

3917
102

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
● PROJETO MECÂNICO

MOTORES WANKEL:
Pesquisas e Desenvolvimento

Autor: Aquiles Rocha Coutinho
Orientador: Eng. Oswaldo Garcia

1985

TF-85 Coutinho, Aquiles Rocha
C837m Motores Wankel: Pesquisas e Desenvolvimento;
Orientador Prof. Oswaldo Garcia . São Paulo,
EPUSP, 1985.
45 p. ilus. graf. 33cm.
Bibliografia: pg. 45
Motores de Combustão Interna

Í N D I C E

Introdução	1
Descrição do Funcionamento	6
Lubrificação e Desgaste	8
Emissão de Poluentes	24
Desempenho e Consumo	34

INTRODUÇÃO

Entre várias alternativas para uso em motores automobilísticos, o motor wankel surge como uma das melhores. Durante os anos 70, principalmente antes da crise de petróleo, os motores rotativos pareciam ser a solução para os graves problemas de poluição, embora apresentassem um consumo maior. Após a crise do petróleo, a necessidade de se obter melhores rendimentos dos motores desestimulou a pesquisa desse tipo de motor.

Sob o ponto de vista da emissão de poluentes os motores rotativos apresentam os mesmos problemas de controle dos motores convencionais, contudo existem 2 vantagens principais:

- 1 - menor emissão de NO_x
- 2 - maior facilidade de controle de emissões.

Os motores Wankel não possuem válvulas, comandos de válvulas, acionadores de válvulas, na verdade os motores Wankel possuem metade das partes móveis dos motores convencionais, embora essa simplicidade sugestiona uma maior durabilidade e mais fácil manutenção, existem elementos críticos nos motores Wankel que precisam ser aperfeiçoados até que não existem questões quanto a durabilidade desse motor quando comparados com os motores à pistão.

Uma vez que todos os movimentos nos motores Wankel são rotativos, ele apresenta bem menos vibração que os motores à pistão. Em algumas aplicações isso pode ser uma grande vantagem, por exemplo em moto-serras, "Snow mobiles" ou mesmo em motores 4 cilindros em linha para automóveis. Mesmo comparando com motores 6 cilindros ou v-8, o Wankel é extremamente macio. Apesar disso, o Wankel apresenta problemas de torsão relacionados com a variação do torque do eixo de manivelas, e deve ser dada uma atenção especial para o acoplamento do eixo de manivelas com sistema de propulsão.

A vantagem principal do motor Wankel é seu menor tamanho. Para uma mesma potência o motor Wankel tem a metade do tamanho de um motor convencional. Isso permite ao projetista uma diminuição do volume reservado ao motor.

O motor Wankel é mais leve também, cerca de 60% quando comparado aos motores convencionais, no entanto essa vantagem é menos significativa quando comparado aos motores 2 tempos. Ele pos

sui características superiores de admissão já que não possui válvulas, apenas um arranjo não obstruído de portas. Os processos de admissão e exaustão ocorrem sobre ângulos maiores do eixo de manivelas. Isso permite a aceitação de uma maior variedade de combustível que nos motores a gasolina convencionais. A octanagem requerida é menor. Devido ao formato da câmara de combustão (próximo ao ponto morto superior a câmara é dividida em 2 partes, uma rápida transferência de massa ocorre da parte secundária da câmara em direção a parte primária, um movimento de mistura unidirecional) os motores rotativos parecem ser naturalmente feitos para cargas de combustão estratificadas.

Outra área de potencial vantagem é sua grande habilidade de operar a altas rotações e isto pode aumentar ainda mais a sua vantagem em potência por litro.

Quanto ao nível de ruído dos motores Wankel, devemos levar em conta o tipo de aplicação para qual ele se destina. Se pensarmos no motor Wankel como um substituto para motores 2 tempos num veículo recreativo ou motosserra, ele apresenta grandes vantagens. O balanceamento inerente aos motores Wankel reduz a vibração estrutural em comparação com motores de 1 ou 2 cilindros a pistão. Devido aos motores Wankel terem deslocamentos positivos nos processos de admissão e exaustão, ou desempenho não é muito degradado pelo uso de silenciadores como nos motores 2 tempos.

Em aplicações automotivas devemos olhar tanto as características construtivas como o ruído do exaustão. Os motores rotativos são certamente macios mas isso não é muito evidente numa comparação com motores de 6 ou 8 cilindros. As portas de exaustão nos motores rotativos abrem muito rapidamente, ocasionando um rápido aumento de pressão no sistema de escape. O ruído que está associado a esse rápido aumento da pressão está espalhado sobre um espectro de frequências maior que motores convencionais e talvez seja mais difícil de controlar com as técnicas convencionais.

A questão de economia de combustível é uma consideração importante na comparação entre os motores, por volta de 1973 admitia-se que o consumo dos motores Wankel era de 15 a 20% maior em comparação com os motores à pistão em um mesmo veículo. Experiências recentes com motores Wankel da Tokyo Kogyo e da Curtiss-Whryght apresentam dados de consumo equivalentes aos motores à pistão. Existem vários motivos para essa diferença de consumo, a mais importan-

te é o vazamento pelas palhetas, esses vazamentos são responsáveis por cerca de 75% da diferença de consumo e foi minimizada pela utilização de sistemas de isolamento mais eficientes. O restante da diferença está associado aparentemente a alta razão superfície por volume da câmara de combustão e queima relativamente lenta da mistura. Ambos os fatores diminuem o rendimento termodinâmico do processo de combustão e aumentam o consumo de combustível.

No entanto se compararmos os motores rotativos com um motor convencional que possua níveis equivalentes de emissão (necessitando de vários equipamentos para isso), e se considerar um veículo construído com as vantagens permitidas por um motor Wankel (menor volume para motor, menor peso) é provável que o motor Wankel apresente até vantagens em termos de consumo de combustível.

Se pensarmos no uso dos motores rotativos em lugar de motores convencionais em veículos convencionais os incentivos são muito grandes.

O fator econômico mais significativo do motor Wankel está na possibilidade de alterar o desenho dos chassis e carrocerias dos automóveis. O relativamente pequeno tamanho do motor Wankel pode permitir aos fabricantes um dramático controle de custos. Além de ser 50% mais leve o motor Wankel permitiria um encurtamento do veículo de quase 40 cm e a redução do peso do motor permitiria uma diminuição de peso das estruturas que suportam os motores.

O menor volume do motor permitiria um aumento do volume disponível para passageiros e cargas, e também redução do coeficiente, de penetração aerodinâmica (menor área dianteira).

Além de menor atrito com o ar, a redução de peso diminuiria perdas por atrito de rolamento.

Considerando todos esses fatores um carro movido por motores Wankel teria melhor desempenho e economia de combustível que os carros convencionais com motores a pistão. Os níveis de emissão seriam ainda menores já que menos potência seria necessária para a execução de um mesmo serviço.

O cofre de motor mais baixo proporcionado pelo motor Wankel melhora a visibilidade para os motoristas. O menor tamanho do veículo e menor peso trariam maior maneabilidade e direcionabilidade.

A diminuição de peso aumentaria a vida de pneus e freios. O tamanho dos radiadores e trens de força também seriam reduzi

dos já que carros com motores Wankel necessitariam de menos potência para um mesmo desempenho. A economia potencial seria mais que suficiente para cobrir os gastos com características de segurança e sistemas de controle de emissões atualmente utilizados.

Na comparação de desempenho, os motores rotativos a apresentam desempenho apenas satisfatório a baixas rotações, no en tanto a altas rotações o seu desempenho é superior aos motores con vencionais. Os motores Wankel podem operar a rotações de até 7000-10000 rpm, bem melhor que 4000-5000 dos motores convencionais.

Uma vez que os motores Wankel são basicamente iguais aos motores convencionais seria normal esperar que ele apresentasse os mesmos problemas básicos de emissão de poluentes, na verdade elas são semelhantes em tipo mas não em concentração. Os projetos mais antigos apresentavam altas emissões de hidrocarbonos devido principalmente aos vazamentos da mistura combustível-ar através das palhetas de selagem nos vórtices dos rotores, e também a grande su perfície em relação ao volume das câmaras de combustão. Nos anos 60 os hidrocarbonos pareciam ser o principal poluente e isso fez com que o motor Wankel ganhasse uma reputação de motor "sujo". Contudo haviam 2 escolas de pensamento; uma dizia que os hidrocarbonos eram um problema e que o Wankel nunca deveria ser fabricado.

