

4. Aparato e procedimento experimental

A Figura 4 ilustra esquematicamente o arranjo experimental montado para a realização dos ensaios. Também estão representadas, fora as grandezas básicas de desempenho medidas pelo dinamômetro (torque e rotação), os pontos onde se tomaram as demais medidas necessárias à redução de dados. Embora a montagem pudesse variar um pouco de motor para motor, conforme sua configuração, o aparato experimental sempre seguiu a linha do esquema ilustrado. Nos ensaios de motores que não contavam com inter-resfriamento do ar de combustão, por exemplo, tal trocador de calor não era empregado.

A medida do consumo de ar foi realizada usando bocais padrão ASME (Bean, 1971), que constituíam a única entrada para tambor amortecedor da vazão de ar. Tal tambor tinha a missão de trabalhar como um “pulmão”, garantindo escoamento em regime permanente pelos bocais de ar, mesmo com a admissão de ar pulsada dos motores. Na medida do consumo de gás natural também foi empregado este mesmo tipo de instrumento, mas, em montagem dentro de vaso de pressão, configuração esta também normalizada. Gás natural encanado, pressurizado a 15 psig (pressão nominal), passava pelo medidor. Sua vazão era controlada por meio de um registro manual. Os fluxos de ar e gás natural, depois de medidos separadamente, eram unidos e a mistura direcionada ao motor sob teste. Mais adiante se voltará a tratar, desta vez com mais detalhes, dos sistemas para medidas das vazões de gases.

Surge a questão com relação ao controle de carga do motor em teste e a dosagem manual do gás natural. No ensaio de um motor em sua configuração original, como a realizada durante os testes apenas no modo Diesel, o sistema de controle do dinamômetro é o responsável por atuar sobre a bomba injetora, ajustando, conforme o ponto que se deseja medir, o consumo de Diesel. Pode-se pensar que qualquer motor em testes em dinamômetro de bancada apresente três grandes variáveis que podem ser empregadas em seu controle: rotação, carga (torque) e posição do acelerador. Ao se buscar a combinação de duas dessas variáveis deve-se, necessariamente, ajustar a terceira. O dinamômetro

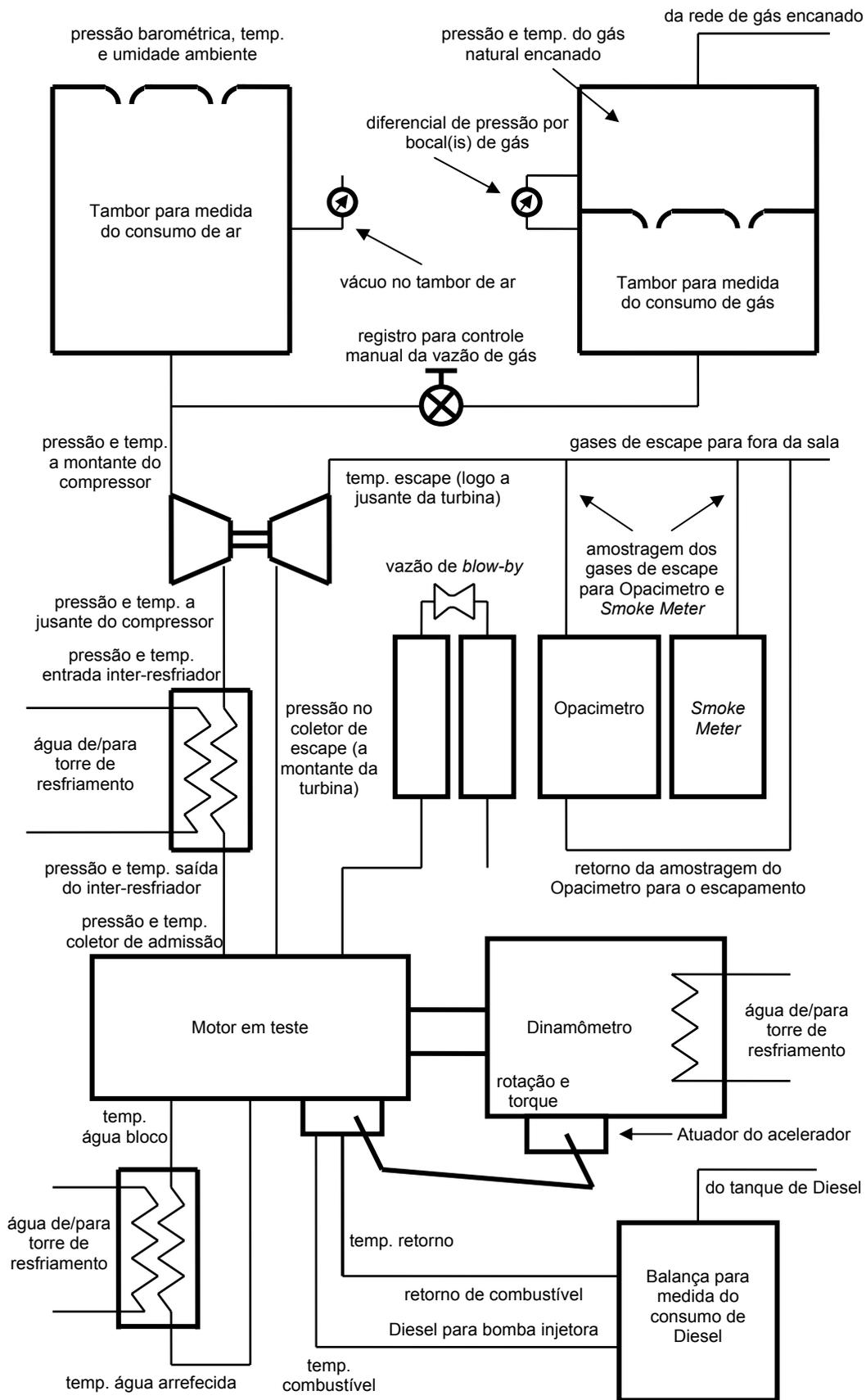


Figura 4: Esquema do aparato experimental.

de bancada empregado será descrito mais adiante, mas, por agora, cumpre citar que seu sistema de controle permite ao operador selecionar se deseja impor: a) par toque e rotação, com ajuste da posição do acelerador; b) par rotação e posição do acelerador, com ajuste do torque (a curva de plena carga é medida usando esta opção, com máximo acelerador); ou c) posição do acelerador e torque, com ajuste da rotação.

