00 mm

**Compression**  
 Compression Ratio: 14.00      CR Calc  
 Combustion Space: 141.29 cc      Cylinder Volume: 1836.81 cc

**Induction**  
 Induction Flow: 595.0 cfm @ 3.00 inHg      Fuel Type: LNG  
 Manifold Type: Forced Induction      Nitrous Injection: 0.0 lbs/min  
 Forced Induction Specifications:  
 Blower Type: Custom Turbo  
 Island Flow: 595.0 cfm      Surge Flow: 420.0 cfm      Pressure Ratio: 1.70  
 Impeller Speed: --- rpm      Belt Ratio: ---      Internal Ratio: ---  
 Peak Efficiency: 73.0 %      Boost Limit: 10.0 psi      Intercooler: 25.0 %

**Exhaust**  
 Exhaust System: Forced Induction Exhaust

**Camshaft**  
 Cam Name: Scania DS11 - GNV      CamManager  
 Intake Lift At Valve: 14.60 mm      Lifter Type: Solid  
 Exhaust Lift At Valve: 15.10 mm      Lifter Acceleration Rate: 3.00  
 Valve Opening/Closing Based On: Seat-To-Seat  
 Primary Timing (Seat-to-Seat): IVD: 0.0      IVC: 0.0      EVD: 0.0      EVC: 0.0

Figura 9 – Dados de entrada para simulação do motor no software Dynosim.

#### - Bloco do Motor (*Short Block*):

Nessa janela configuram-se as características do bloco do motor. Número de cilindros (6), curso do pistão (145 mm) e diâmetro do pistão (127 mm). O programa fornece então automaticamente a cilindrada do motor.

- Cabeçote (*Cylinder Heads*):

Nessa configuração é selecionada, dentre as opções disponíveis no programa, aquela que mais se assemelha com a geometria do cabeçote do motor Scania. Assim, é especificado como '*Low Performance/Ported, Large Valves*', que representa cabeçotes de ferro fundido comuns a motores *standard*, de duas válvulas por cilindro, com dutos de admissão e escape mais restringidos. Todavia, como as válvulas do Scania têm diâmetro grande, selecionamos a opção '*Large Valves*', inserindo as suas medidas: 54 mm para válvulas de admissão e 45 mm para válvulas de escape.

- Taxa de Compressão (*Compression*):

Nesse setor é especificada a taxa de compressão a ser utilizada no motor (14:1, conforme determinado anteriormente). O programa fornece o volume total do cilindro, e o volume da câmara de combustão.

- Indução (*Induction*):

Nesse setor são inseridas as informações sobre o sistema de admissão do motor e o combustível utilizado (no caso LNG – gás natural). Em '*Induction Flow*' é requisitado o valor fluxo de indução de mistura ar/combustível no regime de trabalho do motor. O cálculo é realizado de acordo com a equação 7<sup>8</sup>:

$$CFM = (CID \times RPM) \times Padm/Patm / 1728 / 2 \quad (7)$$

$$CFM = (672,48 \times 1800) \times 1,7 / 1728 / 2 = 595,4 \text{ ft}^3$$

Onde:

CFM – Fluxo de mistura ar-combustível admitida [ft<sup>3</sup>]

CID – Volume total do motor [in<sup>3</sup>]

RPM – regime de trabalho em rotações por minuto

Padm/Patm – Razão entre as pressões de saída e entrada da turbina do motor. Onde a pressão do turbo é igual a 0,7 bar.

É selecionada a opção de 3,0 inHg, referente a diferença de pressão de medição do fluxo de indução, medido em coluna de mercúrio. Essa opção é indicada, segundo o manual do Dynosim, para os motores alimentados com no máximo dois carburadores. A opção de 1,5 inHg é indicada apenas para motores alimentados por quatro carburadores, e modelos equipados com injeção eletrônica.

Em '*Manifold Type*', que trata das opções de sistemas de admissão do motor, selecionamos a opção referente a motores turbinados ('*Forced Induction*'). Nas opções do programa existem 33 modelos diferentes de turbina a serem aplicadas. Segundo o fabricante, a turbina para o motor DSI 11 pode ser fabricada pelas empresas Garret, Lacombe ou Shwitzer. Todavia, para a configuração do Scania aplicamos a opção customizada '*custom turbo*'. Para o '*Island Flow*', que é o fluxo no qual a turbina tem o seu maior rendimento, aplicamos o mesmo fluxo de indução calculado para o motor, já que a turbina é projetada especificamente para esse motor.

Em '*Pressure Ratio*' aplicamos a razão entre a pressão de admissão e a pressão atmosférica. Como o turbo trabalha a 0,7 bar a 1800 rpm, segundo o catálogo do motor, temos uma razão total de 1,7.

Para as opções, '*Surge Flow*' (fluxo no qual a turbina pode entrar em ressonância, causando queda de eficiência), '*Peak Efficiency*' (pico de eficiência) e '*Boost Limit*' (pressão limite do turbo), utilizamos os valores do modelo Shwitzer disponível nas opções do programa, que mais se assemelha ao modelo do Scania, trabalhando a um fluxo de admissão bem próximo (modelo 4LE556, a 600cfm).

Para o intercooler selecionamos uma eficiência de 25%, referente a modelos ar-ar, conforme indicado pelo manual do Dynosim.

- Eixo Comando de Válvulas (*Camshaft*):

Nessa janela do programa, se definem as características do eixo comando de válvulas. Como não há um eixo como ponto de partida, já que o original Diesel difere dos eixos ciclo Otto, é estabelecido um novo eixo comando.

Como o objetivo é apenas encontrar um diagrama de válvulas adequado ao motor otolizado, mantém-se as outras características originais do eixo. Assim, em '*Lift At Valve*' determinamos as mesmas alturas de abertura das válvulas de admissão (14,6mm) e escape (15,1mm) originais, de acordo com o manual do fabricante.

Em '*Lifter Type*', selecionamos a opção *solid*, referente a eixos com acionamento de tucho mecânico, característica do Scania DSI 11.

Em '*Lifter Acceleration Rate*', selecionamos a opção 3, referente a média em motores Otto. O Scania original apresenta uma taxa de aceleração distinta, característica de motores Diesel. Todavia, no novo eixo comando de válvulas será fabricado um novo perfil de came, com aceleração compatível aos motores Otto.

Em '*Valve Open/ Closed Based On*' determina-se o método de medição do diagrama de válvulas. É selecionada a opção '*Seat-to-Seat*' correspondente ao método mais comum de medição, segundo o manual do Dynosim.

Para o diagrama de válvulas inicial, que servirá como ponto de partida para o teste, define-se um padrão quatro tempos. Ou seja, graus zero para a abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape. Onde:

<sup>8</sup> Ver Anexo III, para dimensionamento de misturadores Woodward.

IVO – *intake valve open* (abertura das válvulas de admissão)- 0° BTDC (antes do PMS)  
 IVC – *intake valve close* (fechamento das válvulas de admissão). – 0° ABDC (depois do PMI).  
 EVO – *exhaust valve open* (abertura das válvulas de escape) – 0° BBDC (antes do PMI)  
 EVC – *exhaust valve close* (fechamento das válvulas de escape) – 0° ATDC (depois do PMS).  
 - ProIterator

Após a entrada dos dados do motor, ajustamos então os parâmetros para realização da simulação dos diagramas de válvulas com a ferramenta ProIterator, conforme figura 17.

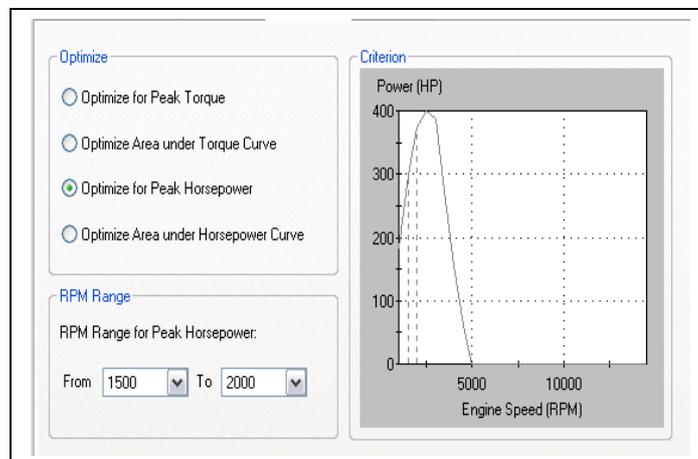


Figura 17 – Setor do programa para estabelecimento dos critérios de otimização do diagrama de válvulas.

O teste é realizado em duas fases. Na primeira ajusta-se um intervalo máximo de 64° (+/-32°) para cada um dos quatro pontos do diagrama: IVO, IVC, EVO e EVC. Sendo essa variação feita de grau a grau (*step value* = 1). Para essa etapa são testadas 1.185.921 combinações diferentes de diagramas de válvulas para o eixo comando.

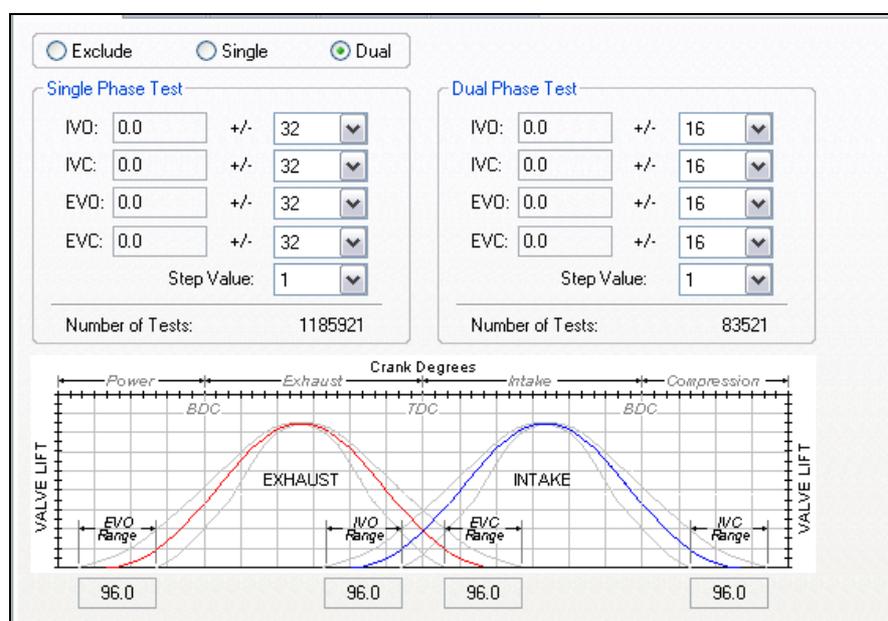


Figura 18 – Ajuste dos Parâmetros para o ProIterator.

Na segunda fase, ajusta-se um intervalo máximo de 32° (+/-16°) para cada um dos pontos do diagrama, com variação feita grau a grau. Para essa etapa final são testadas mais 83.521 combinações diferentes de diagramas de válvulas, totalizando 1.269.442 iterações ao final da simulação.