A outra dizia que no futuro outros poluentes seriam encontrados e que o Wankel era uma alternativa.

O monóxido de carbono no escape é essencialmente uma função da razão ar-combustível e para os motores rotativos não é di ferente dos motores à pistão.

O fator mais importante em favor do Wankel é a baixa concentração de NO_x , isto é muito importante pois o problema do NO_x é certamente o mais difícil dos três principais poluentes. Hidrocarbonos são os mais fáceis de controlar.

Os motores Wankel apresentam problemas de isolamento nas palhetas nas arestas dos rotores triangulares, pois apenas uma linha simples de isolamento é possível entre as câmaras adjacentes. E também é muito difícil lubrificar a superfície entre a palheta e o troncoide (superfície interna do motor). Muitos progressos tem acontecido nesse campo com a utilização de materiais que apresentam grande durabilidade e eficiência no isolamento.

Mesmo que seja necessário utilizar reatores térmicos ou catalíticos para reduzir a emissão de poluentes nos motores Wan-

kel esses reatores podem ser simplificados em comparação com os motores à pistão. Primeiramente porque o escape é quente e perde calor rapidamente e também pela utilização de portas simples de escape diminuir o tamanho do sistema de tratamento dos gases de escape. Nos trabalhos com motores rotativos da Curtiss- Whryght os reatores térmicos tinham um quarto do tamanho dos reatores para um motor V-8 convencional de mesma potência, para serem altamente efetivos no controle da emissão de hidrocarbonos.

Os motores Wankel podem ser feitos mais rapidamente e mais baratos por cavalo de potência, que os motores convencionais. Os principais problemas encontrados são a usinagem da superfície do troncóide, suportes das palhetas de isolamento e dificuldades de montagem associadas com as palhetas de isolamento. Como o peso do motor é o fator mais importante na determinação do custo nessa base o motor Wankel custa aproximadamente 60% de um motor convencional para uma mesma potência. Devendo-se levar em conta ainda a redução de custos no projeto de todo o veículo.

Uma revolução nos motores dos anos 60, o motor Wankel nas mãos da Tokyo Kogyo, tem estado em contínua evolução por mais de vinte anos. Inicialmente para assegurar sua confiabilidade e viabilidade prática como uma unidade de potência para uso automotivo; depois para respeitar os padrões de emissão cada vez mais rigorosos, particularmente nos EUA e Japão; para assegurar sua sobrevivência, melhorando seu consumo de combustível; e agora por mais desempenho e eficiência.

DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO

O motor Wankel utiliza um rotor que gira excentricamente numa câmara oval. (fig. 1). O rotor é montado no eixo de manivelas através de engrenagens internas e externas. Os quatro ciclos de admissão, compressão, expansão e escape estão ocorrendo simultaneamente em torno do rotor quando o motor está operando. A fig. mostra o funcionamento do motor. As tres pontas do rotor A, B e C deslizam apertadamente nas laterais da câmara oval. O rotor possui depressões ovais nas três faces do rotor (mostrado em linhas pontilhadas na fig. 2. Em I, a ponta A já passou pela porta de admissão, e portanto a mistura ar combustível pode entrar (1). Em II a ponta A movimentou-se para a frente, de modo que o espaço entre A, C e a câmara (2) aumenta e a mistura ar combustível é admitida. Em III, a admissão continua porque o espaço de combustão (3) continua a aumentar, alcançando o volume máximo em IV. (4)

Voltando a I, vejamos o que ocorre com a mistura. A mistura ar combustível é fechada entre A e B (5), conforme A passa a porta de admissão. Com a rotação do rotor, o espaço de combustão (6), se reduz, em II. Em III, o espaço de combustão (7) é mínimo, e assim a mistura atinge a compressão máxima. Nesse instante ocorre a ignição pela centelha da vela. Começa então o ciclo de expansão. Em IV, os gases (8) em expansão exercem uma força sobre o rotor, estão ação continua em I (9) e II (10). O rotor continua a girar e a ponta anterior atinge a porta de escape, e os gases queimados são expelidos conforme mostrado em III (11) e IV (12)

Como se vê, há três ciclos de expansão para cada rotação do rotor, e o motor fornece potência quase que continuamente.

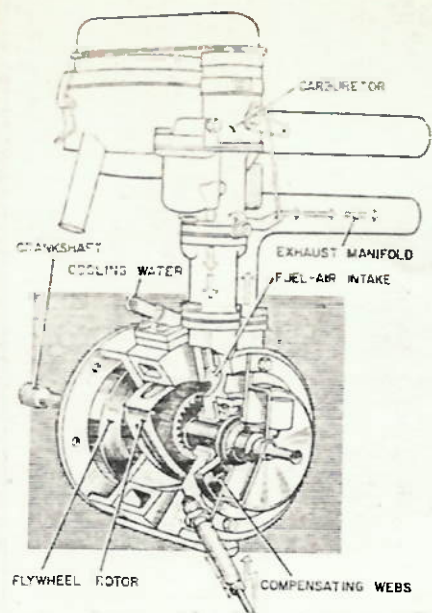


Fig. 1 - Vista e corte de um motor Wankel

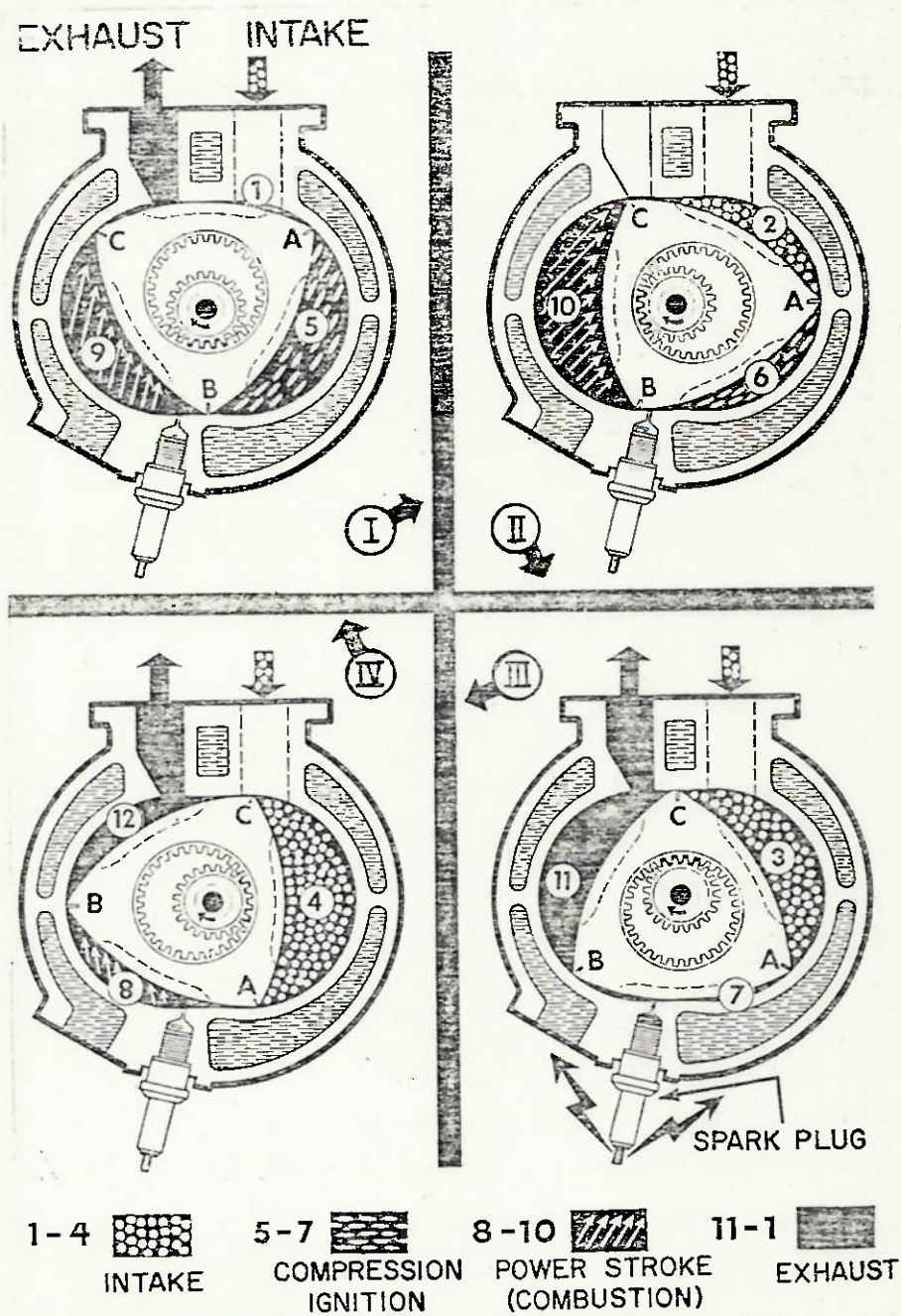


Fig. 2 - Ações no motor Wankel durante uma volta

LUBRIFICAÇÃO E DESGASTE DAS VEDAÇÕES E DO TRONCÓIDE

A qualidade e durabilidade da vedação das câmaras de combustão são um critério essencial para um padrão aceitável de desenvolvimento de motores de combustão e sua adequação para o uso diário em veículos. A confiabilidade e durabilidade do motor Wankel está intimamente relacionada a durabilidade dos componentes de vedação do gás. Além disso, o custo de produção de um sistema satisfatório de vedação do gás influencia consideravelmente o custo de produção do motor. O problema do desgaste é um fator determinante da durabilidade da vedação de gás.