Durante uma série típica de medidas ajustava-se o dinamômetro para operar o motor, com vazão de gás nula, sob um dado par torque e rotação. Aguardava-se algum tempo de modo que se obtivesse operação em regime permanente e efetuava-se o registro dos parâmetros de interesse. Com o motor aquecido, ou seja, a temperatura da água de arrefecimento estabilizada em seu valor nominal (informado pelo fabricante do motor), o parâmetro que parecia ter o transiente mais lento era a temperatura de escape. Numa mudança significativa de ponto de operação, como, por exemplo, da marcha lenta para a plena carga (qualquer que fosse a rotação), a temperatura de escape demorava, tipicamente, de 60 a 90 segundos para estabilizar em um novo patamar. Com esta estabilizada iniciava-se o registro dos dados que estavam sendo adquiridos. Passava-se, então, às medidas do desempenho com o motor consumindo também gás natural.

Aumentando lentamente a vazão do gás natural, combustível sobre o qual o controle do dinamômetro não atuava, um motor em teste tendia a ter seu torque (e/ou rotação) aumentado. Assim, o sistema de controle, de modo a retornar o motor ao par torque x rotação programado, reduzia a posição do acelerador diminuindo, então, a vazão de Diesel. A vazão de gás era lentamente aumentada, sempre dando tempo suficiente ao controlador do freio para reduzir o consumo de Diesel sem que o motor, neste processo, se afastasse drasticamente do ponto de operação especificado. Seguia-se aumentado, sempre gradualmente, a substituição de Diesel pelo gás natural até que se notasse alguma anomalia no funcionamento do motor no modo bicombustível. Em baixas cargas normalmente se verificava falha de combustão, com fortes flutuações de torque e rotação. Em cargas elevadas interrompia-se a introdução do gás ao notar o que parecia ser detonação audível. Registravam-se, nestas condições limite, todos os parâmetros necessários à redução de dados.

Tendo determinado a máxima vazão de gás admissível para um dado par torque x rotação prosseguiam-se os ensaios, ainda no mesmo ponto de operação, ajustando a vazão de gás para frações da máxima. Com este procedimento buscava-se registrar o desempenho dos motores operando com

razões de substituição intermediárias, entre o caso original Diesel e o de máxima substituição possível. A vazão de gás, do ponto de máxima substituição, era, em processo inverso ao descrito anteriormente, gradualmente reduzida. Durante tal retorno ao modo original Diesel, a redução da vazão de gás era interrompida em diversos patamares, nos quais se aguardava o estabelecimento do regime permanente e, então, realizada a aquisição de dados. O dado imediatamente disponível, indicativo da vazão de gás natural, era o diferencial de pressão no medidor de vazão de gás. Não havia o processamento que, com base nas medidas, informasse o consumo instantâneo de gás natural. Este foi feito após a realização dos ensaios, durante a redução de dados. Desejava-se registrar pontos em intervalos, entre as diferentes vazões de gás, não rigorosamente, mas apenas razoavelmente bem espaçados. Adotou-se, então, uma estratégia simplificada na determinação dos patamares nos quais se deveriam interromper a redução da vazão de gás natural.

Sabe-se que, durante o escoamento incompressível de um fluido por medidores de vazão do tipo bocal, placa de orifício ou venturi, a vazão mássica é aproximadamente proporcional à raiz quadrada do diferencial de pressão registrado pelo instrumento, com os demais parâmetros de influência (densidade e viscosidade), constantes. A proporcionalidade $\dot{m} \propto \sqrt{\Delta P}$ é apenas levemente perturbada pelo efeito do número de Reynolds, i.e., a própria vazão, sobre o coeficiente de descarga do instrumento (capítulo 5). Anotava-se, nos pontos de máxima substituição de Diesel, o diferencial de pressão verificado pelos bocais de medida de gás. Os patamares selecionados para as medidas com vazões intermediárias de gás natural foram aqueles onde a vazão instantânea seria de, aproximadamente, 90, 80, 70, 60, 40 e 20 % da máxima verificada possível para cada ponto torque x rotação. Isto equivale a dizer que os patamares de diferencial de pressão nos bocais de gás valeriam $(0,9)^2=0,81$, $(0,8)^2=0,64$, $(0,7)^2=0,49$, $(0,6)^2=0,36$, $(0,4)^2=0,16$, e $(0,2)^2=0,04$ daquele considerado limite para o funcionamento bicombustível. Interrompia-se o fechamento do gás, para registro do desempenho e emissões, sempre que o diferencial de pressão fosse uma dessas frações do para a máxima substituição Diesel / gás.

Os transdutores de pressão utilizados tanto na medida do consumo de ar, como na de gás natural, possuíam fundo de escala igual a 10" H₂Od (~ 2,5 kPa). Considerando que a densidade típica do gás natural no vaso de pressão valia 1,4 kg/m³, a máxima velocidade nos bocais era da ordem de 60 m/s (~ 220 km/h). Como o gás natural têm constante dos gases e k iguais a,

respectivamente, 471,3 J/kg.K e 1,281 (apêndice I), a velocidade do som nele, a temperatura ambiente, pode ser calculada como sendo de 425 m/s. Assim o máximo número de Mach verificado nos bocais de gás natural era de, aproximadamente, 0,15. Uma análise similar para o caso dos bocais de ar indica que nestes, embora tipicamente pouco mais elevado, o número de Mach também é inferior a 0,3. Este valor é o usualmente considerado limite no tratamento incompressível do escoamento de gases.

Previamente ao início dos ensaios no modo bicomcombustível sempre se realizou mapeamento dos motores em sua configuração original Diesel. Tais testes preliminares foram feitos sem buscar espaçamento refinado entre pontos de operação nos mapas torque x rotação. Buscava-se apenas levantar dados prévios quanto à curva de torque máximo e consumos de ar e Diesel. Estes dados permitiram definir pares torque x rotação, onde se faziam testes no modo bicomcombustível, e selecionar diferentes combinações de bocais, dentre os disponíveis (item 4.1) a serem montados nos tambores. Na seleção dos bocais procurou-se escolher combinações que resultassem em diferenciais de pressão elevados e, portanto, associada redução da incerteza experimental nas medidas de vazão (item 5.1). Havia, nesta seleção, também compromisso e bom senso ao pesar a real necessidade de mudanças freqüentes nos medidores de vazão. Toda modificação nos bocais montados no vaso de pressão demandavam, por exemplo, tempo razoável em sua abertura, fechamento e testes de estanqueidade. Usaram-se combinações de bocais no tambor de gás que, para o transdutor diferencial empregado, resultassem em vazão mássica máxima da ordem da verificada, no mapeamento prévio, para o óleo Diesel. Tal procedimento, adotado a princípio sem muito rigor, normalmente resultava na verificação de máxima razão de substituição (falha de cilindros ou detonação audível) quando o transdutor do tambor estava próximo ao seu fundo de escala.