### 6.1.2. Resultados

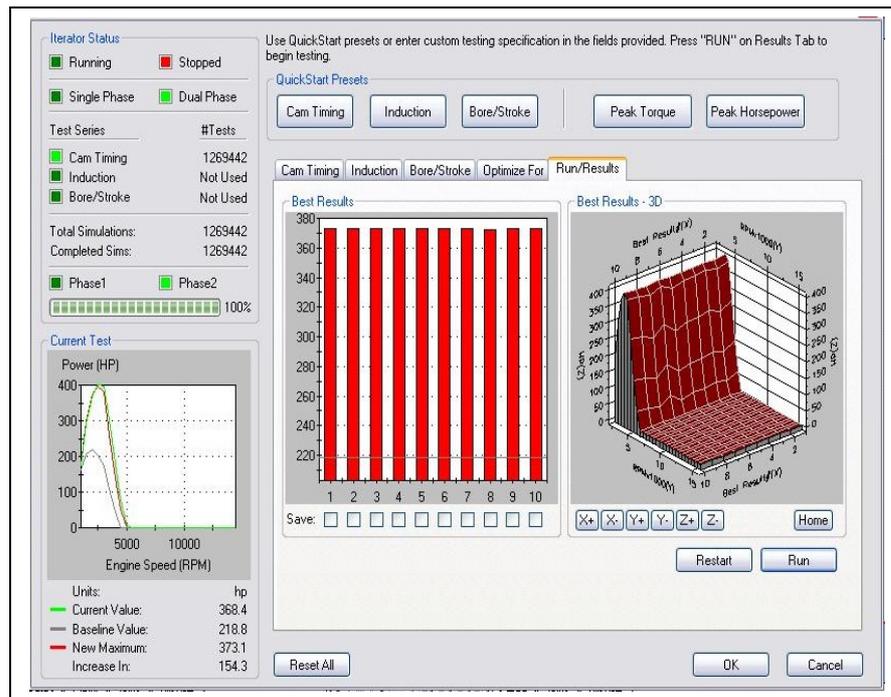


Figura 19 – Apresentação dos 10 melhores resultados da simulação do diagrama de válvulas.

Na figura 19 pode-se notar a apresentação dos resultados obtidos ao final das 1.269.442 iterações realizadas na simulação para eixo comando de válvulas. O pico de potência obtido foi de 373,1 HP. Um aumento de 154,3 HP em relação ao valor base de 218,8 HP, referente à configuração de graus igual a zero.

Os 10 melhores resultados são então destacados nas barras em vermelho, representando as configurações que apresentaram o melhor desempenho. O diagrama de cada uma dessas opções pode ser avaliado na tabela 10.

Tabela 10 - As 10 Melhores Configurações de Eixo Comando de Válvulas.

Eixo comando de Válvulas	Potência a 1500rpm (HP)	Potência a 2000rpm (HP)	IVO(BTDC)	IVC(ABDC)	EVO(BBDC)	EVC(ATDC)	Tempo de Admissão	Tempo de Exaustão	Overlap
best1	298	373	28°	40°	40°	26°	248°	246°	54°
best2	298	373	31°	40°	40°	23°	251°	243°	54°
best3	297	373	30°	40°	40°	25°	250°	245°	55°
best4	297	373	31°	40°	40°	24°	251°	244°	55°
best5	298	373	30°	40°	40°	24°	250°	244°	54°
best6	297	373	32°	40°	40°	22°	252°	242°	54°
best7	298	373	27°	40°	40°	27°	247°	247°	54°
best8	297	373	32°	40°	40°	23°	252°	243°	55°
best9	298	373	29°	40°	40°	25°	249°	245°	54°
best10	297	373	29°	40°	40°	26°	249°	246°	55°

Analisando os resultados obtidos, deve-se optar pela configuração mais vantajosa para o projeto. Nota-se que a potência obtida foi praticamente a mesma para as dez opções. O cruzamento de válvulas (*overlap*) também é semelhante.

Todavia, para uma mesma potência e um mesmo *overlap*, nota-se que a opção ‘best7’ apresenta o menor tempo de admissão (247°). Isso significa que, para um mesmo desempenho, essa configuração pode apresentar, na teoria, uma maior economia de combustível. Como as válvulas de admissão permanecem menos tempo abertas, uma menor quantidade de mistura ar/combustível é admitida pelo motor por ciclo.

O diagrama ‘best7’ apresenta também o maior tempo de exaustão (247°). Essa característica melhora o escapamento dos gases de combustão, facilitando a entrada de mistura ar/combustível nova no cilindro, melhorando assim o rendimento volumétrico do motor em relação às outras opções. Esse fator compensa o menor tempo de admissão apresentado para esse diagrama, resultando no mesmo desempenho das outras opções.

Por essas razões optamos pela configuração ‘best7’, como o diagrama de válvulas a ser adotado no novo eixo comando para o motor Scania DSI 11 otolizado.

CAMSHAFT			
Cam Name: Scania DS11 - GNV			
Intake Lift At Valve:	14.80 mm	Lifter Type:	Solid
Exhaust Lift At Valve:	15.10 mm	Lifter Acceleration Rate:	3.00
Valve Opening/Closing Based On: Seat-To-Seat			
Primary Timing (Seat-to-Seat):	IVO: 27.0	IVC: 40.0	EVO: 40.0 EVC: 27.0
Secondary Timing (0.050-inch):	IVO: ***	IVC: ***	EVO: *** EVC: ***
Cam Installed Advanced(+)/Retarded(-): 0.0			
True IVO:	27.0	True EVO:	40.0
True IVC:	40.0	True ICA:	96.5
True EVC:	27.0	True ECA:	96.5
Cam Timing Summary:			
Intake Duration:	247.0	Exhaust Duration:	247.0
Intake Centerline Angle:	96.5	Exhaust Centerline Angle:	96.5
Lobe Centerline Angle:	96.5	Valve Overlap:	54.0

Figura 20 – Dados do Eixo Comando para o DSI 11 Ciclo Otto.

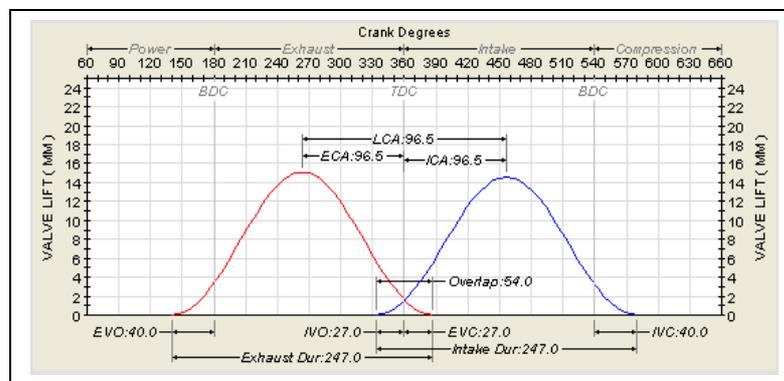


Figura 21 - Diagrama de válvulas para o Scania DSI 11 a gás natural.

Na figura 22 é possível notar as diferenças entre os diagramas de válvulas do motor a diesel e o para o motor a gás natural. O eixo comando do motor ottolizado apresenta 4° a menos de cruzamento de válvulas.

O tempo de escape se inicia após e se encerra antes do tempo apresentado no diagrama de válvulas do motor ciclo diesel. Isso resulta numa diferença de 25° no tempo de escape. A admissão por sua vez, fecha 14° depois do motor original, o que significa que o motor permanece mais tempo admitindo.

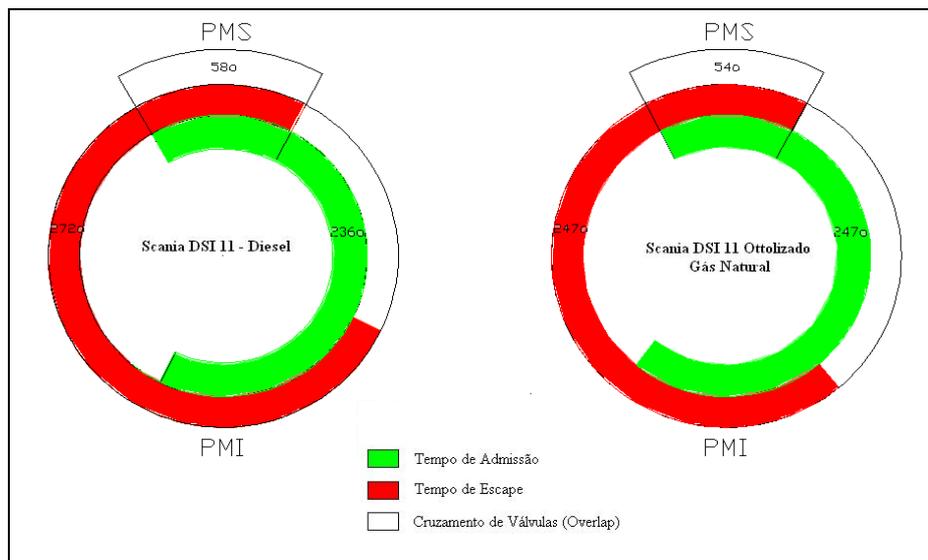


Figura 22 – Representação dos diagramas de válvulas para o motor DSI 11 a diesel e a Gás Natural

## 6.2. Determinação do Perfil dos Cames de Admissão e Escape

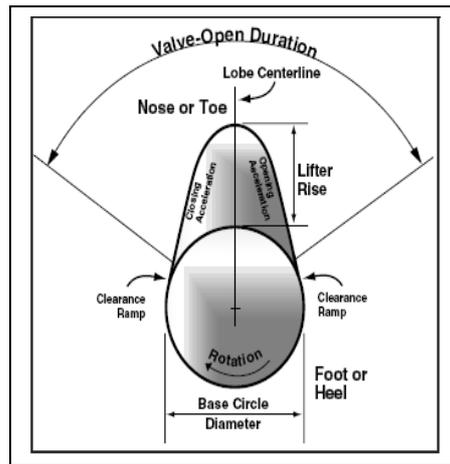


Figura 23 – O perfil do came.

Fonte: Manual Dynosim [16].

Com o diagrama de válvulas calculado, deve-se então determinar o perfil para os cames de admissão e escape, afim que o eixo comando acione as válvulas no tempo estipulado.

O cilindro de um motor quatro tempos admite apenas uma vez a cada duas voltas do eixo virabrequim. Por sua vez, o eixo comando aciona a válvula de admissão uma vez a cada 360°. Devido a essa diferença, em um motor quatro tempos, a relação entre eixo virabrequim e eixo comando de válvulas é sempre 2:1. Ou seja, a cada duas rotações do motor, o eixo comando gira uma vez.

Com essa relação em mãos, significa que, o tempo de válvula calculado para o virabrequim é equivalente a metade no perfil do came. Logo:

- Tempo de válvula de admissão: 123° 30'
- Posicionamento da linha de centro do came no virabrequim (em relação ao PMS):  
 $\theta_1 = 123,5^\circ - 27^\circ = 96^\circ 30'$  (figura)
- Tempo de válvula de escape: 123° 30'
- Posicionamento da linha de centro do came no virabrequim (em relação ao PMS):  
 $\theta_2 = 27^\circ - 123,5^\circ = -96^\circ 30'$  (figura)
- Cruzamento de válvulas (*overlap*): 27°

A altura do came (*Lifter Rise*, figura 23) deve ser proporcional à medida de abertura máxima das válvulas originais do motor: admissão (14,6mm) e escape (15,1mm). Como o eixo comando do motor Scania DSI 11 tem seu acionamento por tucho mecânico, essa relação é definida pelas medidas do balancim.

Todavia, como a medida de abertura das válvulas não deve ser alterada na otolização, esses valores são os mesmo dos originais:

- Altura do came de admissão: 8,4 mm
- Altura do came de escape: 8,7 mm

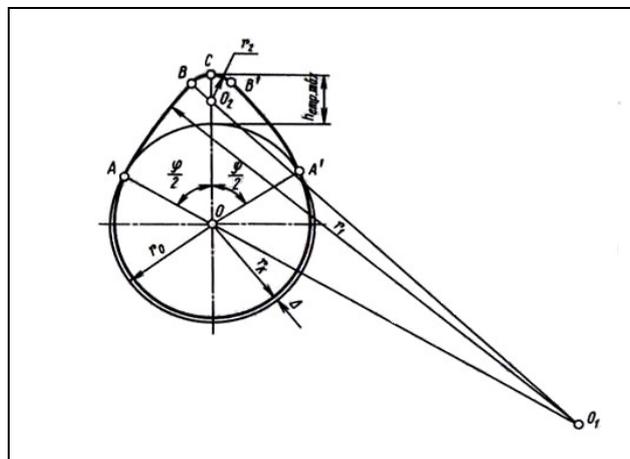


Figura 24 – Geometria do perfil do came.