A fig. 1.1 é uma representação da forma básica de vedação do gás do motor Wankel. O rotor deve ser vedado da superfície deslizante do troncóide e das tampas laterais.

Os motores Wankel produzidos pela NSU alemã possuíam uma vedação do ápice de 3 partes localizada numa abertura do rotor e era pressionada contra a superfície do troncóide e as tampas laterais por meio de uma mola de suporte. Com o motor funcionando, havia, em adição a força da mola, forças de gases e inércia. Cinematicamente o movimento da vedação do ápice relativamente a superfície do troncóide é composta de uma oscilação superpondo-se uma velocidade de deslizamento.

Portanto a ponta da vedação do ápice está exposta a uma força de desgaste somente por uma curta duração em certas áreas do troncóide, e conseqüentemente pode se recuperar com as mudanças na zona de contato. Sob condições dinâmicas a força de desgaste na ponta da vedação muda continuamente em magnitude e ponto de aplicação conforme a vedação completa seu percurso pelo troncóide.

A fig 1.2 mostra as áreas afetadas pelo desgaste do sistema de vedação. De acordo com experiências realizadas mudanças nas condições de lubrificação influenciam as áreas afetadas pelo desgaste de maneira relativamente uniforme. Contudo os problemas de desgaste podem ser marcadamente mudados com materiais de composição diferente.

Se são utilizados materiais diferentes para as vedações laterais do ápice, e da peça central, podem surgir problemas de durabilidade devido ao efeito denominado railway track formation devido as diferentes taxas de desgaste do troncóide.

Uma característica significativa da situação do desgaste em um motor Wankel é o efeito marcante na taxa de desgaste da tem