Não se adotou nenhum critério rígido na definição dos pares torque x rotação a testar no modo Diesel/gás. Assim sendo o número de pontos experimentais varia de motor para motor. Procurou-se dividir os campos de funcionamento em, aproximadamente, 10 – 15 rotações igualmente espaçadas. Já o torque era ajustado, para uma dada rotação, tipicamente em 0, 10, 20, 40, 60, 80 e 100 % do máximo verificado no funcionamento original Diesel. Alguns motores não foram ensaiados para carga nula, quando se considerava que o consumo de combustíveis deste pouco diferia do de 10 % de carga. Um dos motores, conforme comentado nos capítulos introdutórios, também foi propositalmente ensaiado com torque de eixo superior ao máximo verificado no

funcionamento original Diesel. Para cada par torque x rotação fazia-se a alternância entre o funcionamento Diesel e Diesel/gás e registro de dados conforme anteriormente descrito. Levantaram-se, dos quatro motores testados em dinamômetro de bancada, aproximadamente 14.100 medidas.

4.1. Sala para testes em motores

Os ensaios dos motores testados em laboratório foram realizados em um dinamômetro de fabricação AVL. Este conta com freio elétrico do modelo ALPHA 240 e pode testar motores com torque máximo de, aproximadamente, 550 Nm. Máximas rotação e potência permitida são de, respectivamente, 7.500 rpm e 240 kW (~ 320 cv). As Figuras 5 e 6 ilustram o equipamento.

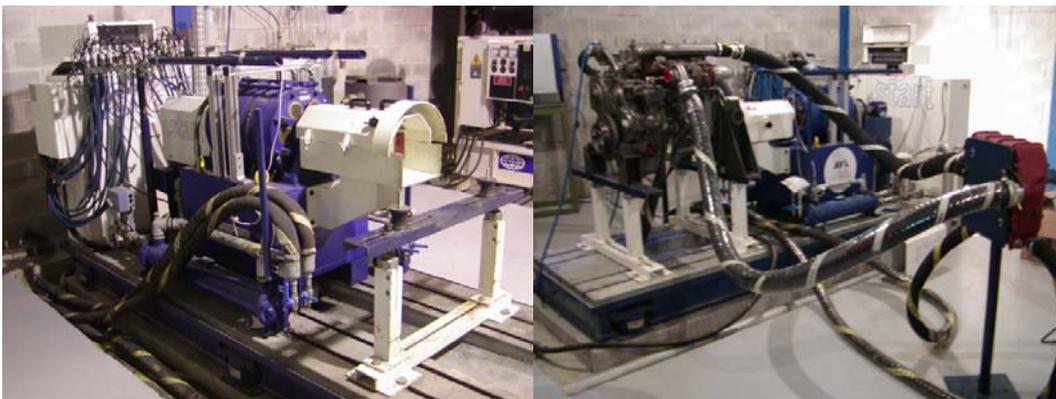


Figura 5: Vistas do dinamômetro de bancada e motor em montagem para testes.

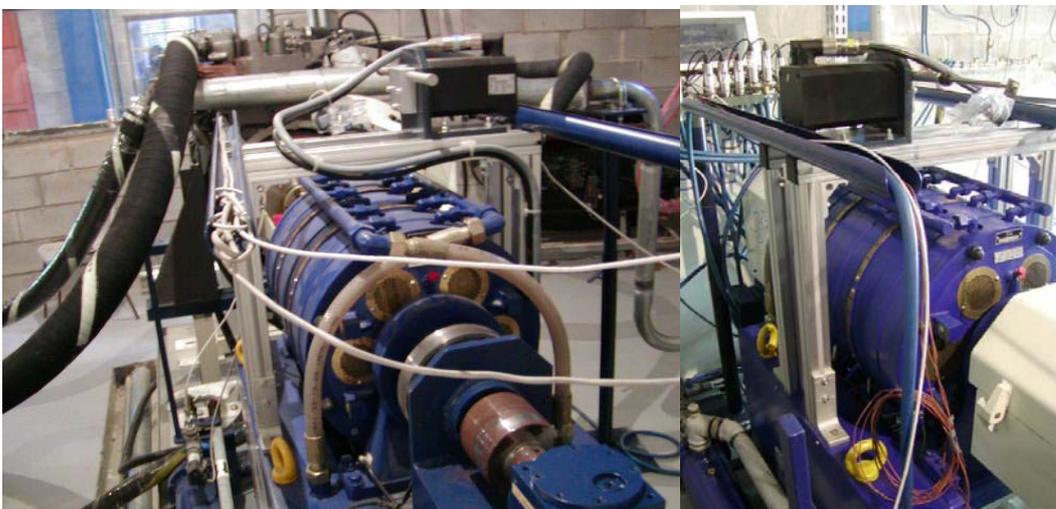


Figura 6: Detalhes do dinamômetro de bancada.

Na Figura 5 se tem tanto uma vista geral do freio utilizado nos ensaios quanto a de um motor em processo de montagem. À esquerda da figura se vê o trocador de calor água / água, o tipo tubo carcaça, responsável por transferir o calor da água de arrefecimento do bloco do motor sob teste para água de uma torre de resfriamento. O dinamômetro conta com um controlador que regula a vazão da água da torre por tal trocador de calor de modo a manter a água do bloco no entorno de valor programado no sistema. Do lado direito desta mesma figura também se vê, de cor vinho, trocador de calor água / ar empregado no arrefecimento do ar de combustão de motores que contam com conjunto turbo-compressores. É um inter-resfriador usado em motores Diesel, de grande porte (~ 440 kW), destinados à propulsão naval, fabricado pela MTU. Por ser um componente superdimensionado aos motores capazes de serem ensaiados no dinamômetro empregado promove o arrefecimento do ar de combustão até, fundamentalmente, à temperatura ambiente. Por ele também passa água da torre de resfriamento, mas, neste caso, sem sistema para controle de vazão.

Água da torre de resfriamento também é empregada no arrefecimento do dinamômetro, onde se dissipa a potência dos motores sob testes. No lado esquerdo da figura 6 podem-se ver mangueiras de água que distribuem e coletam o fluido pelo freio elétrico. No lado direito da figura se vê o atuador do acelerador, usado pelo sistema de controle do dinamômetro no ajuste de carga dos motores ensaiados.