Fonte: Vsórov.

Na figura 24 é possível notar a geometria do perfil do came para o eixo comando de válvulas, e suas principais medidas, onde:

$h_{emp,max}$  – altura máxima do came ( 8,7mm para o escape e 8,4mm para admissão).

$\varphi$  - ângulo referente ao tempo de abertura da válvula ( $123^{\circ}30'$  para ambas as válvulas).

$r_0$  – raio base do came (24,1mm).

$r_1$  – raio da rampa de aceleração da abertura e fechamento das válvulas.

$r_2$  – raio da ponta do came.

Para o motor DSI 11 otolizado, já são determinados os parâmetros  $h_{emp,max}$  e  $r_0$  que correspondem aos mesmo valores originais do motor. O ângulo  $\varphi$  provém do diagrama de válvulas calculado anteriormente. Os valores restantes a se determinar são os raios  $r_1$  e  $r_2$ .

O raio  $r_1$  é o raio da rampa de aceleração de abertura e fechamento das válvulas. É esse raio que determina com que rapidez a válvula é aberta ou fechada. No motor original, ciclo diesel, essa aceleração é elevada devido ao fato do motor admitir somente ar. Ou seja, enquanto a válvula de admissão se abre rapidamente, a de escape também se fecha rapidamente. Essa característica, aliada ao grande cruzamento de válvulas, permite que esses motores tenham bom rendimento volumétrico.

No motor ciclo Otto os raios de rampa de aceleração são menores, já que esses motores devem ter cruzamento de válvulas menor, e, portanto, devem permanecer menos tempo com ambas as válvulas abertas. Com as válvulas se abrindo e se fechando mais lentamente, uma menor quantidade de mistura ar/combustível pode ser desperdiçada pelo escapamento.

Para o motor DSI 11 otolizado é necessário utilizar um raio  $r_1$  comum aos motores ciclo Otto tradicionais. Para isso, utiliza-se como base o perfil do came do motor GM Brasil (que equipa o automóvel Opala 6 cilindros).

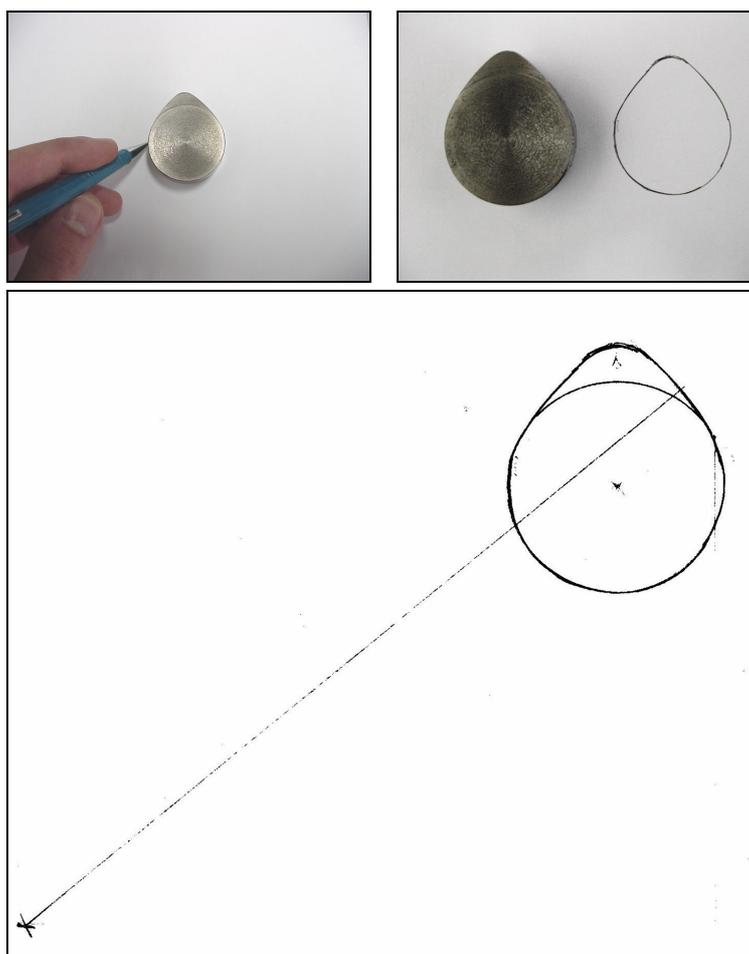


Figura 25 – Medição do raio de aceleração do came.

Conforme mostrado na figura 25, é utilizado um came seccionado do motor GM Brasil, para ter traçado seu perfil num papel. Com esse perfil obtido, mensura-se então o raio  $r_1$  do came: 141,5 mm. Fazendo uma proporção em relação ao diâmetro do eixo, obtém-se o valor de  $r_1$  a ser aplicado, conforme a equação 7:

$$\frac{r_{1,GM}}{D_{GM}} = \frac{r_{1,DSI11}}{D_{DSI11}} \quad (7)$$

Onde:  $r_{1,GM}$  – raio de aceleração do came do eixo comando do motor GM=141,5mm.

$D_{GM}$  – diâmetro do eixo comando do motor GM = 36 mm.

$r_{1,DSI11}$  – raio de aceleração do came para o eixo comando do motor DSI 11.

$D_{DSI11}$  – diâmetro do eixo comando do motor DSI 11 = 48,2 mm

Da equação acima, temos  $r_{1,DSI11} = 189,5$  mm. Utiliza-se então esse valor para os cames de admissão e escape do motor DSI 11 otolizado, que é mais adequado para trabalhar no funcionamento com o gás natural, do que os valores originais.

Para obtenção do raio da ponta do came é utilizada a mesma regra de três, aplicando o raio  $r_2$  medido para o came do motor GM (6,5mm). Dessa relação se obtém, para o motor Scania,  $r_2 = 8,7$  mm.

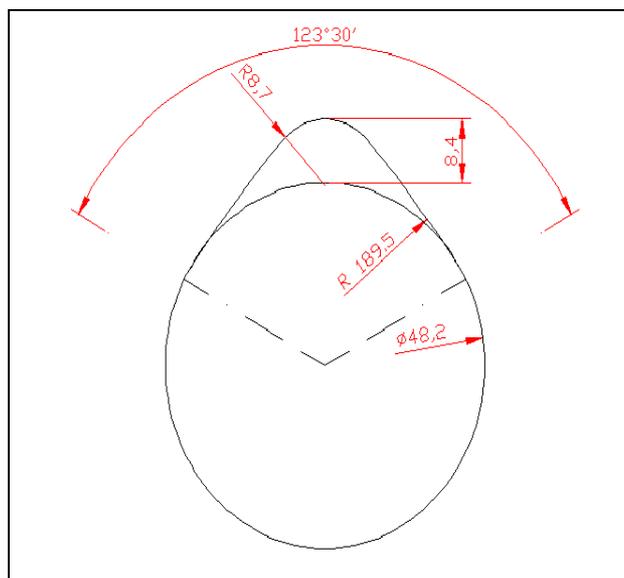


Figura 26 - Perfil do came de admissão para o DSI 11 Ottolizado [mm].

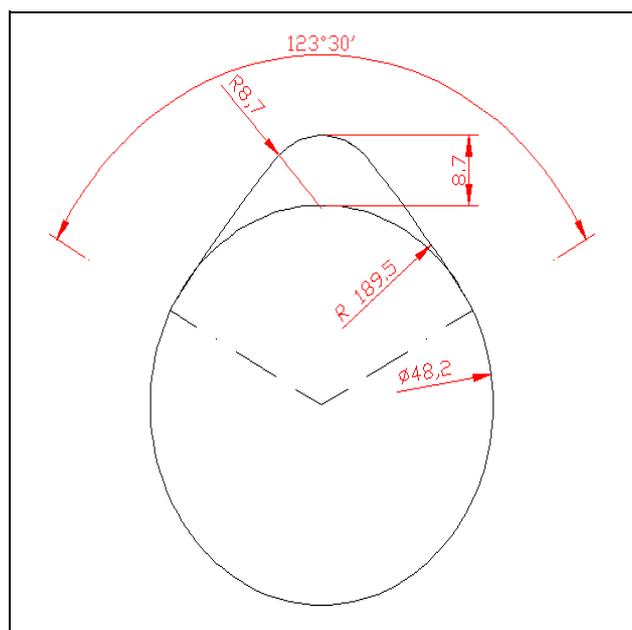


Figura 27 - Perfil do came de escape para o motor DSI 11 Ottolizado [mm].

### 6.3. Definição do Posicionamento dos Cames no Eixo Comando de Válvulas

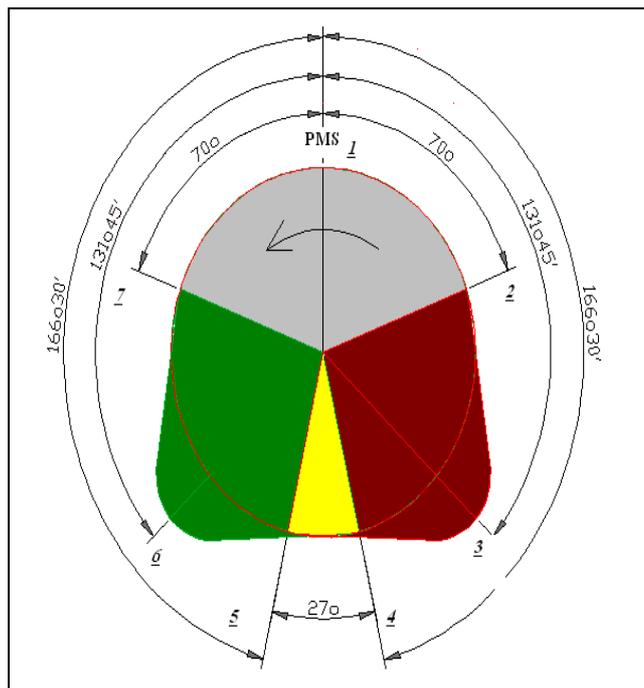


Figura 28 – Posicionamento dos cames de admissão e escape no eixo comando de válvulas.

Na figura 28 visualiza-se o posicionamento dos cames no eixo comando de válvulas. Em verde tem-se o came de admissão, em vermelho o came de escape, e em amarelo a intersecção dos dois cames, correspondendo ao cruzamento de válvulas.

De acordo com a configuração das engrenagens do motor Scania DSI 11, o eixo comando gira no sentido anti-horário, mesmo sentido do eixo virabrequim. Na lista abaixo está descrita uma volta completa do eixo comando, de acordo com a numeração da figura, representando um ciclo completo do motor (correspondentes a duas voltas do virabrequim):

- 1- Combustão: ponto do eixo comando correspondente ao pistão no ponto morto superior (PMS), na fase de combustão. Nessa fase as válvulas encontram-se fechadas.
- 2- Início da exaustão: após rotacionar  $70^\circ$ , correspondentes a  $140^\circ$  no eixo virabrequim (tempo de válvula de  $40^\circ$  antes do PMI), o came de escape inicia a abertura da válvula, liberando a saída dos gases.
- 3- Pico de exaustão: após rotacionar  $131^\circ 45'$ , o came de escape encontra-se na posição vertical, acionando o tucho mecânico em sua amplitude máxima.
- 4- Início da admissão: após girar  $166^\circ 30'$ , correspondentes a  $333^\circ$  do eixo virabrequim (tempo de válvula de  $27^\circ$  antes do PMS), o came de admissão inicia a abertura da válvula, liberando a entrada de mistura ar-combustível. Como a válvula de escape se mantém em fase de fechamento, nesse ponto se inicia o cruzamento de válvulas.
- 5- Fim da exaustão: rotacionando mais  $27^\circ$  no sentido anti-horário, termina a passagem do came de escape no acionamento do tucho mecânico, fechando por completo a válvula e encerrando a fase de escapamento. Encerra-se também o cruzamento de válvulas.
- 6- Pico de admissão: após girar mais  $34^\circ 45'$  em relação ao ponto anterior, o came de admissão encontra-se na posição vertical, acionando o tucho mecânico em sua amplitude máxima.
- 7- Fim da admissão. Após rotacionar até o ponto onde o PMS encontra-se a  $70^\circ$  de sua posição inicial, termina a passagem do came de admissão no acionamento do tucho, fechando por completo a válvula e finalizando a fase de admissão.