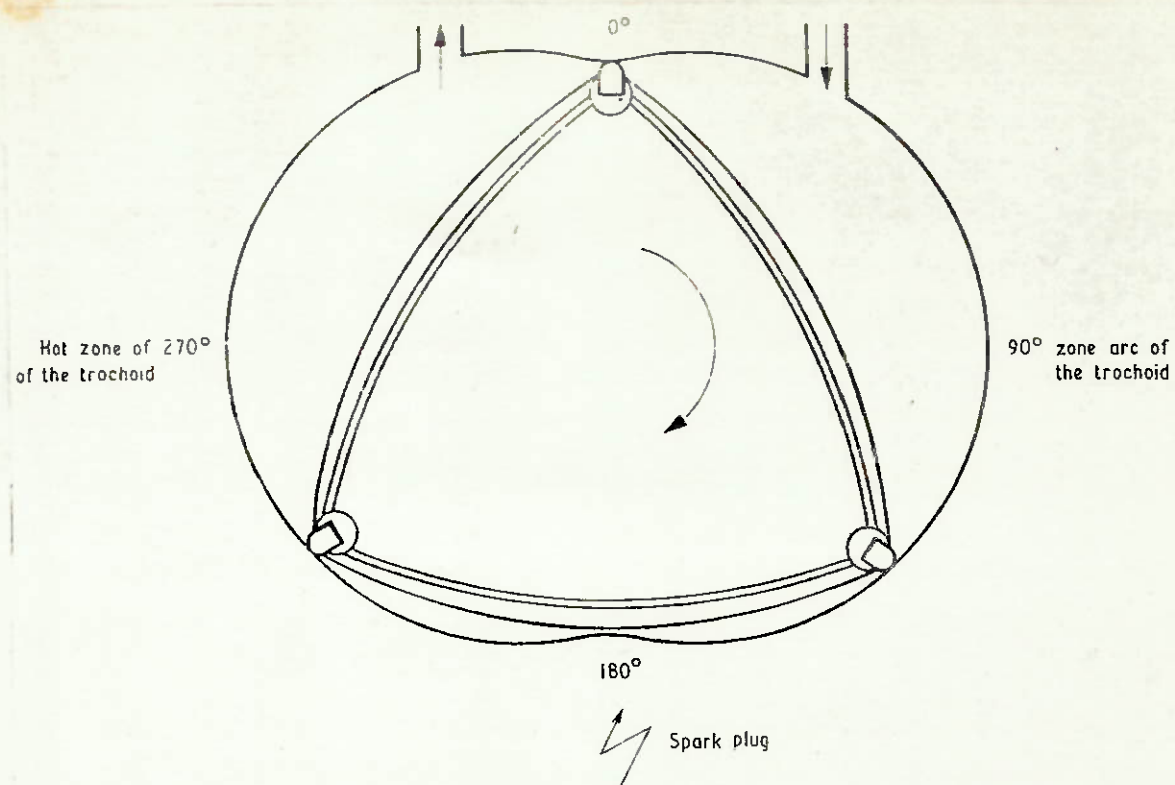


Fig. 1.1 - Vedação de gases no motor Wankel

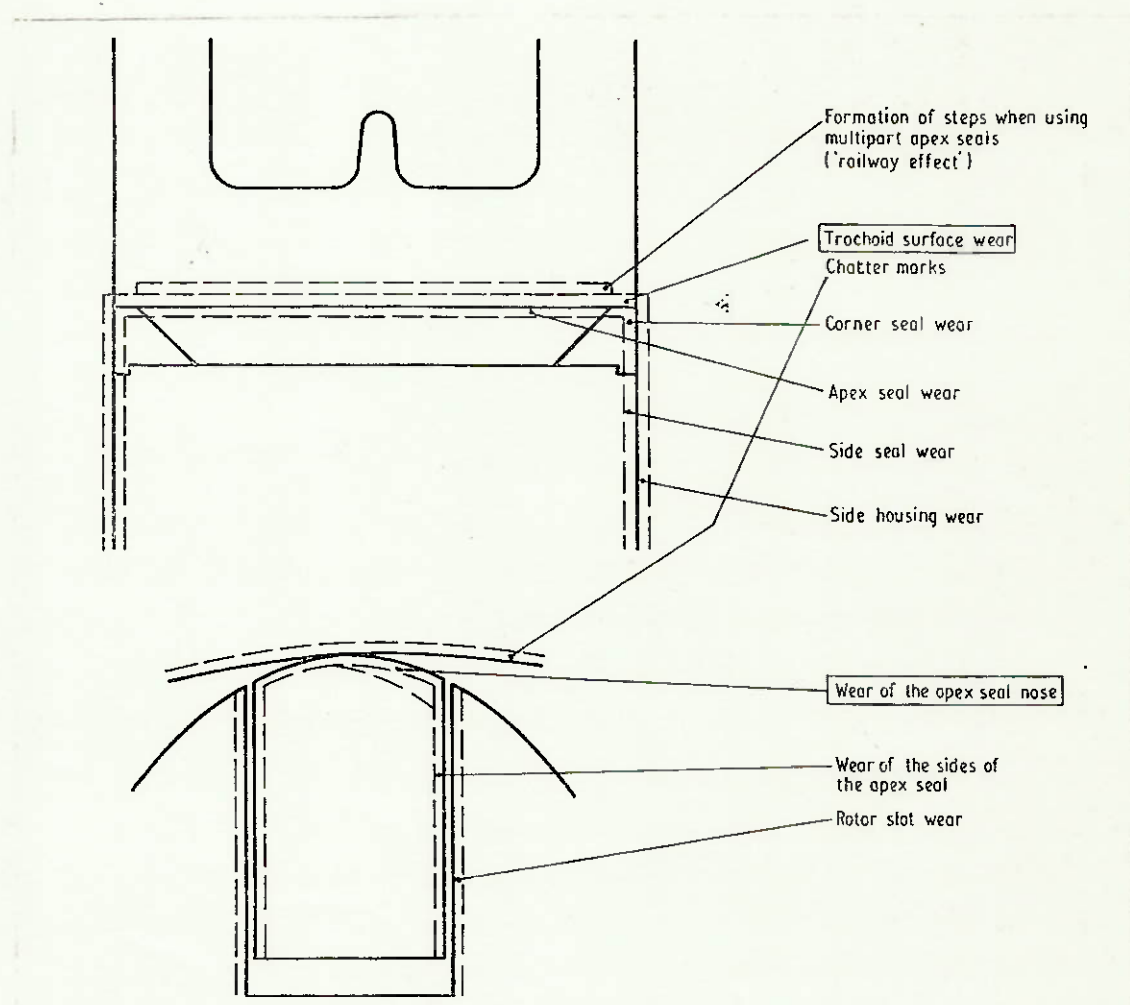


Fig. 1.2 - Zonas de desgaste e vedação de gases

peratura da água de refrigeração. Quando o motor funciona com uma temperatura de saída da água de refrigeração de 30°C o desgaste é de 5 a 10 vezes maior que com uma temperatura de saída de 80°C . Isto se aplica tanto para o desgaste do troncóide como para a vedação do ápice.

A influência de certos parâmetros sobre o desgaste da ponta de vedação do ápice e da superfície do troncóide foi levantado através dos resultados obtidos dos seguintes testes do motor:

- a) condições de funcionamento, por exemplo, variando a temperatura de saída da água de refrigeração e os intervalos estacionários.
- b) materiais diferentes de vedação, e diferentes flexibilidade do mesmo material.

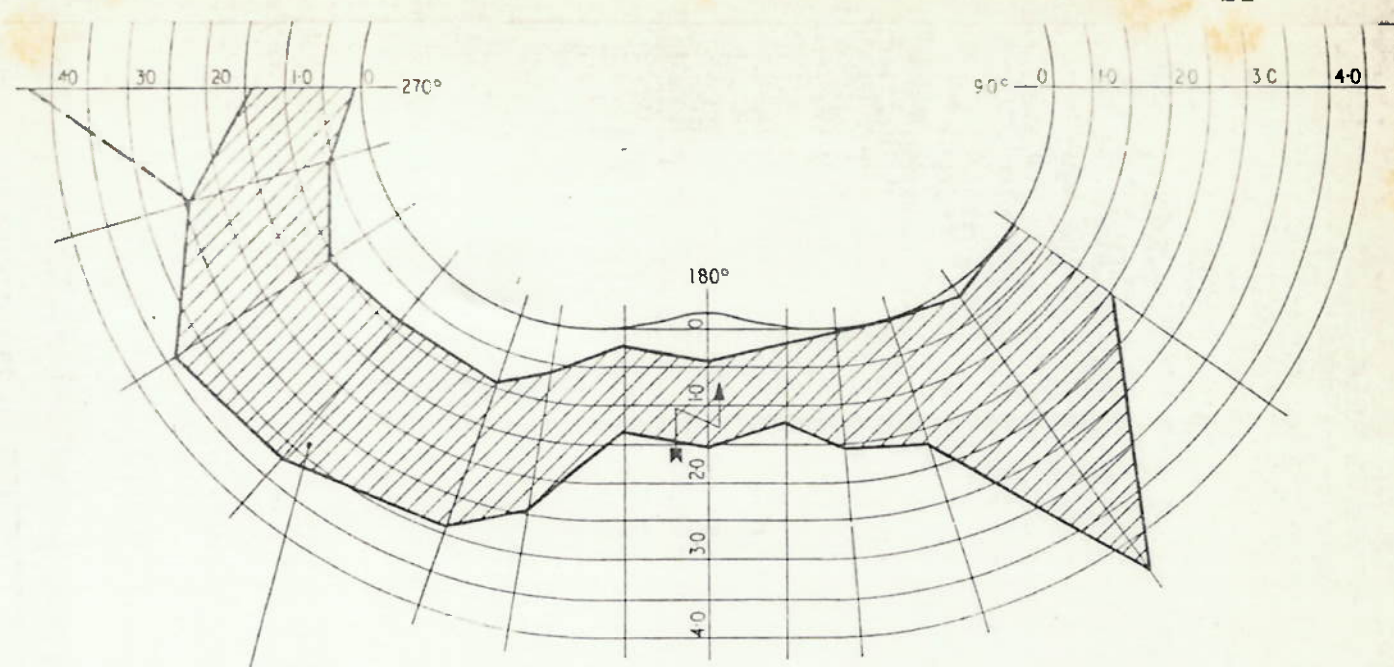
- c) fluidos operacionais: combustível com diferentes curvas de temperatura de ebulição e em conteúdo de chumbo.

A fig. 1.3 mostra o desgaste do troncóide resultante de 23 materiais diferentes de vedação sob as condições denominadas teste Kusi. O teste Kusi foi desenvolvido pela NSU para simular o desgaste nas condições de partida a frio e curta duração de funcionamento.

O motor é posto a funcionar ciclicamente com temperatura de saída da água de resfriamento entre 30°C e 50°C . O motor funciona com carga leve para aquecimento de 30°C a 50°C , nesta temperatura o motor é desligado para resfriar. O desgaste da vedação do ápice e troncóide aumenta nestas condições por um fator de 5 a 10 comparando-se com um teste a plena carga com temperatura de saída da água de 80°C .

A distribuição do desgaste sobre a circunferência do desgaste mostra que as zonas frias e quentes, em particular, são expostas a altos níveis de desgaste. De interesse aqui, somando-se aos níveis absoluto de desgaste, estão as variações no desgaste do troncóide resultando do uso de diferentes materiais de vedação do ápice. A razão entre o máximo e o mínimo desgaste na zona quente é de apenas três por um, em comparação com a razão de doze para um na zona fria, resultante do uso de 23 diferentes materiais de vedação, cada um com um desgaste máximo de $5\text{ }\mu\text{m/h}$ da ponta.

Estas investigações foram realizadas em um motor de dois rotores NSU kkm 612 e um motor de rotor único NSU kkm 613 com revestimento de alumínio Elnisil no alojamento do rotor.



Distribution of wear (0.15 μm/h to 5 μm/h) obtained from testing 23 different apex seal materials

Fig. 1.3 - Influência do material do ápice no desgaste do troncóide (teste Kusi)