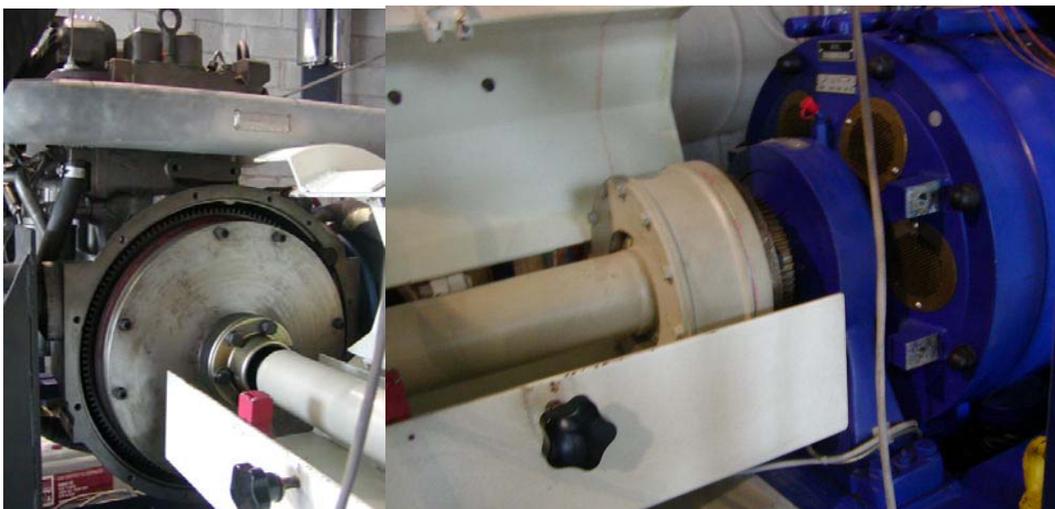


Figura 7: Eixo cardan, acoplando motor em teste ao freio do dinamômetro.

Na Figura 7 se vêem detalhes do acoplamento entre motor e o dinamômetro (eixo cardan). Embora este tolere operação com algum

desalinhamento e movimento relativo entre o motor e o freio tomou-se cuidado para realização do alinhamento da melhor forma possível. Um relógio micrométrico, preso ao eixo do freio, permitia determinar sua posição relativa ao volante. Faziam-se ajustes nos suportes do motor até que se conseguisse alinhamento (paralelismo e concentricidade) abaixo de, tipicamente, 0,5 mm.



Figura 8: Bocais ASME utilizados nas medidas de consumo de ar e gás natural.

A Figura 8 ilustra jogo de bocais, usinados em aço inox, para a medida do consumo de gás natural. Possuem trecho convergente com perfil elíptico, seguido de curto trecho reto cilíndrico. Sua geometria é dada por Bean (1971). Foram construídos bocais com garganta de diâmetro igual a 5,00; 10,00; 20,00 e 40,00 mm. O jogo foi dimensionado para, com apenas um único transdutor diferencial de pressão, se poderem medir vazões por faixas bastante diferentes. Quando instalados em tambores, mais de um bocal, não necessariamente de mesmo diâmetro, podem ser montados em paralelo. Tal possibilidade permite grande flexibilidade na definição do fundo de escala do medidor de vazão. Também foram fabricadas duas peças em polipropileno, material de mais fácil usinagem, ambas com garganta de 40,0 mm. Destinavam-se apenas à medida do consumo de ar, fluido sem exigências quanto à compatibilidade química.

Construiu-se um vaso de pressão, ilustrado na Figura 9, para a medida do consumo de gás natural. O combustível, fornecido encanado ao laboratório, entrava no vaso de pressão em conexão próxima ao piso. Numa flange de aço, que dividia tal vaso de pressão em dois compartimentos, se podiam montar até dois bocais. Gás natural, depois de medido, deixava o vaso de pressão por sua

extremidade superior e seguia para o motor. O vaso de pressão, embora volumoso e pesado, permitia relativa rápida mudança dos bocais sem que, para isto, também se precisasse redimensionar o restante da instalação. Caso se estivesse usando placas de orifício para a medida da vazão de gás precisaria-se, por exemplo, sempre reconsiderar a aplicabilidade dos trechos retos a montante e jusante do instrumento. Na Figura 9 também se podem ver as tomadas de pressão para medida da pressão absoluta e diferencial.

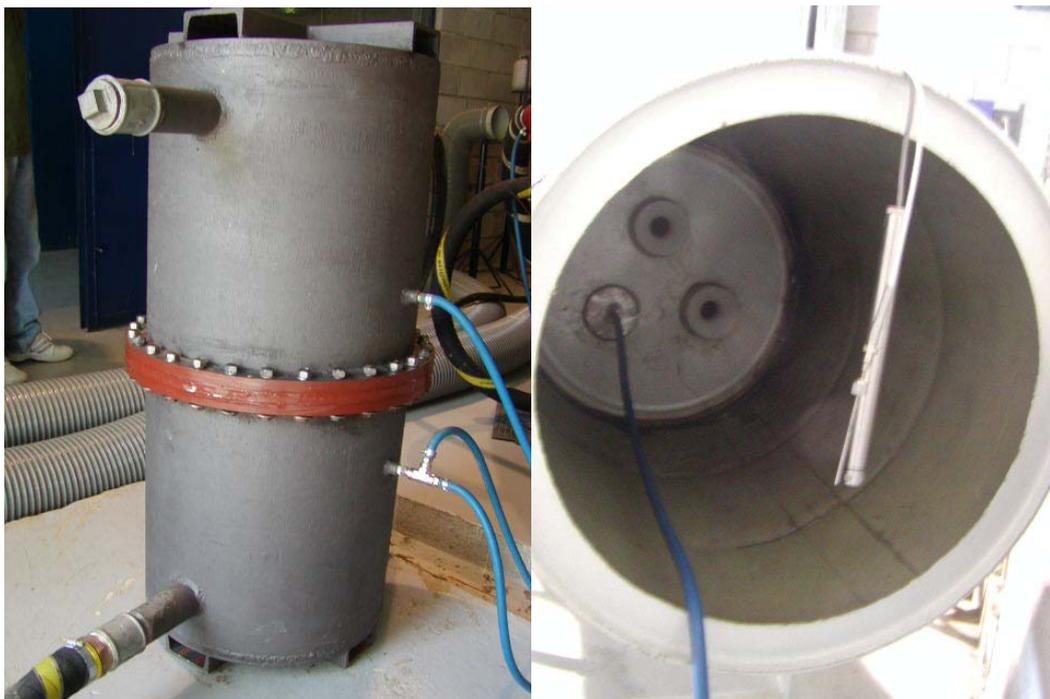


Figura 9: Montagem de bocais em vaso de pressão (esquerda) e entrada do tambor para ar (direita).