Os cames referentes aos outros cilindros devem estar deslocados a  $60^\circ$  no sentido horário em relação aos cames do primeiro cilindro, de acordo com a seqüência de combustão do motor. Isso se deve ao fato das explosões ocorrerem num intervalo de  $120^\circ$  do eixo virabrequim, para motores de 6 cilindros.

Com essas medidas especificadas, tem-se toda a configuração do eixo comando de válvulas a ser fabricado para o motor Scania DSI 11 a gás natural. Logicamente, todas as outras medidas do eixo não descritas acima, devem ser as mesmas do eixo original do motor.

### 6.4. Fabricação do Eixo Comando

Para a fabricação do novo eixo comando utiliza-se como base o eixo original do motor DSI 11, visto que o custo para a fabricação de um eixo inteiramente novo torna-se proibitivo para um projeto específico como a conversão de um motor.

Assim, os novos cames são produzidos no eixo original através de soldagem TIG (solda por eletrodo de tungstênio) de alta dureza e resistência, que dispensa inclusive o tratamento térmico do eixo após o processo.

Após a soldagem, o eixo passa por um processo de retificação, onde a massa metálica referente ao came original é retirada, produzindo o perfil projetado anteriormente. Na figura 29 notamos, em imagem feita do eixo comando após o processo de soldagem e retífica, o perfil do came antigo (1) e o came novo (2).

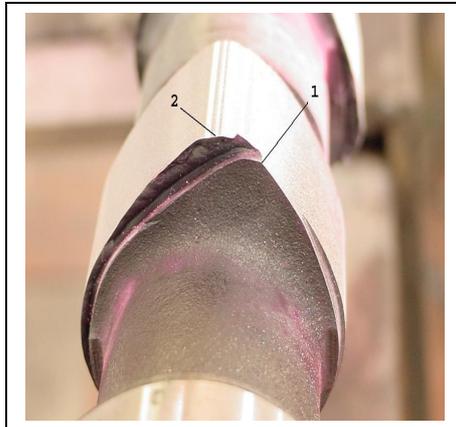


Figura 29 – O perfil do came original (1) e o novo came (2).

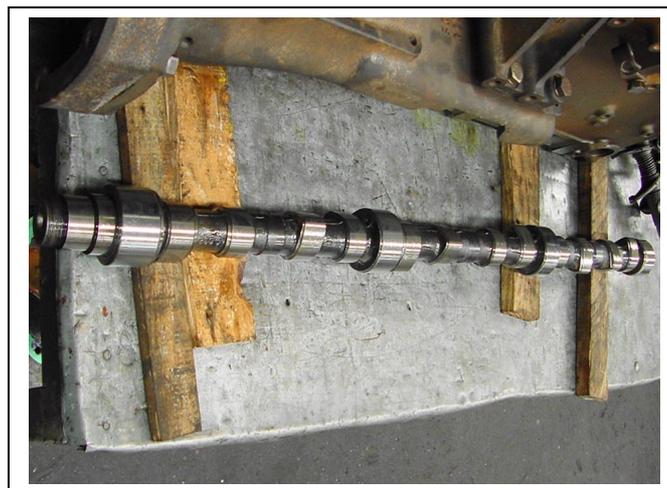


Figura 30 – O novo eixo comando de válvulas para o motor Scania

## 7. Sistema de Ignição Elétrica

Num motor de combustão interna, para que a mistura ar/combustível se inflame no interior do cilindro, produzindo assim a força mecânica que o movimenta, é preciso um ponto de partida. Nos motores diesel esse início da queima se dá pela injeção do combustível no ar comprimido no interior da câmara, o que o caracteriza como motor de ignição por compressão (ICO).

No motor ciclo Otto o início da queima se dá por uma faísca provocada pela vela de ignição, caracterizando-o como motor de ignição por centelha elétrica (ICE). Portanto, a parte fundamental do projeto de ottolização é a adaptação do sistema de ignição elétrica em substituição ao sistema de injeção de diesel na câmara de combustão do motor Scania DSI 11.

### 7.1. Funcionamento do Sistema de Ignição Elétrica.

A finalidade do sistema de ignição é gerar uma centelha nas velas, para que o combustível seja inflamado. Os sistemas de ignição utilizam diversos componentes que vêm passando por alterações no decorrer dos tempos.

A bateria, neste sistema, é a fonte primária de energia, fornecendo uma tensão de 12, 24 ou 36 volts. Essa tensão, por ser muito baixa, não pode produzir faíscas. Para que ocorra uma centelha é preciso que a eletricidade rompa a rigidez dielétrica do ar. O ar, em condições normais é um isolante, mas se a tensão elétrica gerada for muito elevada, essa característica isolante é vencida e uma centelha é produzida.

Para o ar seco, em condições normais, a rigidez dielétrica é da ordem de 10.000 volts por centímetros. Para o caso das velas de ignição convencionais (automotivas), uma faísca com menos de 0,5 cm é suficiente para inflamar a mistura, de modo que uma tensão da ordem de 4.000 volts é suficiente.

Para elevar a tensão da bateria são necessários dois componentes básicos: o controlador de ignição e a bobina.

A bobina de ignição é na realidade um transformador que possui enrolamentos de fios de cobre num núcleo de ferro. Ela possui como função elevar os 12 volts da bateria para uma tensão de até 20.000 volts, que são transmitidos para as velas.

O módulo de ignição, por sua vez, é responsável por transmitir a corrente elétrica para as bobinas, no tempo em que é solicitada, pelo ponto de ignição do motor em cada um dos cilindros.

O elo final da cadeia é formado por um conjunto de velas. Como já vimos, a finalidade das velas é produzir as faíscas que inflamam a mistura de ar com combustível no interior dos cilindros.

## 7.2. O Sistema de Ignição do Scania DSI 11 Ottolizado

Para especificação do sistema de ignição do projeto de ottolização contamos com o apoio da Woodward, empresa especializada no fornecimento de equipamentos para motores de grande porte.

O sistema completo de ignição conta com os seguintes equipamentos a serem fornecidos pela Woodward:

- Controlador de ignição IC-100
- Sensor de fase
- Disco de fase
- 6 bobinas
- Cabos de alta e baixa tensão para as bobinas

## 7.3. Controlador de Ignição IC-100

O controlador de ignição IC-100 da Woodward é um equipamento dotado de um microprocessador que é responsável pela distribuição da corrente elétrica para cada uma das bobinas do motor, no momento exato em que são programadas, de acordo com o ponto de ignição determinado para o motor. O sistema é capaz de suprir motores de 1 a 8 cilindros.

Com esse equipamento é possível programar o ponto de ignição desejado, até 38° antes do ponto morto superior. Permite também estabelecer diferentes curvas de avanço de acordo com a rotação do motor, sendo totalmente configurável por computador, através de porta serial, ou mecanicamente por chave seletora.

O controlador capta o sinal elétrico de um sensor de fase magnético (*pick-up*) ligado a um disco de fase (roda com 7 furos) conectado à engrenagem do eixo comando ou do eixo virabrequim. Com a passagem dos furos pelo sensor, o controlador calcula o momento exato para transmitir a corrente para a bobina correta, que, conectada à saída do controlador, transformará a corrente de baixa para alta tensão, para gerar a centelha no eletrodo da vela de ignição.

### 7.3.1. Disco de Fase

Para funcionamento do controlador de ignição é fundamental a fabricação e instalação de um disco de fase conectado ao motor. Esse disco deve ter diâmetro mínimo de 100 mm, e deve ser furado em 7 posições determinadas (o número de furos deve ser sempre uma unidade a mais que o número de cilindros), de acordo com a recomendação da Woodward.

A função do disco é produzir um sinal elétrico, a ser enviado para o controlador, por meio de um sensor magnético, que, quando da passagem do furo, provoca alteração no campo magnético do mesmo.

O disco pode ser instalado de duas maneiras:

- No virabrequim: é o local adequado para motores que requerem uma ignição por cilindro para cada rotação do motor, como os motores dois tempos.
- No eixo comando de válvulas: é o local adequado para motores que requerem uma ignição por cilindro a cada duas rotações do motor, como os motores quatro tempos.

Essa diferença de configuração se deve basicamente a relação de 2:1 entre as rotações do eixo virabrequim e do eixo comando de válvulas. No Scania DSI 11, o disco de fase deve ser instalado na engrenagem do eixo comando.

#### 7.4. Ponto de Ignição

Com o sistema de ignição especificado para o Scania DSI 11 otolizado, torna-se necessário avaliar qual é o ponto de ignição ideal, a ser ajustado no controlador de ignição, para o funcionamento do motor.

O ponto de ignição nada mais é que o momento no qual ocorre a centelha na vela, provocando o início da combustão. O ponto é especificado em graus medidos antes ou após o ponto morto superior do pistão.

De um modo geral, o ponto ideal deve considerar a velocidade de queima da mistura ar/combustível, e a rotação do motor, de modo que a frente de chama atinja a cabeça do pistão no momento em que o mesmo se encontra no ponto morto superior. Esse ponto corresponde ao de máximo torque do motor (*MTB-maximum brake torque timing*). Esse ponto também é o de maior potência e o de menor consumo específico de combustível. Todavia, o mesmo só pode ser medido com precisão em testes com dinamômetro.

Na teoria, motores a gás natural, por terem uma mistura ar/combustível mais pobre que os motores a gasolina (mais ar na mistura), por exemplo, requerem um maior avanço no ponto de ignição. Na figura 31, notamos a relação entre a mistura ar/combustível e ponto de ignição ideal, e como o avanço aumenta para misturas mais pobres ( $\lambda > 1$ ), para diferentes valores de corrente elétrica.

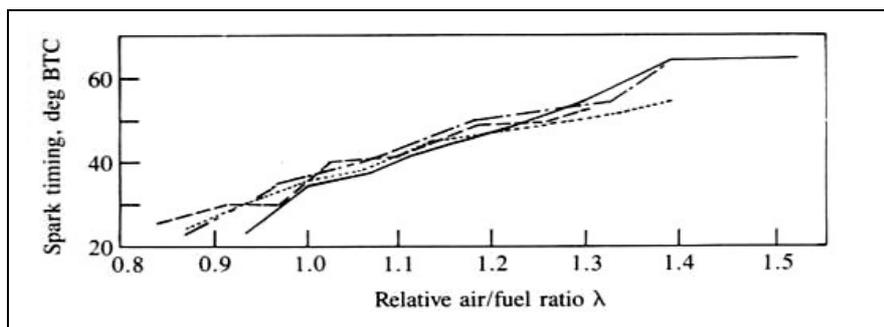


Figura 31 – Relação entre o ponto de ignição e a mistura ar/combustível para motores Otto.

Fonte: Heywood.

#### 7.5. Preparação do Cabeçote

Para um projeto de otolização torna-se primordial a adaptação da vela de ignição no cabeçote do motor. A vela deve ser instalada no cabeçote do motor, na posição ocupada originalmente pelo bico injetor. Por ser estruturalmente conveniente, sendo necessário basicamente a usinagem de alojamento e rosca para abrigar a vela, e por manter as características de combustão semelhantes, visto que a frente de chama se originará do mesmo ponto na câmara.

Na figura 32 observa-se o corte transversal do cabeçote do motor Scania DSII1. Em vermelho, no centro, está o alojamento original do bico injetor que abrigará a vela de ignição conforme indicado. E em azul estão os canais de refrigeração do cabeçote.