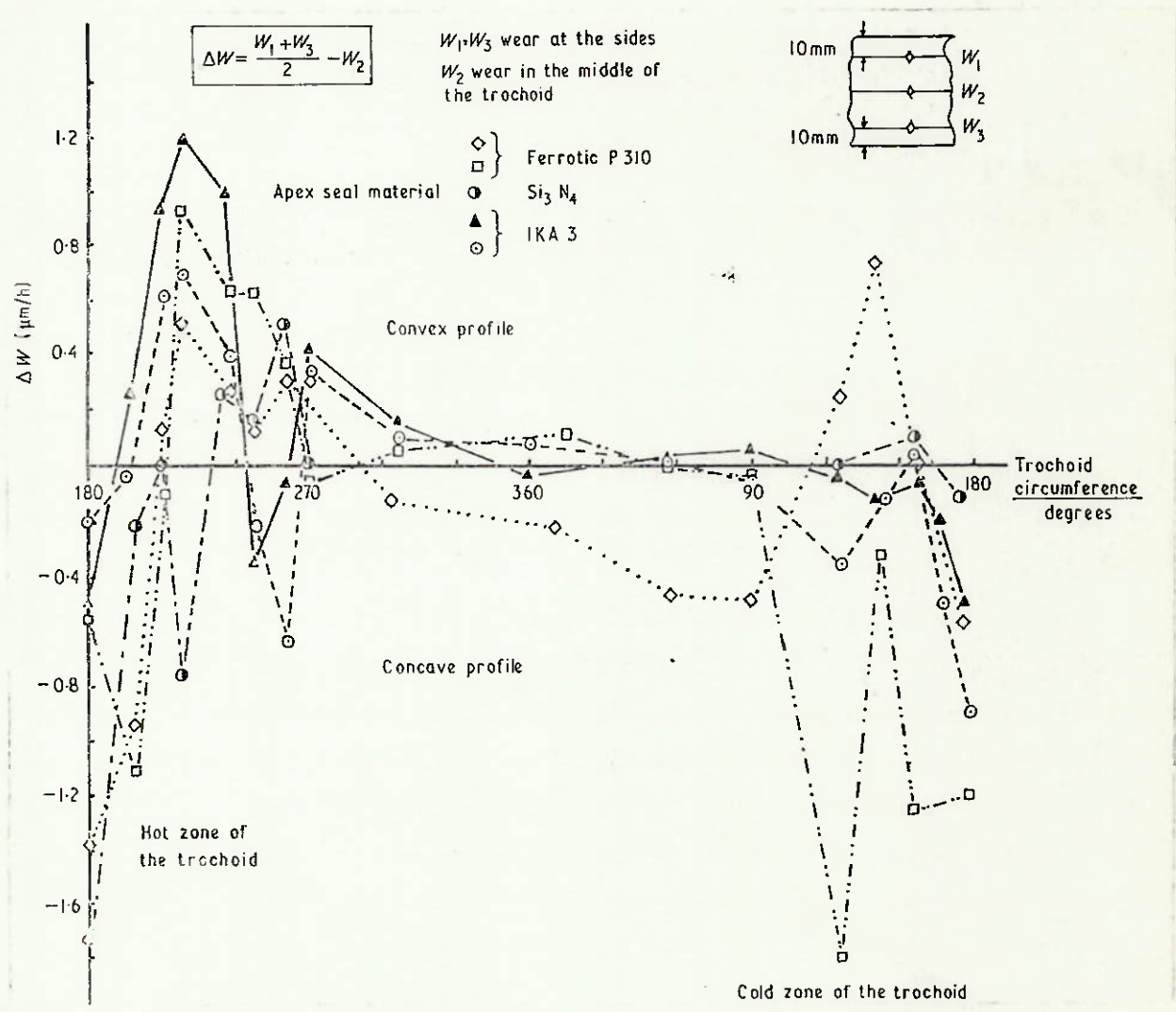


Fig. 1.4 - Desgaste através da largura da superfície do troncóide (teste Kusi)

Dos resultados observados conclui-se que o desgaste do Elnisil na zona quente, pela escolha adequada do material de vedação do ápice, pode ser reduzido apenas dentro de certos limites. Como contribuição adicional na situação do desgaste existe a distribuição do desgaste sobre a largura do troncôide. A fig. 1.4 mostra a diferença no desgaste entre o meio da trilha de deslizamento e nos pontos distantes 10 mm das laterais para zonas quente e fria relativamente ao desgaste médio ($\Delta w/w_m$), para os três materiais de vedação do ápice.

Na zona quente, para todos materiais de vedação do ápice uma tendência uniforme é observada: o desgaste do centro da trilha difere do desgaste das laterais num modo positivo ou negativo dependendo do ponto de observação no troncôide. De maneira a se estabelecer se o alto nível de desgaste no teste Kusi pode ser atribuído aos longos intervalos estacionários durante a parte de resfriamento do ciclo, foram feitos testes com os motores funcionando continuamente sob condições constantes de carga e velocidade, com temperaturas de saída da água refrigerante a 30°C e 80°C. Na Fig. 1.5 os resultados para o desgaste do troncôide e da vedação do ápice são apresentados. Destes resultados conclui-se que o desgaste ocorre durante o funcionamento do motor e não durante os intervalos estacionários.

De modo a investigar a influência dos combustíveis no comportamento do desgaste a baixas temperaturas, foram realizados testes Kusi, inicialmente com combustíveis experimentais sem chumbo com diferentes temperaturas de vaporização. Como as figs. 1.6 e 1.7 mostram, taxas bem baixas de desgaste foram registradas em comparação com combustíveis que tem chumbo. Então para um desses combustíveis sem-chumbo, foram adicionados compostos de chumbos na forma de chumbo tetrametila e chumbo tetraetila, de modo a se atingir o conteúdo normal de chumbo da gasolina alemã. Observando-se as figs. 1.6 e 1.7, estes aditivos aumentaram a taxa de desgaste do troncôide e da vedação do ápice para níveis na região das taxas normais do teste Kusi.

Dos testes realizados podemos resumir, as seguintes conclusões:

- 1 - temperatura baixa da água refrigerante aumenta as taxas de desgaste consideravelmente. Intervalos estacionários intermitentes com resfriamento repentino da zona quente do troncôide não

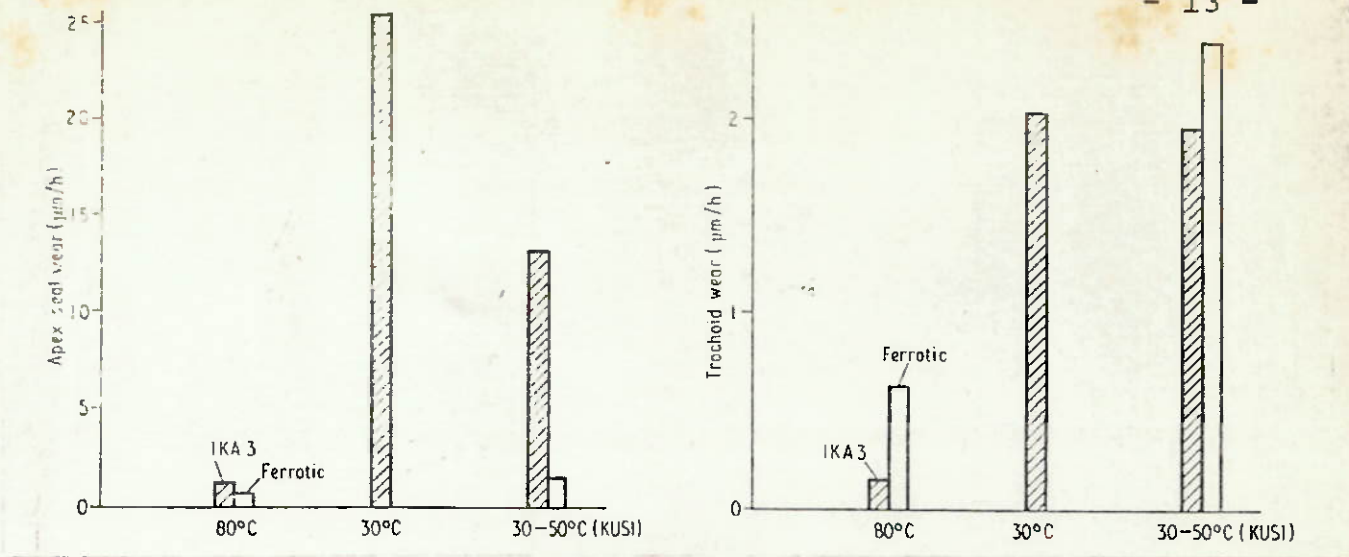
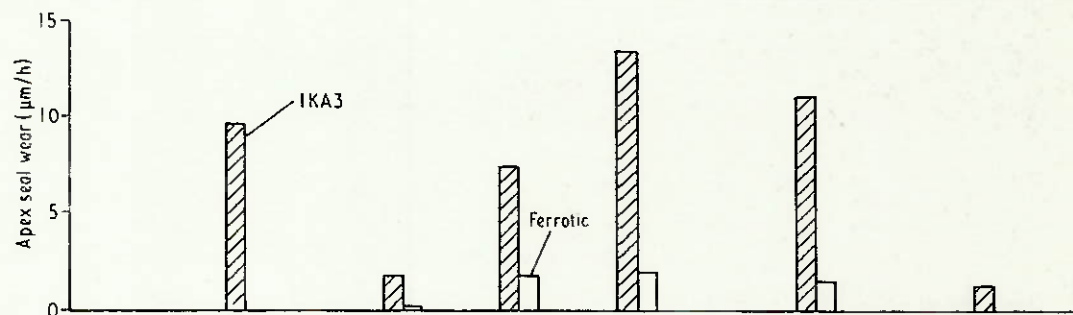