Os bocais empregados na medida do consumo de ar constituíam as únicas entradas para um tambor, com volume de 400 litros, que tinha como missão amortecer as pulsações da admissão periódica de ar dos motores. Garantia-se, desta forma, escoamento permanente pelos bocais. A invariância da vazão no tempo é condição necessária ao uso deste tipo de medidor. Taylor (1985b) sugere que, no ensaio de motores com mais de um cilindro, tal tanque deva ter volume de, pelo menos, 50 vezes o de cada cilindro. O “pulmão” adotado tinha volume super-dimensionado para medida do consumo de ar dos motores ensaiados. Do lado direito da Figura 9 podem-se ver os bocais montados na entrada do tambor. Nesta também aparece a tomada de pressão, feita por mangueira (azul), que conectava o interior ao tambor ao vácuometro

empregado, e sensores para medida da temperatura e umidade ambiente. Todos os transdutores de pressão utilizados eram de fabricação SENSOTEC (série FP 2000). Já os termopares e o transdutor de umidade foram fabricados pela OMEGA. Todos os termopares empregados eram do tipo K.

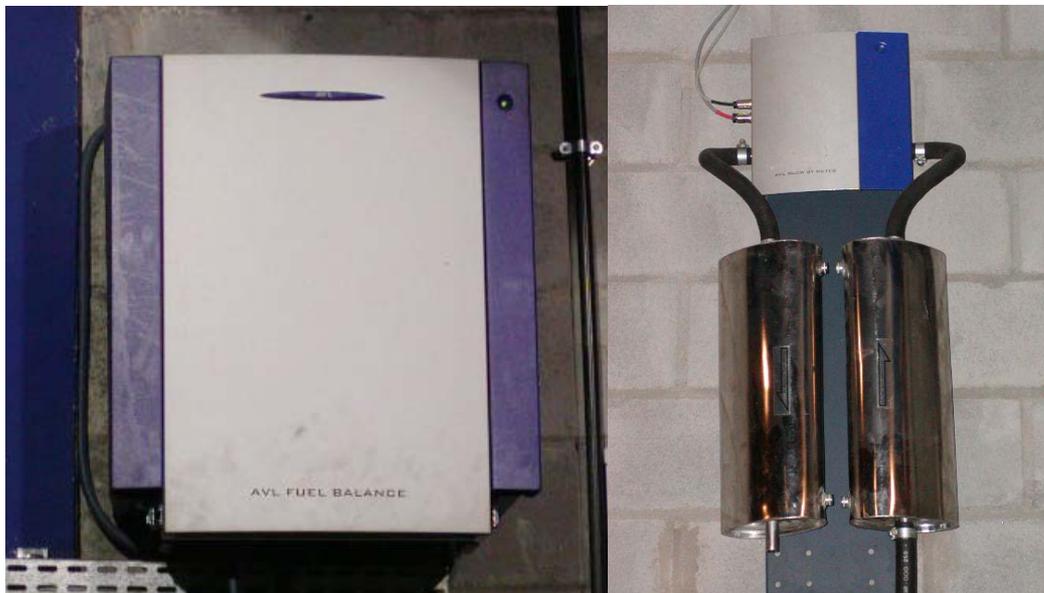


Figura 10: Balança de combustível e medidor de *blow-by*: usados na medida do consumo de Diesel e vazão de gases deixando o cárter de óleo.

O consumo de Diesel foi medido usando balança para combustíveis, fornecido pela AVL. Esta contém um reservatório de combustível, suspenso por célula de carga que constantemente monitora sua massa. Tanto as linhas de fornecimento quanto retorno de combustível são conectadas a tal reservatório de modo que sua célula de carga registra apenas a massa de combustível efetivamente consumida pelo motor em teste. A balança opera em conjunto com o dinamômetro de bancada, enviando a este o valores médios do consumo a, aproximadamente, cada 0,25 segundos. De tempos em tempos, quando o reservatório de combustível encontrava-se quase vazio, a balança interrompia a medida e enchia o mesmo com combustível novo, armazenado nos tanques do laboratório.

Também na Figura 10 se vê o medidor para vazão de *blow-by*. Este também é da fabricação AVL, operava em conjunto com o dinamômetro de bancada, monitorando a vazão dos gases deixando o cárter de óleo. Tais gases são parte da carga dos cilindros, que vaza pelos anéis, para a região do eixo de manivelas. Normalmente é utilizado no ensaio de vida de motores, uma vez que indica o desgaste dos componentes de vedação dos cilindros. Consiste, a grosso

modo, de um medidor do tipo venturi montado entre dois amortecedores de pulsações. Também se registravam valores da vazão de *blow-by* em motores consumindo gás natural. Tais medidas não serão, entretanto, exploradas em detalhe uma vez que, fundamentalmente, em nada diferem das da operação original Diesel. Não custa, entretanto, registrar que valores típicos de tal vazão eram da ordem de 20 – 60 litros / minuto. A vazão dos gases que deixam o carter varia não só de motor para motor. A rotação e o torque de eixo também têm influência sobre as medidas. O aumento do torque, por exemplo, promove o incremento da vazão de *blow-by*. É razoável associar aos maiores torques também maiores pressões médias nos cilindros e, assim, então também a tendência do aumento do vazamento da carga dos cilindros pelos anéis. O efeito da rotação sobre a vazão de *blow-by* não é, como no caso do torque, tão claro.



Figura 11: Opacímetro, *Smoke Meter* e pontos de amostragem no escapamento.

A Figura 11 ilustra o aspecto do Opacímetro e *Smoke Meter*, instrumentos usados nas medidas de opacidade, *Filter Smoke Nember* (FSN) e concentração de particulados nos gases de escape. Ambos também foram fornecidos pela AVL e, por meio de amostras dos produtos da combustão, realizavam as medidas associadas às emissões de poluentes particulados.

O interior do *Smoke Meter* aparece na Figura 12. Este possui uma bomba de deslocamento positivo que faz passar, através de um filtro de particulados, uma amostra (de volume padronizado) de gases colhidos no escape. Por meio da quantidade de luz refletida no filtro escurecido o equipamento fornece uma leitura, indireta, da concentração de particulados nos gases de escape (mg/m^3).