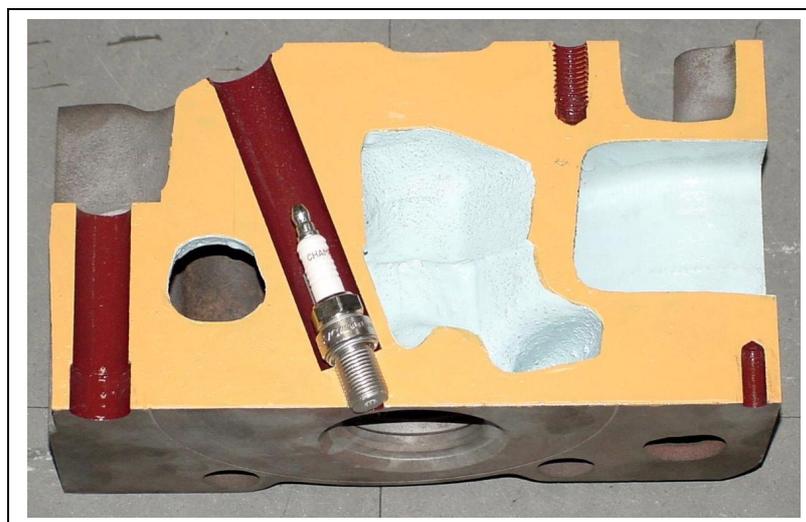


Figura 32 – Corte transversal do cabeçote do motor Scania DS 11.

O trabalho a ser feito para preparação do cabeçote consiste em duas operações de usinagem. A primeira trata-se da abertura do alojamento do bico injetor para que o mesmo seja capaz de abrigar a vela, e também um soquete sextavado, para colocação e retirada da mesma. A segunda consiste na abertura da rosca da vela no compartimento mais estreito do alojamento.

Analisando as medidas do alojamento, torna-se necessário retirar a menor quantidade de metal possível, visto que a parede para o canal de refrigeração é estreita. A usinagem de um diâmetro muito grande acarretaria no estreitamento excessivo da parede do alojamento, baixando a resistência do cabeçote e possibilitando o aparecimento de trincas no mesmo. Para não alterar de maneira indevida a estrutura do cabeçote, é necessário encontrar no mercado uma vela de tamanho reduzido para o motor.

Na figura 33 pode-se notar as medidas do alojamento, que apresenta 10 mm diâmetro na sua base e 21 mm de diâmetro na parte superior. Essas medidas são de suma importância pois determinarão o diâmetro da rosca e a medida do sextavado para a vela que equipará o motor. O cabeçote apresenta 5 mm de espessura de parede entre o alojamento do bico e o canal de refrigeração. Essa medida será o fator limitante na usinagem, pois a mesma não pode sofrer grandes alterações.

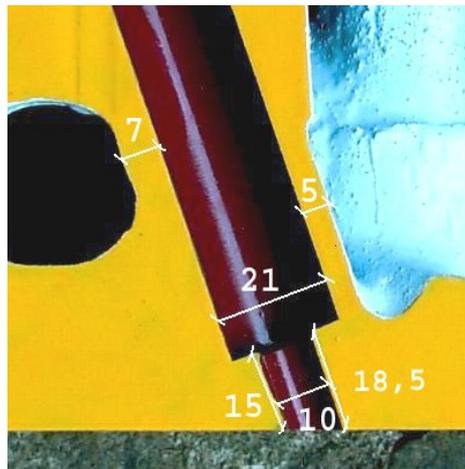


Figura 33 – Medidas do alojamento do bico injetor original [mm].

Segundo a tabela da figura 34, da fabricante NGK, existem velas com rosca de 12 mm, ideal para o furo de 10 mm original do bico injetor, visto que não necessitaria a abertura de um furo maior para abrigar a vela.

	Diâmetro da rosca	Medida do Hexágono
A	18mm	25.4mm
B	14mm	20.8mm
C	10mm	16.0mm
D	12mm	18.0mm
E	8mm	13.0mm
G	PF 1/2	23.8mm
J	12mm	18.0mm
AB	18mm	20.8mm
BC	14mm	16.0mm
BK	14mm	16.0mm
DC	12mm	16.0mm

	Comprimento da Rosca
E	19.0mm
H	12.7mm
L	11.2mm
EH	Medida da rosca Total: 19.0mm Rosca: 12.7mm
F	Tipo assento cônico Tipo A-F 10.5mm Tipo B-F 11.2mm Tipo B-Ef 17.5mm

Figura 34 – Tabela de especificação das medidas principais das velas de ignição

Fonte: NKG.

Analisando a medida da maior espessura da base do alojamento, de 18,5 mm define-se o comprimento da rosca da vela de 19 mm. Com essa medida, a vela ficará com a sua parte inferior contida na câmara de combustão: 0,5 mm do lado direito e 4 mm do lado esquerdo. Essa configuração é preferível em relação ao comprimento da rosca de 12,7 mm, porque, a utilização dessa segunda medida de vela ocasionaria o início da queima da mistura praticamente no interior do alojamento do bico injetor, podendo ocasionar trincas e perda de resistência na face do cabeçote.

Para a parte superior do alojamento, que possui 21 mm de diâmetro, o dado a ser considerado é a medida do hexágono da vela a ser aplicada no motor. Além de abrigar o sextavado essa área do cabeçote deve apresentar folga suficiente para a entrada de um soquete, para instalação e desmontagem da vela de ignição. Nesse caso, a menor medida possível é desejada para o hexágono da vela, o que demandaria uma menor retirada de material do alojamento, ou até mesmo, dependendo da medida do soquete, dispensaria a usinagem do alojamento, preservando a resistência da parede do mesmo.

Para uma rosca de 12 mm, nota-se na tabela que a menor medida de sextavado é de 16 mm, na especificação DC para velas NGK, definindo assim a medida da vela a ser aplicada.

Após consulta ao catálogo de ferramentas da fabricante Gedore, foi encontrada a medida do menor soquete para sextavado de 16 mm. Trata-se de um soquete estriado longo, cujo diâmetro externo é de 22,5 mm. Considerando mais uma folga de 0,5 mm para a movimentação do soquete no alojamento, temos um diâmetro total de 23 mm.

Para preservar a resistência do cabeçote optou-se então pela usinagem do soquete. Com isso, é possível adaptá-lo para o trabalho na medida original do alojamento, de 21 mm. O soquete sofre então torneamento de 22,5 mm para 20,5 mm, mantendo a medida original do alojamento do bico injetor no cabeçote.

Essa medida, além de manter a resistência do cabeçote, torna a operação mais simples, pois apenas um soquete para vela de ignição é usinado em substituição à usinagem dos seis alojamentos de bico injetor do motor.

Com base nesses cálculos, são definidas as alterações a serem feitas para preparação do cabeçote na adaptação do sistema de ignição elétrica:

-Adoção da vela de ignição com especificação DC (NGK) para equipar o motor, ou outra similar com 12 mm de rosca e 16 mm de sextavado. O comprimento da rosca deve ser de 19 mm.

-Adoção de soquete estriado longo de sextavado 16 mm, da marca Gedore, com 22,5 mm de diâmetro externo, ou outro similar de menor medida.

-Abertura de rosca de 12 mm em toda a extensão da base dos alojamentos dos bicos injetores (diâmetro original de 10 mm).

-Torneamento do soquete para 20,5 mm de diâmetro.

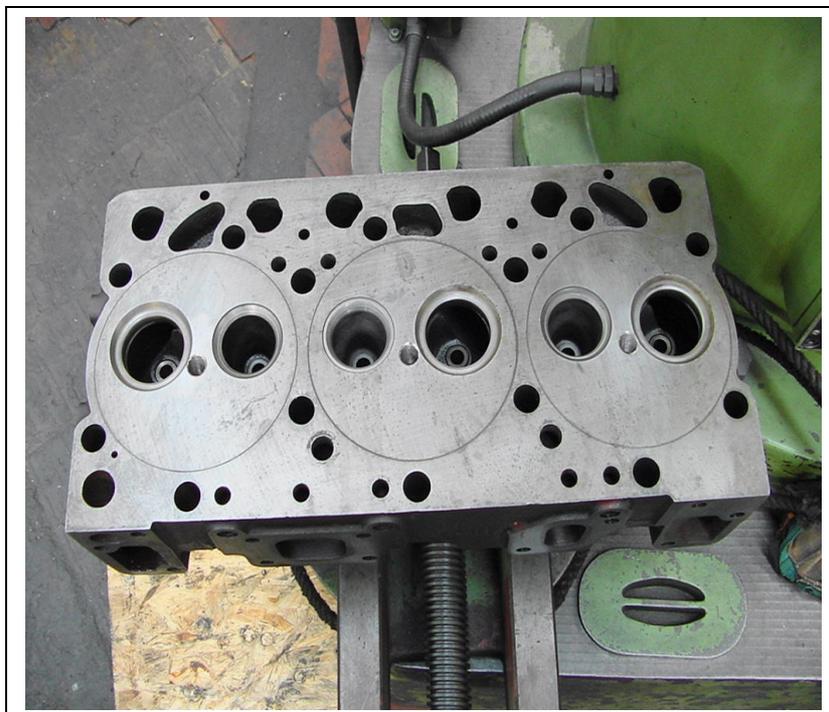


Figura 35 – Cabeçote do motor Scania DSI 11 com roscas usinadas.

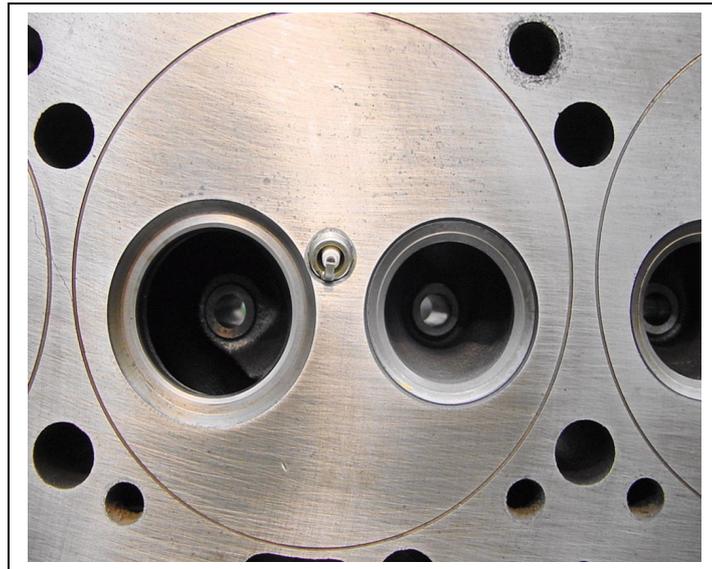


Figura 36 – Vela de ignição instalada no cabeçote.

## 7.6. Vela de Ignição

A vela tem tradicionalmente duas funções num motor Otto: provocar ignição da mistura e remover calor da câmara de combustão. A temperatura da vela tem que ser fria o suficiente para prevenir a pré-ignição e quente o bastante para prevenir o acúmulo de depósitos na mesma, o que provocariam falhas. A essa característica de remover calor da câmara denominamos de grau térmico, que é determinado pelo comprimento do isolante de cerâmica central e sua habilidade de absorver e transmitir calor. Portanto, uma vela fria tem um isolador mais curto e absorve mais calor da câmara. Esse calor é dissipado mais rapidamente, permitindo que a vela trabalhe a uma temperatura mais baixa.

Para o motor a gás natural, é desejável a utilização de uma vela fria. Por ser um combustível de maior poder calorífico que o Diesel, o gás natural libera mais calor em sua combustão. Essa característica, aliada a alta compressão do motor, torna a câmara de combustão mais quente. Com isso, a vela deve dissipar o calor o mais rapidamente possível para que não ocorra o surgimento de pontos quentes no eletrodo, o que causaria pré-ignição da mistura.

Todavia, como o aporte de calor no motor convertido a gás não pode ser avaliado teoricamente, o grau térmico ideal para a vela de ignição do motor Scania DSI 11 otolizado deve ser determinado através de testes de funcionamento em dinamômetro.