Fig. 1.5 - Comparação de funcionamento contínuo e intermitente no desgaste



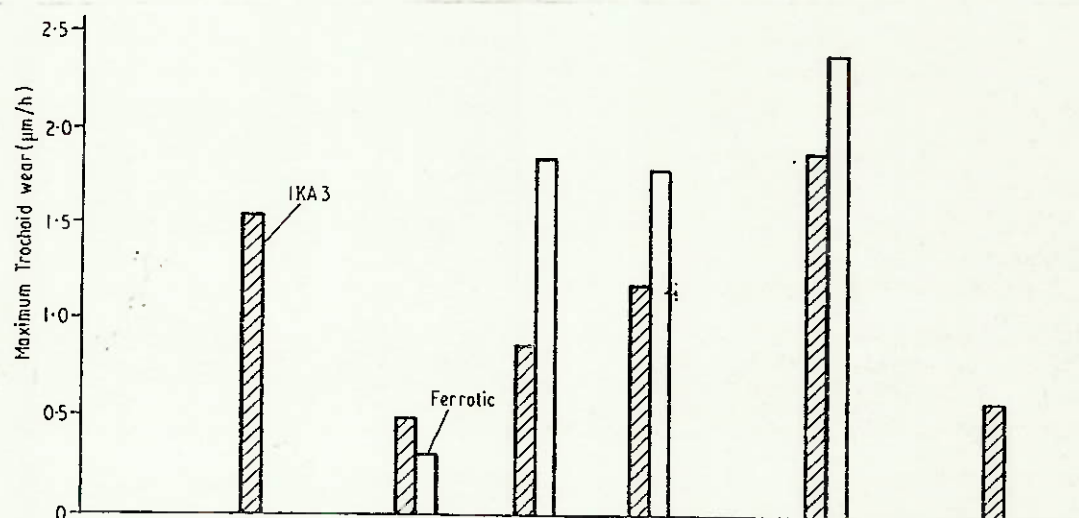
Lead content of fuel (g/l)	0	0	0.4	0.4	0.4	0
Lead compound			TML	TEL	TML/TEL	
Boiling point of fuel °C	166	189	189	189	210	220

ENGINE: NSU KKM 612

MATERIALS: Trochoid surface
Apex seal

Elnisil
IKA 3, Ferrotic

Fig. 1.6 - Variação no desgaste do ápice para diferentes combustíveis



Lead content of fuel (g/l)	0	0	0.4	0.4	0.4	0
Lead compound			TML	TEL	TML/TEL	
Boiling point of fuel °C	166	189	189	189	210	220

ENGINE: NSU KKM 612

MATERIALS: Trochoid surface
Apex seal

Elnisil
IKA 3, Ferrotic

Fig. 1.7 - Variação no desgaste máximo do troncóide para diferentes combustíveis.

tem efeito significativo no desgaste.

2 - Vedação do ápice e desgaste do troncóide (zona quente) são influenciados da mesma maneira pela temperatura da água refrigerante, pelo combustível e óleo.

3 - O desgaste do troncóide na zona quente é mais independente do material de vedação do ápice que o desgaste na zona fria. O mesmo se aplica as diferenças no padrão de desgaste através da largura do troncóide.

4 - sob condição de maior desgaste associada com funcionamento frio, combustíveis com temperaturas de vaporização baixas e contendo alcális de chumbo provocam maior desgaste nas vedações do ápice e troncóides.

Das investigações de desgaste em modelos de testes montados sob condições de carga simulando o motor Wankel, mostra-se que ocorre desgaste mínimo tanto com óleo como por lubrificação junto com combustível desde que os limites de temperatura do lubrificante não sejam excedidos e suficiente lubrificante esteja disponível. Se, no entanto, o respectivo limite de temperatura de cada tipo de lubrificante for excedido, o filme de lubrificação colapsa e as superfícies entram em contato local. Se as superfícies de fricção de contato são pequenas, e há bastante lubrificante nos limites próximos, então boa refrigeração é fornecida pela evaporação do lubrificante, evitando um desgaste mais sério.

Outra situação ocorre quando a temperatura limite do lubrificante permanece suficientemente alta, já que a quantidade disponível para uma boa lubrificação é muito pequena. Neste caso as superfícies de fricção não tem contato direto, mas são expostas a grandes cargas de deformações alternantes. Elas estão funcionando no chamado regime elastohidrodinâmico. Uma alta taxa de desgaste ocorre, devido ao processo de fadiga associado.

As condições de lubrificação elastohidrodinâmica também são alcançadas quando a viscosidade do lubrificante é muito baixa para condições de carga. Mesmo com lubrificante disponível suficiente a espessura do filme de lubrificação na zona de contato torna-se tão pequena que as partes deslizantes são expostas a cargas de deformações alternantes. O comportamento do desgaste na região elastohidrodinâmica pode ser grandemente influenciado pelas reações de superfície do aditivo no combustível e especificações do óleo.

Esta apresentação de princípios básicos da lubrificação deve ser suficiente para propor questões para interpretação dos resultados do desgaste:

1 - As taxas de desgaste, que são maiores sob condições a frio que aquecidas, podem ser atribuídas a uma lubrificação pobre?

2 - As condições de lubrificação pobre são causadas por exceder o limite de temperatura do lubrificante ou por uma quantidade inadequada de lubrificante?

3 - Pode o comportamento diferente do desgaste do trocôide nas zonas quentes e fria ser atribuído as diferentes condições de lubrificação?

4 - Quais parâmetros influenciam as condições instantâneas de lubrificação?

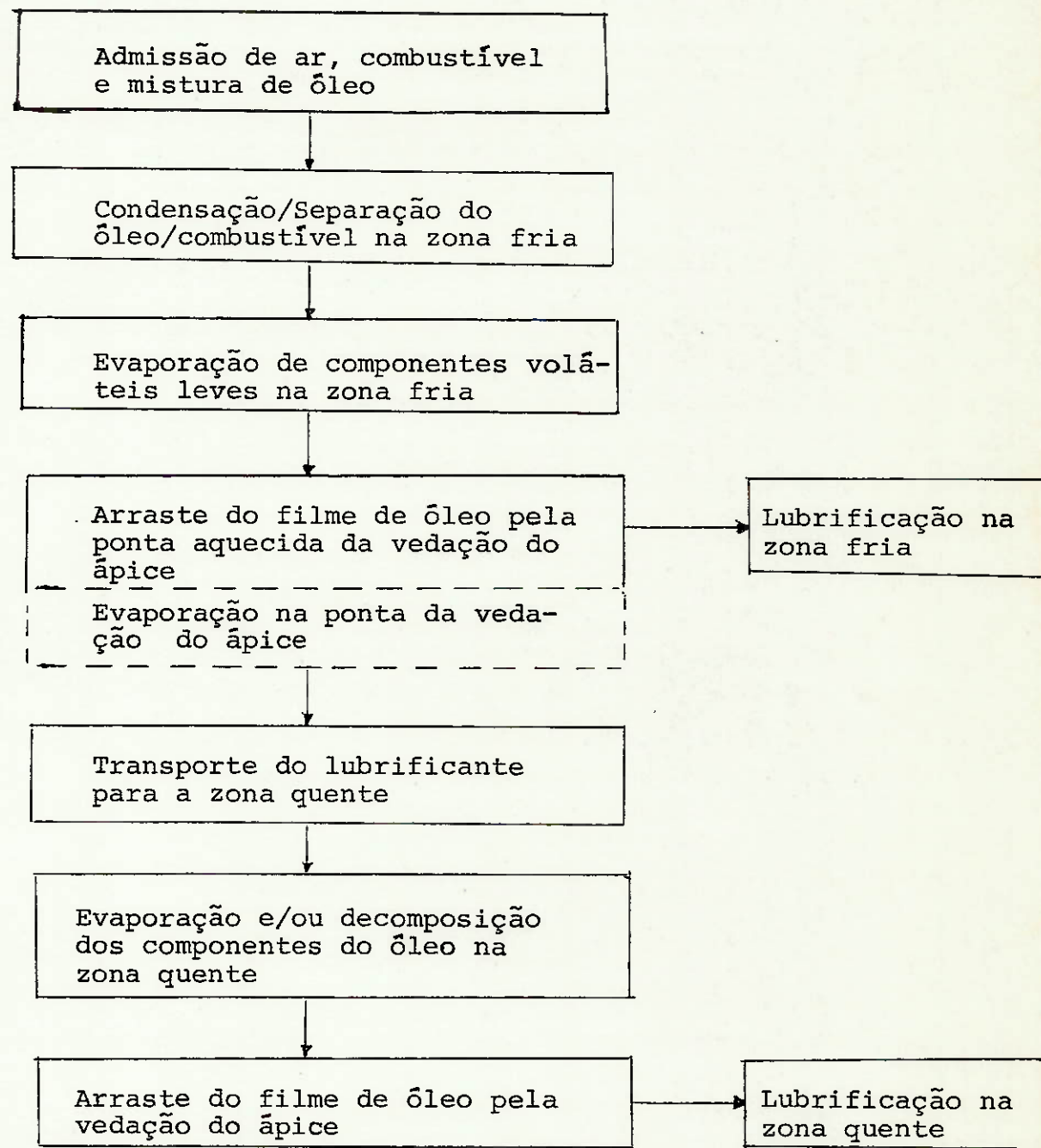
Para responder estas questões é necessário conhecer melhor as condições de lubrificação dos motores Wankel. É necessário visualizar a sequência cronológica da formação de um filme de óleo até o ponto de engajamento na zona de contato com carga.