As Figuras 13 e 14 ilustram, apenas a título de informação, instalações acessórias ao dinamômetro de bancada. Na Figura 13 se vê a torre de resfriamento, onde o calor gerado na sala de testes em motores é dissipado,

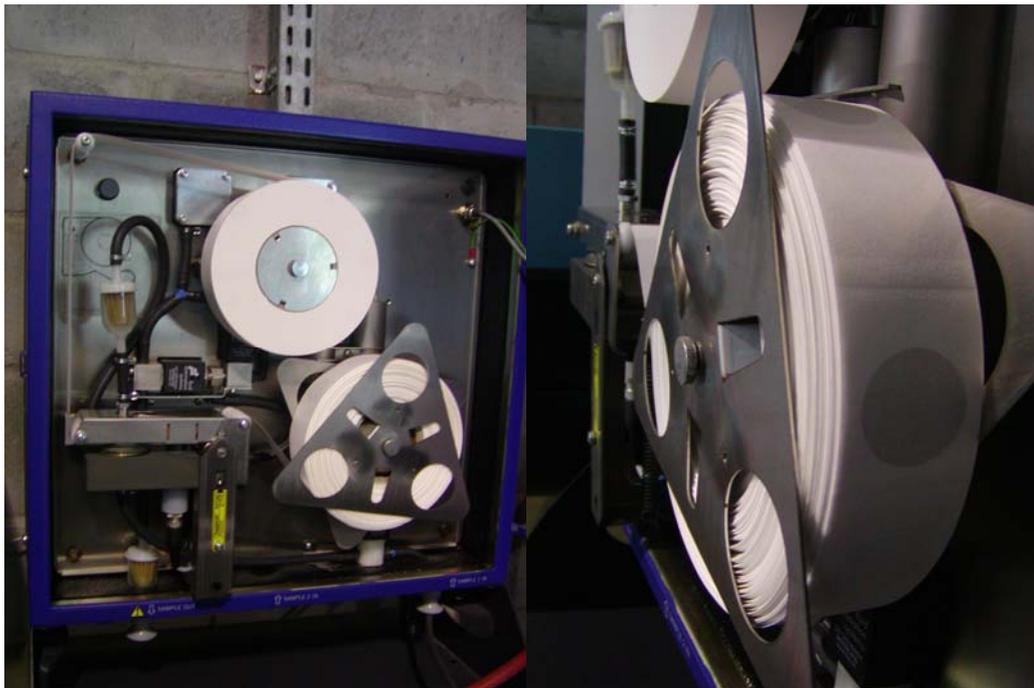


Figura 12: Filtro do *Smoke Meter* e seu aspecto após coleta de particulados.



Figura 13: Torre de resfriamento, escape do laboratório e rede de distribuição de gás natural encanado.

chaminé para gases de escape e parte da tubulação que distribui gás natural encanado pelo laboratório (em amarelo). Já na Figura 14 se podem ver as bombas d'água, que recalcam água arrefecida para o dinamômetro e inter-



Figura 14: Tanques de Diesel, bombas d'água (dinamômetro e inter-resfriador), insuflamento de ar fresco e estação para regulagem e medição de gás natural.

resfriador do ar de combustão, tanques de Diesel (com volume total de 250 litros) e ventiladores responsáveis pelo insuflamento de ar fresco na sala de testes em motores. Também na Figura 14 se ilustra a estação de regulagem de pressão de gás natural, propriedade da concessionária de serviço público. Nesta se regula a pressão do gás natural fornecido ao laboratório (15 psig). Tem capacidade para vazão máxima de 70 Nm³/h.

4.2. Motores ensaiados

A Tabela I fornece os principais dados dos motores Diesel testados, operando no modo bicombustível, em dinamômetro de bancada. Durante a seleção dos modelos a ensaiar procurou-se escolher aqueles que tivessem características construtivas típicas das diferentes aplicações dos motores Diesel.

Os modelos MWM 4.07 TCA e MWM 4.10 TCA têm aplicação veicular. Já os modelos MWM 229–6 e MWM 229–EC6 encontram aplicação automotiva fora de estrada, sendo empregados na motorização de tratores e propulsão de embarcações. Todos estes modelos, com exceção do MWM 4.07 TCA, também se usam em aplicações estacionárias, como motores industriais ou para grupos geradores de energia elétrica.

A Figura 15 ilustra o motor MWM modelo 4.10 TCA montado para ensaios em dinamômetro de bancada. Nota-se que se retiraram todos seus acessórios (ventilador e alternador), com exceção da bomba d'água de arrefecimento e do compressor de ar (auxiliar, para freios e portas do veículo). O

fluxo de ar por este, entretanto, nunca foi restringido, i.e., a potência demandada pelo acessório era restrita apenas à sua marcha.

Tabela I: Dados dos motores ensaiados em dinamômetro de bancada

Modelo	MWM 4.07 TCA	MWM 4.10 TCA	MWM 229-6	MWM TD229-EC6
Construção	em linha	em linha	em linha	em linha
Número de Cilindros	4	4	6	6
Diâmetro dos Pistões	93 mm	103 mm	102 mm	102 mm
Curso	103 mm	129 mm	120 mm	120 mm
Cilindrada Unitária	0,700 litros	1,075 litros	0,980 litros	0,980 litros
Cilindrada Total	2,8 litros	4,3 litros	5,883 litros	5,883 litros
Taxa de Compressão	17,8 : 1	15,8 : 1	17,0 : 1	15,9 : 1
Aspiração	turbo / pós arrefecido	turbo / pós arrefecido	natural	turbo
Início da Injeção (antes PMS)	20°	9°14'±1,2'	23°	25°
Máxima rotação de trabalho	3.800 rpm	2.600 rpm	2.500 rpm	2.200 rpm
Temperatura da Água de Arrefecimento	80 - 85 °C	80 - 90 °C	80 - 95 °C	80 - 95 °C
Lubrificante	SAE 15W-40	SAE 15W-40	SAE 15W-40	SAE 15W-40
Temperatura do Lubrificante	106 - 115 °C	90 - 110 °C	90 - 110 °C	91 - 110 °C
Válvulas por Cilindro	3	2	2	2
Abertura Válvula Admissão (antes PMS)	5°17'±3°	3±3°	0±3°	0±3°
Fechamento Válvula Admissão (após PMI)	32°00'±3°	23±3°	30±3°	30±3°
Abertura Válvula Escape (antes PMI)	55°35'±3°	33±3°	28°30'±1°30'	44°30'±1°30'
Fechamento Válvula Escape (após PMS)	-4°59'±3°	1±3°	-1°30'±1°30'	-1°30'±1°30'

O motor Diesel MWM 4.07 TCA, de alta rotação (até 3.800 rpm), se vê ilustrado na Figura 16. Também se retirou, durante os testes, seu ventilador. Permaneceram o alternador e compressor para condicionamento de ar. A carga