## 8. O Sistema de Alimentação

O sistema de alimentação é aquele na qual ocorre o maior número de modificações numa conversão dedicada. Na otolização, o motor passa a funcionar exclusivamente com gás natural, dispensando por completo o uso de óleo diesel. Com isso, abdica-se de todas as peças do circuito de alimentação original do motor, tais como bomba injetora, filtro de óleo, bicos injetores e etc.

Em substituição a esse circuito se utilizará o sistema de alimentação do gás natural no motor. Esse novo sistema apresenta muitas diferenças em relação ao original, primeiramente por trabalhar com um combustível no estado gasoso, e também pelo fato de, ao invés de ser injetado diretamente na câmara de combustão, como o óleo diesel, esse combustível passará a formar mistura com o ar no coletor de admissão, característica dos motores ciclo Otto.

### 8.1. O Misturador

O misturador é o dispositivo mais tradicional de alimentação a gás natural, e equipa atualmente a maioria dos automóveis convertidos a gás natural. Trata-se de um venturi para passagem do ar, que possui furos distribuídos por seu diâmetro, por onde o gás é injetado. Alguns modelos também possuem barras cruzadas no venturi (figura 37), com furos, para que uma melhor mistura com o ar seja formada. A entrada do gás pode ser controlada através de um motor de passo, uma válvula borboleta controlada eletronicamente, ou através de um parafuso ajustado mecanicamente para motores estacionários. Os misturadores são especialmente dimensionados para cada modelo de motor.



Figura 37 – Misturador de gás natural.

Fonte: Woodward.

## 8.2. Sistemas de Alta e Baixa Pressão

Existem dois tipos básicos de sistemas de alimentação a gás natural: os de alta pressão e os de baixa pressão.

### 8.2.1 - Sistema de Alta de Pressão (Veicular)

Os sistemas de alta pressão são aqueles adotados em motores veiculares, que necessitam da estocagem do gás natural em cilindros de alta pressão.

O gás natural tem uma densidade energética mais baixa que os combustíveis líquidos, ou seja, para uma mesma quantidade de energia, o gás ocupa um volume maior a pressão ambiente. Esse fator traz complicações quando o mesmo deve ser armazenado em tanques, o que torna necessário a sua compressão em cilindros de alta pressão (200 bar).

O circuito de alimentação precisa então reduzir toda essa pressão elevada do gás contido no cilindro, para que o mesmo seja misturado ao ar a baixas pressões (menores que a atmosférica). Desse modo, o sistema deve ter três válvulas redutoras de pressão do gás:

- 1º estágio: redução de pressão do gás natural de 200 bar para 7 bar.
- 2º estágio: redução de pressão do gás natural de 7 bar para 3 bar.
- 3º estágio: redução de pressão do gás natural de 3 bar para valores próximos a zero.

No primeiro estágio, a grande redução de pressão provoca uma queda brusca na temperatura do gás, ocasionando risco de formação de gelo. Assim, torna-se necessário uma circulação de água quente, proveniente do circuito de refrigeração do motor pelo redutor de pressão, o que evita a cristalização de água.

No terceiro estágio, o gás tem sua pressão reduzida a valores abaixo da pressão atmosférica, sendo esse admitido pelo coletor devido à depressão formada pelo deslocamento dos pistões, quando a válvula de admissão se encontra aberta.

Na saída do cilindro de alta pressão, há uma válvula de abastecimento, que recebe o gás natural comprimido para estocagem.

A autonomia do sistema depende basicamente do motor a ser alimentado e da quantidade de cilindros que armazenarão o gás natural. Todavia, esse sistema não é indicado para motores estacionários, pois o mesmo demandaria a adoção de grande quantidade de cilindros, além de necessitar ser abastecido constantemente.

### 8.2.2 - Sistema de Baixa Pressão (Estacionário)

O sistema de baixa pressão é o mais apropriado para alimentação de motores estacionários. Nele, o motor passa a ser alimentado pelo gás natural canalizado, fornecido pela companhia distribuidora de gás.

Devido à baixa pressão do gás canalizado, já que o mesmo não necessita ser comprimido, esse sistema dispensa grande parte das peças adotadas no sistema de alta pressão, como cilindros de alta pressão, válvulas de abastecimento e válvulas redutoras de alta pressão, o que torna esse sistema mais barato.

Outro detalhe interessante desse sistema está na ausência abastecimento periódico de combustível. Ao contrário dos motores estacionários a diesel, ou a gás natural comprimido, o motor alimentado a gás canalizado dispensa toda a logística necessária para o suprimento periódico de combustível, o que o torna extremamente interessante para a geração de energia.

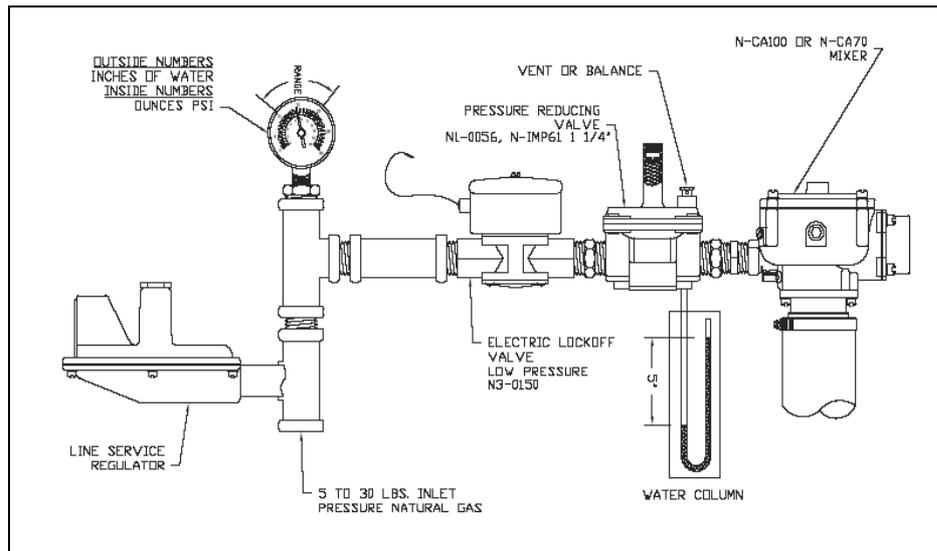


Figura 38 – Linha de alimentação para gás natural canalizado (baixa pressão).

Fonte: Catálogo Woodward.

Conforme descrito na figura 38, a linha de alimentação é conectada em sua extremidade ao duto de alimentação de gás natural, proveniente do sistema instalado pela companhia fornecedora de gás. Após essa conexão, instala-se um manômetro para controle da pressão de entrada do combustível.

O gás é então dirigido a uma válvula de desligamento (*lockoff*) que fecha o abastecimento de gás em caso de parada do motor. Após essa válvula encontra-se o redutor de baixa pressão, que reduz a pressão inicial do gás, que varia de acordo com as condições de fornecimento estabelecidas pela companhia fornecedora de gás natural. Essa pressão pode ter valores de 0,3 a 2 bar, e é reduzida para 0,012 bar (5" de coluna d'água).

Com isso, o misturador é alimentado com gás à pressão baixa. A mistura ar/combustível é formada então no venturi pela depressão no coletor de admissão, formada pelo deslocamento dos pistões no motor e pela sucção da turbina.

Por ser o sistema mais vantajoso na aplicação em motores estacionários, é a opção adotada na alimentação do Scania DSI 11 otolizado.

### 8.3. Sistema de Controle de Velocidade

A aceleração num motor ciclo diesel é controlada basicamente pela injeção de óleo, através da bomba injetora. Quanto maior for a carga, maior quantidade de combustível é injetada na câmara de combustão.

Nos motores ciclo Otto, a aceleração é controlada pela quantidade de mistura ar/combustível admitida pelos cilindros, através do corpo de borboleta do acelerador. Esse dispositivo nada mais é do que uma válvula ligada a um venturi, que abre e fecha de acordo com as necessidades do motor, controlando a entrada de mistura.

Em cargas elevadas, a borboleta encontra-se na posição horizontal, permitindo a passagem da vazão máxima de mistura. Já em baixas velocidades, a borboleta restringe a passagem, permitindo a admissão de pequena quantidade de mistura ar/combustível.

Com isso, se torna necessário a adoção de uma válvula borboleta para controle de velocidade, ligada a um atuador eletrônico, no circuito de alimentação do motor Scania DSI 11 otolizado, após o misturador de gás natural.

#### 8.3.1. Controlador Digital de Velocidade

Para o controle da válvula borboleta, o motor a gás natural contará com um sistema digital SG2D, da fabricante Woodward. Esse equipamento conta com um módulo eletrônico conectado a um atuador elétrico ligado ao corpo de borboleta. O módulo colhe informações recebidas através de um sensor *pick-up* magnético (indutivo) ligado ao eixo virabrequim para medição da velocidade do motor. Com base nessa informação, o módulo ajusta o posicionamento da borboleta para obtenção da velocidade desejada.

O módulo possui display digital e botões frontais para regulagem da velocidade de trabalho do motor, e configuração de rampas de aceleração, ajuste de proteção de sobre-velocidade e limite máximo de combustível.

O ajuste da velocidade também pode ser feito via PC, conectado por cabo serial ao módulo de controle de velocidade.

#### 8.4. Sistema de Controle de Mistura Ar/Combustível

O controle eletrônico da mistura ar/combustível utiliza uma válvula borboleta ligada a um atuador, semelhante àquela do controlador de velocidade, na linha de alimentação do gás, controlada por um módulo eletrônico (figura 39).

O módulo é conectado à sonda lambda e recebe desta os sinais elétricos indicativos dos teores de oxigênio da mistura. Com base nesses sinais, o módulo automaticamente executa a abertura ou o fechamento da válvula borboleta, até que o sinal recebido da sonda lambda seja referente à mistura estequiométrica. Esse sistema é semelhante ao controle de mistura dos motores veiculares equipados com injeção eletrônica de combustível. Sendo que, nesse caso, ao invés de bicos injetores, é uma válvula borboleta que controla a passagem do gás natural para o misturador que formará a mistura com o ar.

O corpo de borboleta é então dimensionado para, quando o motor estiver em rotação máxima e a válvula estiver totalmente aberta, a quantidade de gás natural liberada seja capaz de formar uma mistura estequiométrica com o ar à vazão máxima.

Esse sistema é comumente chamado de controle de circuito fechado (*close loop*), pois a mistura é controlada sem interferência externa. O fato de o ajuste ser realizado automaticamente, no ponto estequiométrico, se reflete em grande economia de combustível, além de ser o sistema ideal para futura instalação de catalisador de três vias no sistema de escape, conforme visto no capítulo 4. O conjunto desse sistema com o catalisador possibilita o melhor tipo de conversão para monóxido de carbono e óxidos de nitrogênio.



Figura 39 – Atuador eletrônico ligado a um corpo de borboleta para controle de mistura.

Fonte: Catálogo Woodward [14].

#### 8.5. Dimensionamento do Sistema de Alimentação

O dimensionamento do sistema de alimentação do Scania DSI 11 a gás natural foi realizado com o apoio da Woodward, empresa especializada na produção de kits de alimentação de gás natural para motores de grande porte.

Como ponto de partida para o dimensionamento e especificação das peças, deve-se calcular a vazão de mistura ar/combustível necessária para alimentar o motor à rotação de trabalho.

Calcula-se a vazão em CFM (*cubic feet per minute*), para motores turbinados:

$$\text{CFM} = (\text{CID} \times \text{RPM}) \times \text{P}_{\text{adm}}/\text{P}_{\text{atm}} \times 1 / 1728 / 2$$

$$\text{CFM} = \frac{(672,5 \times 1800) \times 1,7}{1728 \times 2} = 595,4 \text{ ft}^3/\text{min} = 16,8 \text{ m}^3/\text{min}$$

Onde:

CFM – Fluxo de mistura ar/combustível admitida [ $\text{ft}^3/\text{min}$ ]

CID – Volume total do motor [ $\text{in}^3$ ] = 672,5  $\text{in}^3$

RPM – regime de trabalho em rotações por minuto = 1800 rpm.