A fig. 1.8 mostra as fases separadas, que determinam as condições finais de lubrificação. Em contraste com os motores convencionais a pistão recíprocante, no qual o lubrificante para o pistão e anéis é levado diretamente as paredes do cilindro, o motor rotativo tem um número de fases preparatórias que influenciam a quantidade e composição do filme de óleo. Especialmente importante deve ser o fato que a composição do lubrificante será determinada a baixa temperatura na zona fria para engajamento a altas temperaturas.

Isto torna-se particularmente crítico a temperaturas baixas da água refrigerante que aumenta consideravelmente a condensação e evaporação na superfície de deslizamento do trocôide. De outras investigações foi mostrado que a evaporação de uma gota de petróleo a 30°C leva oito vezes mais tempo que a 80°C de temperatura da superfície.

Como alcalis de chumbo na forma líquida estão também presentes, a sua concentração no lubrificante deve também ser muito dependente da temperatura de parede e deste modo também da temperatura da água refrigerante. Chumbo tetrametila tem uma temperatura de evaporação de aproximadamente 110°C e uma temperatura de decomposição de 500°C a 600°C. Chumbo tetraetila não tem um ponto definido de evaporação, e inicia decomposição entre 200°C e 220°C.

Fig. 1.8 - Sequência para formação do filme de óleo no motor Wankel



Para permitir que essas interações sejam checadas, por outro meio que não medidas do desgaste, uma compreensão das condições de lubrificação no motor em funcionamento torna-se necessária. É possível fazer uma estimativa direta do estado instantâneo do lubrificante por meio da medida da resistência elétrica de contato entre o troncoide e a ponta da vedação do ápice. Como se sabe, a separação de dois elementos de fricção condutores de eletricidade por um filme de lubrificação não condutor pode ser estimada pela medida da resistência elétrica de contato.

Baseados na observação desses testes foi possível responder as questões propostas anteriormente, e fornecer uma interpretação para o comportamento do desgaste.

Para a questão 1 - As taxas de desgaste que são maiores sob condições frias que aquecidas podem ser atribuídas a condições interiores de lubrificação.

Para a questão 2 - A causa de condições pobres de lubrificação deve ser diferente na zona fria e na quente. Na zona fria, em funcionamento a frio, a temperatura limite da mistura lubrificante será muito baixa para a vedação do ápice aquecida que se aproxima.

Na zona quente, contudo, lubrificação inadequada na região elastohidrodinâmica deve prevalecer devido ao empobrecimento do óleo sobre a superfície devido a divisão do filme de óleo e evaporação da parte combustível do lubrificante. Isto poderia surgir como uma consequência de um lubrificante de baixa viscosidade.

Para a questão 3 - Os diferentes comportamentos do desgaste do troncoide nas zonas frias e quentes é atribuído as diferentes condições de desgaste como mencionado na resposta a questão 2. Exceder a temperatura limite da mistura lubrificante pela ponta aquecida da vedação do ápice e o consequente ataque do desgaste na superfície do troncoide são muito mais dependentes do material de vedação do ápice. De fato, o maior desgaste do troncoide na zona fria foi obtido com um material de vedação do ápice de alta condutividade térmica e alto calor específico.

Na zona quente, contudo, a taxa de desgaste resulta da magnitude da carga de deformação alternante sob condições de funcionamento no regime elastohidrodinâmico. Apesar, de ser dependente dentro de certos limites, da resistência de deformação do material de vedação do ápice.

Para a questão 4 - As condições de lubrificação são influenciadas pelas temperaturas das superfícies deslizantes e pelas especificações do combustível e do óleo.

A influência sobre o desgaste do conteúdo de chumbo e também outros aditivos quimicamente ativos nos lubrificantes, especialmente durante condições de funcionamento a frio, concorda com observações em modelos experimentais.

Apenas quando ocorrem condições de pouca lubrificação, junto com uma grande carga nas superfícies de deslizamento, o efeito dos aditivos é exibido claramente. Uma compreensão mais exata do mecanismo efetivo desses aditivos é esperada de uma pesquisa analítica das superfícies de deslizamento junto com investigações de modelos.

Dessas pesquisas foi possível definir dois caminhos básicos para desenvolvimento:

- 1) escolha de pares de materiais deslizantes compatíveis que exibirão baixa taxa de desgaste mesmo sob funcionamento a seco e altas cargas de desgaste.
- 2) melhoria das condições de lubrificação, principalmente sob condições extremas de funcionamento, de modo que o problema de desgaste seja resolvido sem recorrer a um processo de seleção de pares de materiais não usuais.

Indubitavelmente muito do desenvolvimento anterior tem procedido na direção da primeira alternativa. Como resultado, materiais trabalhos são usados, onde materiais duros não metálicos são misturados numa matriz metálica, como por exemplo a cobertura Elnisil do troncóide e as vedações do ápice Ferrotic.

Melhores resultados poderiam ser obtidos com pares de materiais nos quais materiais totalmente não-metálico sejam usados, por exemplo, com vedações do ápice de nitreto de silicone sintetizado. Contudo, neste caso, o desgaste da superfície do troncóide não diminui. Experimentos mostraram que a taxa associada de desgaste das superfícies do troncóide aumentaram, especialmente nas áreas de desgaste pesado e altas cargas na zona quente.

O motivo para isso pode estar no aumento da carga de deformação da superfície deslizante do troncóide que ocorre com materiais de vedação do ápice menos flexíveis.

Para diminuir o desgaste do troncóide, materiais de vedação do ápice resistente ao desgaste são necessários de modo a ter uma maior flexibilidade sob carga e mesmo uma reduzida tendên

cia para deformar a superfície do troncôide.

Existe também a alternativa de mudar da cobertura do Elnisil para uma cobertura mais resistente ao desgaste melhor adaptada para uso contra materiais mais duros de vedação do ápice.

Em adição as possibilidades já listadas para combater o problema do desgaste que ocorre com pouca lubrificação, é necessário examinar a questão de possibilidades alternativas que proporcionariam melhorias nas condições de lubrificação. Contudo deve-se lembrar das interações que foram mostradas entre lubrificação, condições operacionais e fluidos de trabalho (gasolina e óleo).

Fora de qualquer futura adaptação dos fluidos de trabalho (gasolina e óleo), que atenda as necessidades dos motores Wankel, permanece a função chave da distribuição de temperatura sobre a superfície de deslizamento do troncôide; quanto maior a diferença de temperatura entre a preparação do lubrificante e seu engajamento na interface de fricção, maior é o perigo de um começo de deslizamento a seco. Contudo isto é grandemente dependente da condensação, evaporação e decomposição características do material de trabalho. Disso temos que a solução pode ser pesquisada em duas direções:

- a) fazer com que o filme de óleo seja menos dependente da temperatura da zona fria do troncôide.
- b) restringir tanto quanto possível as superfícies de baixa temperatura na zona fria do troncôide.

Os problemas de vedação e compatibilidade de superfícies são muito importantes para o progresso do motor Wankel, e o sucesso das versões japonesas pode ser creditada em parte ao processo de manufatura utilizado para fabricação do bloco do troncôide. Este bloco é fundido por um processo a alta pressão com cobertura interna de aço que é inserido no bloco durante a fundição e recoberto com cromo. O método de cobertura insertada para fabricar superfícies com alta resistência ao desgaste foi concebida originalmente para motores convencionais refrigerados a ar, mas nunca havia sido totalmente explorada. Ela consiste, como mostrado na fig. 1.9 de cobrir os moldes da forma do troncôide, e depois a fundição a alta pressão. Sob a alta pressão de 6 a 10000 psi da injeção o alumínio moldado penetra nos poros da cobertura e estabelece uma união metalúrgica completa.