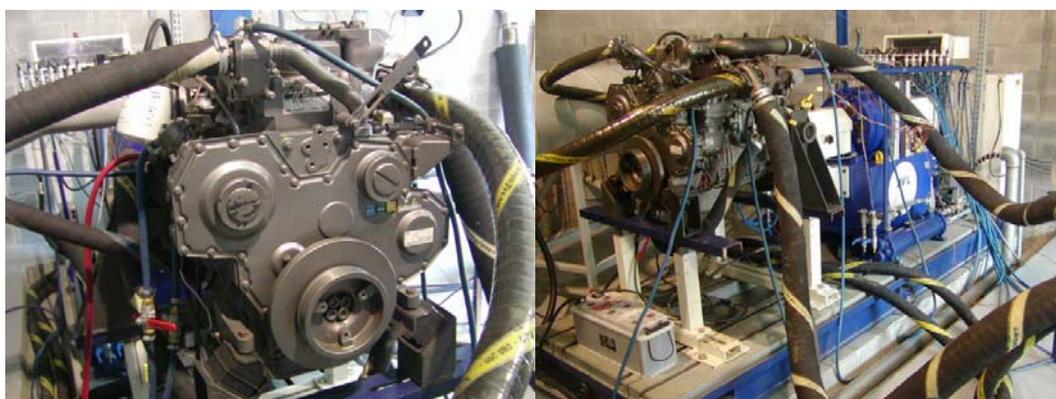


Figura 15: Motor MWM modelo 4.10 TCA

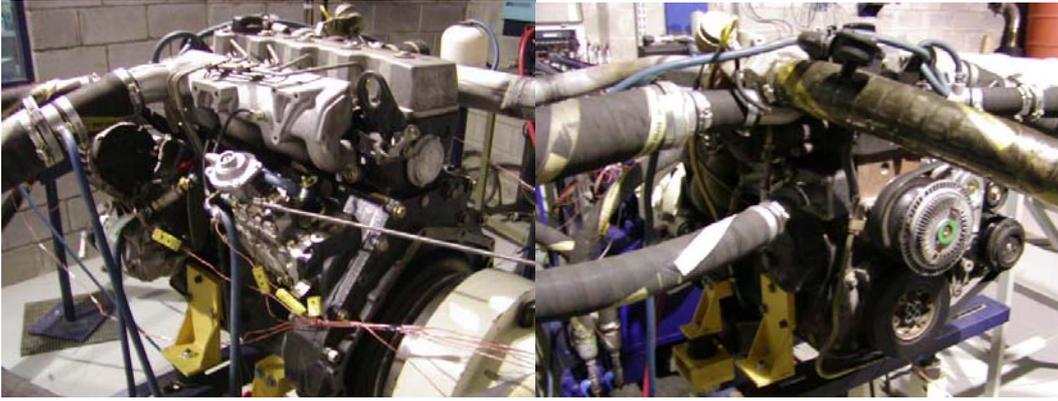


Figura 16: Motor MWM modelo 4.07 TCA.

dos acessórios, com exceção do atrito requerido para sua marcha era, por estarem desligados, nula. A bomba d'água deste modelo, assim como no caso do MWM 4.10 TCA, é acionada por engrenagens e foi mantida operacional.



Figura 17: Motores MWM modelos 229-6 (esquerda) e TD229-EC6 (direita).

As Figuras 17 e 18 ilustram os motores MWM da série 229 que foram ensaiados. Embora possuam um grande número de componentes em comum, caso, por exemplo, da bomba d'água e cabeçotes, também apresentam suas particularidades. O modelo 229-6 (aspirado) foi o único motor testado ao longo do presente trabalho a não dispor de radiador de óleo incorporado ao bloco (a ausência deste se nota bem na Figura 18). Os dois modelos contam, aparte do conjunto turbo-compressor, ainda com geometria e ajustes de válvulas distintos.

Ao longo do presente trabalho também ensaiaram-se três geradores de eletricidade. Correspondentes dados técnicos encontram-se na Tabela II. Com exceção do grupo gerador equipado com o Perkins 1006 TAG, que foi ensaiado



Figura 18: Motores MWM modelos 229-6 (esquerda) e TD229-EC6 (direita).

Tabela II: Especificações técnicas dos motores dos grupos geradores testados

Modelo	Perkins 1006TAG	Curmins NTA855G3	Perkins 4012TAG2
Construção	em linha	em linha	"V"
Número de Cilindros	6	6	12
Diâmetro dos Pistões	100 mm	140 mm	160 mm
Curso	127 mm	152 mm	190 mm
Cilindrada Unitária	0,997 litros	2,34 litros	3,82 litros
Cilindrada Total	5,985	14,04 litros	45,84 litros
Taxa de Compressão	17,0 : 1	14,0 : 1	13,6 : 1
Aspiração	turbo / pós arrefecido	turbo / pós arrefecido	turbo / pós arrefecido
Início da Injeção (antes PMS)	---	---	20°
Temperatura da Água de Arrefecimento	aprox. 80 °C	aprox. 80 °C	< 93 °C
Lubrificante	SAE 15W-40	SAE 15W-40	SAE 40
Válvulas por Cilindro	2	4	---

em banco de carga no LEV/PUC-Rio, o desempenho dos outros dois grupos geradores foi levantada em campo (ainda que estivessem instalados na própria Universidade). Devido a dificuldades para medida de todos os parâmetros de interesse fora do laboratório sem, ainda, desmobilizar os equipamentos (que deveriam poder entrar em funcionamento em caso de falta de energia elétrica) limitaram-se as medidas aos consumos de Diesel, gás natural e potência elétrica. Não se mediu o consumo de ar de combustão dessas máquinas maiores. Com a falta desta informação não se podia proceder à redução de

dados completa. Limitar-se-á a reportar os dados da operação (consumo de Diesel x potência elétrica) de tais grupos geradores operando no modo Diesel. Quantifica-se também o torque de atrito dos geradores de maior porte.

A Figura 19 ilustra o grupo gerador que conta com o motor Perkins 1006 TAG. Na ocasião de seu ensaio a Sala de Testes em Motores do LEV/PUC–Rio dispunha de um berço para dinamômetros, vizinho ao dinamômetro de bancada utilizado no presente trabalho, desocupado. Hoje tal berço hoje conta com um novo dinamômetro, também de fabricação AVL, para testes em motores de até 2.300 Nm. O gerador foi mantido provisoriamente sobre este berço, enquanto ainda vago, para a realização dos ensaios. Vê-se na Figura 19, o duto que trazia ar de vazão medida do tambor de bocais. Também aparecem alguns dos termopares e tomadas de pressão, a montante e jusante, do compressor de ar.



Figura 19: Grupo gerador com motor Perkins 1006 TAG.