$\text{P}_{\text{adm}}/\text{P}_{\text{atm}}$  – Razão entre as pressões de saída e entrada da turbina do motor. Onde a pressão do turbo é igual a 0,7 bar.

Na equação, temos que, a pressão de admissão é aquela medida no coletor, após a turbina. Ela equivale a soma das pressões atmosférica (1 bar) e a do turbo (0,7 bar). Essa razão de pressão é responsável pelo acréscimo de vazão de admissão nos motores turbinados.

No cálculo da vazão de mistura, o valor é dividido por dois para motores quatro tempos. Isso porque a admissão ocorre nos cilindros a cada duas voltas do eixo virabrequim. Assim, para a rotação de trabalho (1800 rpm), ocorrem 900 admissões por minuto, para cada cilindro.

A vazão de 16,8 m<sup>3</sup>/min equivale à quantidade máxima de mistura ar/combustível admitida para a rotação de trabalho do motor estacionário. Para obter a vazão do gás natural, que deve ser suprida pelo sistema de alimentação a essas condições, aplicamos a razão ar/combustível volumétrica estequiométrica para o combustível:

$$\frac{A/C_{vol}}{V_{GN}} = \frac{V_{ar}}{V_{GN}} = 9,5 \quad (8)$$

$$V'_{GN} = \frac{(CFM - V'_{GN})}{9,5} \quad (9)$$

$$V'_{GN} = \frac{CFM}{10,5} = 56,7 \text{ ft}^3/\text{min} = 1,6 \text{ m}^3/\text{min}$$

Onde:

$A/C_{vol}$  – Relação ar/combustível volumétrica estequiométrica do gás natural.

$V_{ar}$  – volume de ar.

$V_{GN}$  – volume de gás natural

$V'_{GN}$  – vazão de gás natural.

Assim, todo o circuito de alimentação de gás natural para o motor DSI 11 otolizado deve ser dimensionado para funcionar a vazão de 1,6 m<sup>3</sup>/min.

Esse valor equivale ao consumo máximo de gás natural do motor por minuto.

### 8.5.1. Misturador do Motor Scania

O misturador para alimentação do motor Scania DSI 11 é dimensionado com base nos seguintes dados:

- Vazão máxima de mistura ar/combustível: 16,8 m<sup>3</sup>/min
- Vazão máxima de gás natural: 1,6 m<sup>3</sup>/min
- Cilindrada do motor: 11,02 litros
- Potência estimada do motor: 231 kW
- Rotação de trabalho do motor: 1.800 rpm

Essas informações são então inseridas em um programa de computador, de propriedade da Woodward, que, baseado em cálculos matemáticos, nos dá como resultado a geometria do misturador ideal para alimentar o motor. São obtidos dados como: diâmetro do venturi, número de barras transversais misturadoras (podendo ter de zero a três barras), número e diâmetro dos furos de injeção de gás natural. Para o Scania DSI 11 otolizado, foram obtidas as seguintes dimensões:

- Diâmetro do venturi - 82 mm
- Número de barras transversais misturadoras - 2 barras cruzadas (cross) de 16 mm de espessura.
- Furos de injeção de gás natural – 36 furos de 2 mm de diâmetro.

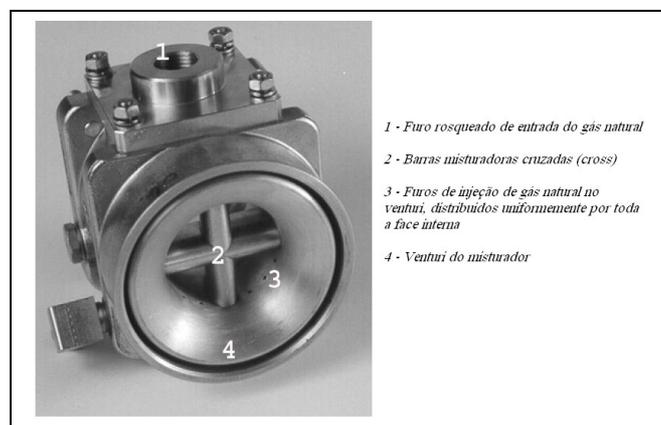


Figura 40 – Misturador Woodward com barras cruzadas (cross).

Na figura 40, temos um misturador de barras misturadoras cruzadas, com configuração semelhante ao especificado para o motor Scania. Os furos de injeção são dispostos diametralmente no corpo do misturador, e nas barras cruzadas, conforme dimensionamento do programa, para otimizar a formação da mistura ar/combustível. A entrada do gás natural se dá pelo furo rosqueado na parte superior do misturador.

### 8.5.2. Válvula Reguladora de Pressão Zero

A válvula reguladora é a responsável pela redução da pressão do gás natural proveniente da linha de abastecimento. Esse gás é fornecido pela companhia distribuidora a uma pressão de até 1 bar, podendo ser alterado esse valor, de acordo com as condições de fornecimento estabelecidas.

Todavia, o gás que alimenta o misturador deve estar a pressões baixas, bem próximas a zero, para que o sistema tenha capacidade de admitir o gás por sucção, já que o ar se encontra a pressão baixa, devido a depressão formada no coletor de admissão, quando a válvula de admissão do motor encontra-se aberta e o pistão está em curso descendente no cilindro ou pela sucção da turbina.

Assim, essa válvula redutora é chamada de ‘zero’ pois é destinada a reduzir, a valores mínimos, a pressão de entrada do gás. A pressão máxima de entrada na válvula é de 5 psig (0,340 bar).

Segundo dimensionamento em conjunto com a Woodward, para o sistema de alimentação do Scania DSI 11 a gás natural, tem-se:

- Modelo da válvula redutora: 210D

- Diâmetro do tubo do circuito do gás: 1”

Para cálculo da pressão de saída da válvula, correspondente àquela na qual o gás será misturado com o ar, devemos calcular a vazão horária de gás natural do sistema em CFH (*cubic feet per hour*), que equivale a:

$$CFH = 60 \times V'_{GN} = 60 \times 56,7 = 3402 \text{ ft}^3/\text{h} \quad (10)$$

Com base nesse valor, consultamos a tabela 11, que especifica a pressão de saída da válvula para o modelo selecionado (210D 1”). Como dados de entrada temos a pressão de entrada da linha do gás (*Inlet Pressure* - até 5 psi, para o modelo selecionado) e a vazão horária de gás natural (da ordem de 3500 CFH). Como pressão de saída a tabela nos fornece 2 polegadas de coluna d’água (0,005 bar).

Assim, o gás natural para alimentação do Scania DSI 11 otolizado formará mistura com o ar no misturador a uma pressão de 0,005 bar.

Tabela 11 – Cálculo da Pressão de Saída da Válvula Reguladora de Gás.

Inlet Pressure	Outlet Pressure - Inches w.c.								
	2	4	6	9	12	16	20	24	28
<b>210D 1”</b>									
8.0" w.c.	2,400	1,900	1,300						
0.5 psi	3,400	3,100	2,700	2,200					
0.75 psi	3,500	4,000	3,800	3,400	2,900	2,200			
1.0 psi	3,500	4,000	4,500	4,300	3,900	3,400	2,700	1,900	
1.5 psi	3,500	4,000	4,500	4,800	4,800	5,000	4,600	4,100	3,600
2.0 psi	3,500	4,000	4,500	4,800	4,800	5,000	5,000	5,000	5,000
3.0 psi	3,500	4,000	4,500	4,800	4,800	5,000	5,000	5,000	5,000
5.0 psi	3,500	4,000	4,500	4,800	4,800	5,000	5,000	5,000	5,000
7.5 psi	3,500	4,000	4,500	4,800	4,800	5,000	5,000	5,000	5,000
10.0 psi	3,500	4,000	4,500	4,800	4,800	5,000	5,000	5,000	5,000

Fonte: Catálogo Woodward.

### 8.5.3. Controlador de Velocidade

O sistema dimensionado para o Scania DSI 11 otolizado, com apoio da Woodward, conta com o controlador digital SG2D-T. Conforme visto na seção 8.3, a responsabilidade desse sistema é manter a rotação constante programada, no caso 1800 rpm, conforme haja aplicação ou retirada de carga no motor.

Para medição da rotação do motor, o sistema eletrônico deve contar com um sensor magnético de velocidade (*pick-up*), instalado na engrenagem do motor, que converte o movimento dos dentes em sinal elétrico, a ser enviado para o controlador SG2D-T. Quando o material magnético dos dentes da engrenagem atravessa o campo magnético do sensor, é gerada uma voltagem. A frequência dessa voltagem é então medida pelo controlador digital.

A rotação medida é comparada com a rotação desejada, e, caso necessário, o controlador aciona o atuador elétrico do corpo de borboleta, admitindo uma maior ou menor quantidade de mistura para o motor, afim que se alcance a velocidade especificada inicialmente.

O corpo de borboleta dimensionado pela Woodward, com base na vazão máxima de mistura ar/combustível do Scania DSI 11 (vazão de 594,5 ft<sup>3</sup>/min) tem diâmetro de 68 mm.

Assim, temos que o sistema de controle de velocidade deve contar com os seguintes equipamentos fornecidos pela Woodward:

- Controlador Digital de Velocidade SD2G-T
- Sensor de Velocidade
- Atuador Elétrico com Corpo de Borboleta Integrado Flo-Tech™ (68 mm)
- Conectores Elétricos

#### 8.5.4 - Controlador de Mistura Ar/Gás Natural

Conforme descrito na seção 8.4, a mistura ar/combustível do motor a gás natural pode ser feita eletrônica ou mecanicamente.

Para o controle eletrônico da mistura ar/combustível do motor Scania DSI 11 otolizado, utiliza-se o módulo eletrônico ST-3, da Woodward. O aparelho é conectado à sonda lambda, ligada ao coletor de escapamento, e recebe desta os sinais elétricos referentes aos teores de oxigênio da mistura. Como o motor funcionará com mistura estequiométrica, o mesmo é calibrado para ler uma voltagem do sensor, de 0,7 a 0,8 volts.

O módulo ST-3 apresenta display luminoso indicando a relação ar/combustível do motor, e é ligado ao atuador integrado ao corpo de borboleta para controle de mistura da Woodward, o qual regulará a entrada de gás natural para o misturador, até que se obtenha uma mistura estequiométrica, indicada no display do módulo eletrônico pela cor verde.



Figura 41– Módulo ST-3 da Woodward.

Fonte: Catálogo Woodward.

O corpo de borboleta para controle da mistura é então dimensionado, com o apoio da Woodward, baseado nos valores já definidos anteriormente para vazão de gás natural e de mistura ar/combustível do motor Scania, com 30 mm de diâmetro.

Com a atuação do controlador de mistura em conjunto com o corpo de borboleta dimensionado para a linha de alimentação do gás natural, a mistura estequiométrica é obtida automaticamente para qualquer regime de rotação do motor Scania DSI 11 otolizado.

As peças que compõem o sistema de controle de mistura ar/gás natural do motor Scania DSI 11 são as seguintes:

- Controlador de Mistura ST-3
- Atuador Elétrico com Corpo de Borboleta Integrado L-Series de 30 mm
- Sonda Lambda
- Conversor para Aquecimento da Sonda Lambda
- Conectores Elétricos para os Equipamentos

#### 8.6. Circuito de Alimentação

Com o sistema de alimentação dimensionado, deve-se esquematizar o circuito de alimentação para instalação no motor (figura 42). Como o projeto foi definido para trabalhar com gás natural à baixa pressão (gás canalizado), e por ser o DSI 11 um modelo turbo-alimentado, torna-se inviável a formação da mistura ar/combustível após a turbina de admissão, pois nesse setor o ar encontra-se comprimido.

Assim, o misturador, ligado à linha de alimentação do gás natural, deve ser instalado antes da turbina e do intercooler, para que ocorra a formação da mistura com a depressão localizada. Ou seja, a turbina passará a comprimir mistura, e não apenas o ar na admissão.