Usou-se, nos testes de tal grupo gerador, para a medida dos parâmetros de interesse, o sistema de aquisição de dados do dinamômetro de bancada. Também se usou a balança de combustível AVL na medida do consumo de Diesel. O ajuste de carga era feito manualmente, pelo acionamento de banco de carga que será descrito mais a frente. A potência elétrica foi medida por transdutor de potência ativa (para circuitos trifásicos desbalanceados), de fabricação ENGRO. A Figura 20 mostra o aspecto dos balancins e cabeçote do Perkins 1006 TAG, em ocasião que o motor foi desmontando para manutenção.

Vistas do motor Cummins NTA855G3 são apresentadas nas Figuras 21 e 22. O arrefecimento do ar de combustão deste motor, de forma distinta da realizada nos outros dois grupos geradores, era feito em trocador de calor ar / água. A água empregada no arrefecimento do bloco do motor, de temperatura em torno dos 80 °C, também era utilizada nesta tarefa.



Figura 20: Balancins e válvulas do Perkins 1006 TAG.



Figura 21: Grupo gerador com motor Cummins NTA855G3.



Figura 22: Balancins e válvulas do Cummins NTA855G3.

Os grupos geradores com motores Perkins contam com trocadores de calor ar / ar no resfriamento do ar de combustão. As medidas tomadas indicam que a temperatura dos gases no coletor de admissão destes motores era da ordem de 50 – 60 °C.

O motor Cummins também foi desmontado para manutenção. Nesta ocasião tiraram-se fotos (Figura 22) da caixa de balancins e cabeçote (o motor tem três, um para cada dois cilindros). Cada cilindro conta com quatro válvulas, duas de admissão e duas de descarga. São acionadas ao pares, simultaneamente, por ação de um único balancim. A injeção, neste motor, não é feita por bomba injetora. Cada cilindro conta com um terceiro balancim, empregado no acionamento de seu bico injetor (*common – rail* mecânico).



Figura 23: Grupos geradores com o Perkins 4012 TAG2.



Figura 24: Sistema para dosagem de gás aos Perkins 4012 TAG2.

Os grupos geradores que contam com motores do modelo Perkins 4012 TAG2 estão representados nas Figuras 23 e 24. Este motor, de construção em “V”, conta com dois bancos de cilindros (cada um com seis cilindros). Usam-se dois conjuntos turbo-compressores, sendo que ambos descarregam ar

comprimido em um único trocador de calor, que arrefece o fluido a ser fornecido aos cilindros. A Figura 24 ilustra o sistema de dosagem de gás, desenvolvido em parte com base nos resultados do presente trabalho, para a operação de tais máquinas no modo bicomcombustível Diesel / gás. Não é objetivo da presente tese descrever o equipamento ou sua automação em detalhes. Considerou-se, a título de informação, interessante incluir aqui estas poucas fotos do sistema de conversão Diesel / gás desenvolvido na Universidade.



Figura 25: Banco de carga usado na dissipação e ajuste de potência elétrica. As fotos foram tiradas enquanto o sistema dissipava 330 kW.



Figura 26: Medida do consumo de Diesel e aspecto de turbina de motor (Cummins NTA855G3) operando sob carga elevada.

Durante os ensaios dos grupos geradores precisava-se dissipar, de forma controlada e regulável, potência elétrica de vulto razoável. O grupo gerador que contava com o motor Perkins 1006 TAG tinha máxima potência elétrica igual a 120 kW (~ 1.200 lâmpadas de 100 W). Já o gerador acionado pelo Cummins NTA855G3 podia produzir 330 kW (~ 3.300 lâmpadas de 100 W). Construiu-se um banco de carga, ilustrado na Figura 25, para a dissipação de potência

elétrica desta ordem de grandeza. Condutores de cobre, ligados às três fases do grupo gerador a testar, eram imersos em caixa d'água de 1.000 litros, contendo salmoura. A carga era regulada pelo ajuste da profundidade dos condutores de cobre, suspensos por guindaste do tipo "girafa". Era necessário, constantemente, repor com água (doce) o vapor que deixava o aparato. No lado esquerdo da Figura 25 também se vê, em amarelo, onde foi instalada estação de regulagem e medição de gás natural que abastece o Cummins NTA855G3. Esta estação também regula gás a 15 psig. Sua capacidade de vazão (180 Nm³/h) é, entretanto, maior que a do LEV / PUC–Rio.

A instalação elétrica da Universidade, feita para os grupos geradores acionados pelos motores Perkins 4012 TAG2 (1.200 kW cada), permite o funcionamento destes em paralelo com a rede elétrica. Parte do total da demanda elétrica instantânea da Universidade pode, então, ser produzida em tais geradores e o restante adquirido da concessionária de força e luz. O sistema apenas não permite exportação de potência, produzida na PUC–Rio, para a rede de distribuição de eletricidade da Gávea. Os testes de carga destes grupos geradores não foram realizados com o banco de carga a pouco descrito. Foram realizados em horário de elevada demanda elétrica, durante os quais podia-se ajustar, no sistema de controle dos geradores, a potência elétrica que deveriam produzir (desde que inferior a demandada pela Universidade).

A Figura 26 ilustra o sistema usado na medida do consumo de Diesel dos geradores operando em campo. Um reservatório de 20 litros era constantemente pesado em uma balança de fabricação Sartorius (resolução de uma grama). Este reservatório recebia o retorno de Diesel do motor e dele também saía o combustível demandado pelo grupo gerador em teste. O sistema contava com um registro de esfera que permitia o enchimento do reservatório, sempre que este estivesse quase vazio, com combustível oriundo do tanque de Diesel (10.000 litros) dos geradores. A potência elétrica estando estável, e o registro de esfera fechado, media-se a massa de Diesel consumida durante um dado intervalo de tempo. Usou-se um cronômetro de mão no registro do intervalo de tempo em que tal consumo ocorria. A razão entre a massa queimada e o tempo para seu consumo fornecia a vazão de combustível, variável com a potência elétrica, dos grupos geradores. As amostragens de consumo ocorriam durante, tipicamente, três minutos. Neste intervalo de tempo o gerador equipado com o Perkins 4012 TAG2, operando no modo Diesel e com elevada carga elétrica, consumia quase que todo o combustível contido no reservatório em pesagem.

A Figura 26 também ilustra o aspecto do coletor de escape e carcaça da turbina do motor Cummins NTA855G3, operando sob carga elevada. Todos os motores ensaiados, quando a alta carga, operavam com coletor de escape em rubro. Tal coloração só podia ser observada em ambiente de pouca luminosidade. Quando bem iluminado, o escape, em condição como esta, parece ao observador como levemente esverdeado.