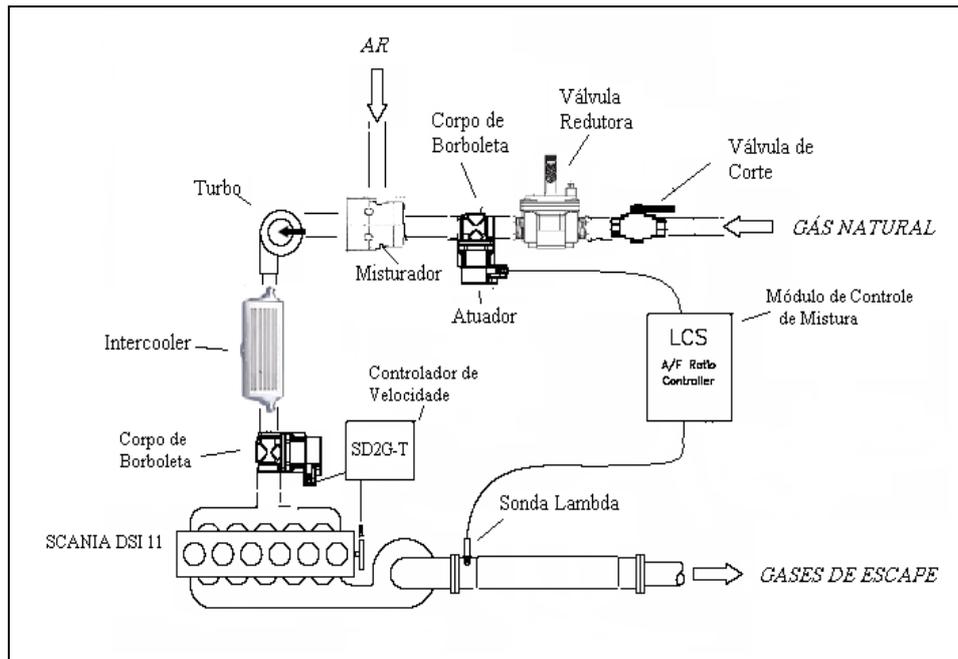


Figura 42 – Circuito de alimentação de gás natural do motor Scania DSI 11 otolizado.

## 9. O Sistema de Arrefecimento

O gás natural possui poder calorífico inferior de cerca de 49.081 kJ/kg, enquanto o óleo diesel possui 43.419 kJ/kg (tabela 1). Ou seja, o gás libera uma maior quantidade de energia para uma mesma massa de combustível.

Essa característica é interessante por poder representar um aumento de potência nos motores convertidos, desde que acompanhados de modificações que otimizem a utilização do gás natural como combustível, tal qual os projetos de conversão dedicada.

Em contrapartida, esse maior aporte de energia se reflete em aumento no calor gerado pela combustão, e conseqüentemente, elevação do calor transmitido para as peças do motor e para o sistema de arrefecimento.

Essa sobrecarga de calor só pode ser avaliada precisamente através de testes em dinamômetro utilizando termopares para medição da temperatura em diferentes pontos do motor. Todavia, descrevemos nesse capítulo algumas alterações a serem realizadas caso esse maior aporte de calor seja verificado na prática.

### 9.1. Alterações no Sistema de Arrefecimento

Existem diversas alternativas para melhorar a eficiência do sistema de arrefecimento do motor Scania DSI 11, para que a resistência do equipamento não seja comprometida pela utilização do gás natural.

A própria adoção do intercooler, no sistema de admissão, contribui na redução da temperatura de funcionamento do motor, visto que é admitida uma mistura ar/combustível mais fria, auxiliando no resfriamento do cilindro, além de proporcionar redução na temperatura média do ciclo de combustão.

O motor DSI 11 é refrigerado por radiador de água, com ventilador do tipo soprante, para retirada do calor absorvido pela líquido de arrefecimento, além do calor irradiado para o ambiente (convecção e radiação).

- Radiador:

Existem diversas configurações de radiadores disponíveis para motores estacionários. Uma alternativa é adotar um radiador de maior porte, com maior área de troca de calor.

Um detalhe importante a considerar é que o ar que passa através da colméia do radiador não deve retornar. A recirculação do ar aquecido produz queda no rendimento do sistema de arrefecimento, aumentando a temperatura do líquido refrigerante, e a temperatura do motor por conseqüência. Com isso, uma medida para aumentar a eficiência é canalizar a saída do radiador para o exterior do ambiente onde o motor será instalado, por meio de um duto flexível (usualmente lona), com área interna de 1,3 vezes a área da colméia do radiador (Pereira).

Outra medida é a instalação de revestimento termo-isolante nos tubos de escapamento, que atinge temperaturas elevadas durante o funcionamento. Isso reduz consideravelmente o calor irradiado pelo motor, baixando a temperatura ambiente, e melhorando a eficiência do sistema.

O conjunto dessas modificações pode reduzir consideravelmente a temperatura de funcionamento do motor a gás natural.

- Ventilador:

O ventilador, assim como o radiador, de motores estacionários é projetado para uma capacidade 30% superior às necessidades do motor original, prevendo a sua utilização em ambientes pouco arejados. Assim há uma margem razoável de utilização dos mesmos em motores convertidos ao uso do gás natural, desde que haja uma boa renovação do ar no ambiente no qual o motor será utilizado.

Todavia, caso haja elevação considerável na temperatura do motor, uma boa solução é a substituição do ventilador original por outro de maior diâmetro e maior número de pás, aumentando a dissipação do calor na colméia do radiador, e também do calor irradiado pela superfície externa do motor. Os fabricantes de motores Diesel disponibilizam no mercado diferentes modelos de ventiladores, para atender necessidades específicas inerentes à instalações especiais.

- Dutos de Refrigeração:

Outra opção para diminuir a temperatura de funcionamento do motor Scania DSI 11 a gás natural é aumentar o volume dos dutos de refrigeração no cabeçote do motor, próximos às câmaras de combustão. Essa medida aumenta a área de troca de calor entre o líquido refrigerante, melhorando a dissipação do calor proveniente da combustão do gás, além de alojar maior massa de água para a refrigeração, além da capacidade original de 56 litros.

Para o aumento do volume dos dutos torna-se necessária a usinagem do cabeçote. Essa modificação no sistema é a mais dispendiosa, e só deve ser adotada caso as outras alterações não se mostrarem eficientes na diminuição da temperatura de funcionamento do motor.

## 10. Conclusão

Após análise dos resultados obtidos nota-se a grande vantagem na utilização do motor Scania DSI 11 convertido a gás natural na geração de energia.

Com a adoção dos sistemas de ignição e de alimentação controlados eletronicamente, pode-se obter um melhor aproveitamento do combustível, gerando desempenho e economia, além de serem equipamentos otimizados para funcionar em conjunto com catalisadores, que podem reduzir as emissões de poluentes a níveis abaixo das normas vigentes, tornando a geração de energia menos danosa ao meio ambiente.

O sistema de alimentação, com a utilização de gás natural canalizado, proporciona comodidade e economia em gastos relativos à logística de abastecimento periódico de óleo diesel para grupos geradores. Além de alimentar o motor com um combustível mais barato e teoricamente mais limpo que o óleo diesel.

A adoção de um diagrama de válvulas adequado mostrou-se importante para um maior controle das emissões de poluentes do motor, além de proporcionar uma maior economia de combustível. O custo de usinagem e retífica do eixo comando de válvulas, é consideravelmente baixo em relação aos benefícios de se dispor de um diagrama adequado aos motores ciclo Otto.

Todavia, a grande vantagem notada é a possibilidade de ganhos de desempenho proporcionados com a conversão, ao utilizar uma taxa de compressão adequada a motores a gás natural. Essa medida faz com que o rendimento térmico do motor ciclo Otto se aproxime do motor ciclo Diesel, gerando um melhor aproveitamento da energia do combustível, que é mais elevada que a do óleo diesel. Essa característica, aliada ao baixo custo do gás natural industrial, fornece um custo específico do combustível para a geração de energia consideravelmente abaixo do custo das outras fontes de energia elétrica.

O custo do projeto de otolização, avaliado em R\$ 29.528,60, proporciona uma grande economia em termos de investimento, devido ao seu baixo custo perante aos de aquisição de motores similares a gás natural importados. O motor Cummins Série C (estacionário, a gás natural) de 8,5 litros e 171 kW de potência (cerca de 60% da potência estimada para o DSI 11 a gás), é avaliado atualmente em US\$ 35.000,00 (R\$ 78.400,00)<sup>9</sup>. Considerando o valor do motor Scania DSI 11 novo, no mercado, tem-se um motor estacionário alimentado a gás natural, de maior potência, avaliado em R\$ 74.528,60.

O retorno de investimento da conversão de geradores a diesel para gás natural, calculado para o consumo máximo de energia em horário de ponta, se dá em 16 meses. Da mesma forma, o retorno de investimento da compra de um motor Scania DSI 11 a gás natural, para utilização em geradores em substituição da energia da rede elétrica, se dá em 6,5 meses.

Por essas razões, podemos considerar a otolização do motor Scania DSI 11 para uso de gás natural como combustível, uma alternativa viável, econômica e extremamente atraente para a geração de energia.

## 11. Referências

BRUN, R., 1984. “*Science et Technique du Moteur Diesel Industriel et de Transport*”. Paris: Éditions Technip.

<sup>9</sup> Consulta realizada a Cummins Distribuidora de Motores Diesel e Equipamentos Ltda em 23 de novembro de 2005 (dólar comercial – R\$ 2,24).

- CABRAL, S. D.; OLIVEIRA, L. B.; DE MATTOS, L. B.; SAMPAIO, M. R., 2001 “*Transporte Sustentável – Alternativa para Ônibus Urbanos*”. Rio de Janeiro: COPPE/UFRJ.
- FARAH, M. A., S/D. “*Caracterização do Petróleo e Seus Produtos – Petróleo e Combustíveis*”. Petrobrás.
- HEYWOOD, J. B., 1988. “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”. Massachussets: Mc. Graw Hill Inc.
- IANGV – International Association for Natural Gás Vehicles. *Exhaust Emissions from Natural Gas Vehicles*. Report prepared for the IANGV Technical Committee, 2001.
- KHOVAKH, M., 1971. “*Motor Vehicle Engines*”. Moscou: Mir Publishers.
- PEREIRA, J. C. “*Motores e Geradores – Princípios de Funcionamento, Instalação, Operação e Manutenção de Grupos Diesel Geradores.*” [www.joseclaudio.eng.br](http://www.joseclaudio.eng.br), acesso em novembro de 2005.
- RIBEIRO, S. K., 2001. “*Estudo das Vantagens Ambientais do Gás Natural Veicular: O Caso do Rio de Janeiro*”. Rio de Janeiro: COPPE/UFRJ.
- SCANIA, 1980. “*Manual do Operador – D11/DS11/DS14*”. São Bernardo do Campo.
- SMITH, P. H., 1974. “*The Design and Tuning of Competition Engines*”. Massachussets: Robert Bentley Inc.
- VSÓROV, B. A., 1981. “*Manual de Motores Diesel para Tratores*”. Moscou: Editorial Mir Moscú.
- WOODWARD., 2004. “*Full Line Catalog*”.
- ANP - Agencia Nacional do Petróleo. [www.anp.gov.br](http://www.anp.gov.br), acesso em abril de 2005.
- CEG – Companhia Estadual de Gás – Portal Gás Natural. [www.portal.gasnatural.com](http://www.portal.gasnatural.com), acesso em julho de 2005.
- Woodward. [www.woodward.com](http://www.woodward.com), acesso em agosto de 2005.
- NGK – Fabricante de Velas de Ignição. [www.ngk.com.br](http://www.ngk.com.br), acesso em maio de 2005.
- IANGV – International Association for Natural Gás Vehicles. [www.iangv.org](http://www.iangv.org), acesso em junho de 2005.