A superfície interna do troncôide onde haverá desliza-

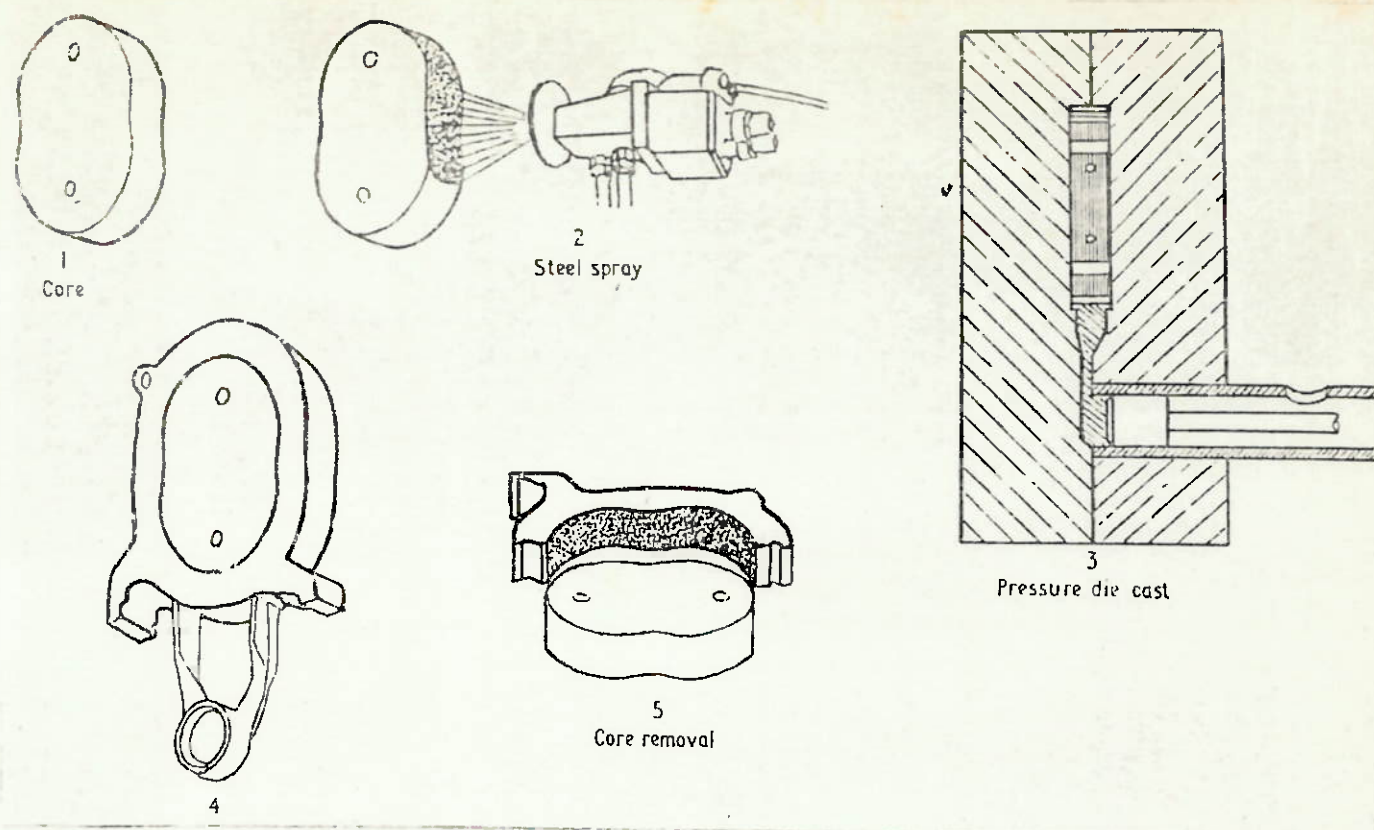


Fig. 1.9 - Estágios na produção do bloco em alumínio fundido com inserto de aço.

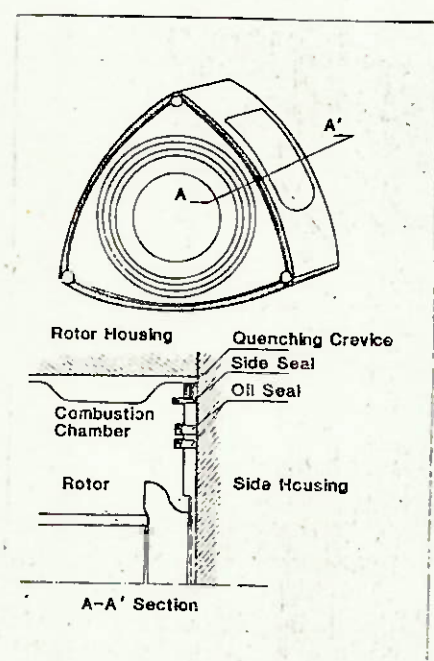


Fig. 1.10 - Folga dissipadora no motor rotativo é a maior fonte de emissões de HC.

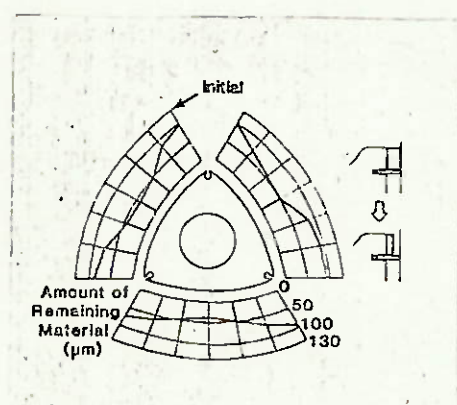


Fig. 1.11 - Desgaste da superfície de material composite do rotor mostra redução da superfície de 130 μm para 40 μm .

mento é coberta com pequenos pontos porosos de cromo que retem o lubrificante, melhorando assim o efeito de vedação e a confiabilidade. Um último desenvolvimento desse processo foi apresentado nos motores rotativos turbo-alimentados. Como o desempenho do motor e consequentemente os valores térmicos foram marcadamente aumentados, no mínimo em 30 por cento, a lubrificação da superfície de deslizamento do troncoide e do próprio turbocompressor ficou mais difícil. O novo método denomina-se MCP (micro-channel - porous plating), é uma evolução do método anterior, no qual os pequenos pontos porosos são conectados por uma rede de micro-canais. Também diferentemente do motor carburado em que óleo lubrificante é misturado no carburador para lubrificação das vedações, no motor turbo é dotada injeção de óleo separada, um bico na tubulação primária e outro diretamente na câmara troncoide, ambos alimentados por uma bomba dosadora movida por eixo excêntrico, cujas características de dosagem são proporcionadas pela abertura da válvula do venturi. O turbocompressor também é lubrificado, graças a adequada capacidade de lubrificação do motor rotativo (os rotores são refrigerados a óleo). Uma parte do óleo lubrificante no turbocompressor é direcionada através de uma pequena passagem para uma câmara diretamente sobre o rolamento da turbina para resfriamento. O corpo principal do turbocompressor é protegido pela inserção de uma parede dupla para isolamento do calor entre a câmara quente da turbina e o corpo.

O uso de uma cobertura de material composite (epoxy, alumínio-molibdênio) auxiliou na determinação do perfil do rotor, para permitir menor nível de ruído, menores emissões e melhor consumo de óleo lubrificante. A fig. 1.10 mostra o rotor e a folga dissipadora de um motor rotativo. No controle de emissões, a redução de HC é particularmente importante e as folgas, uma das fontes de HC puro, deve ser limitada ao mínimo possível. Do ponto de vista de evitar o arranhamento do rotor e da lateral da superfície de deslizamento, é necessário providenciar uma certa folga.

Os resultados de se utilizar o método de desgaste são mostrados na fig. 1.11. Note que uma cobertura de 130 μm de material composite colocado nas faces da frente e de trás do rotor dianteiro teve um desgaste máximo de 90 μm , indicando que uma redução da folga para 40 μm é possível em um lado. Diagramas para o lado de trás do rotor dianteiro parecem ser de forma similar, porém com me

nor desgaste, principalmente no meio das laterais.

A figura mostra que o meio das faces dos rotores tem um desgaste maior em comparação com outras áreas. Consequentemente, se o volume da folga for preenchido com um material que é muito durável, e que não cause dano ao motor, as partes em contato com a superfície de deslizamento irão desgastar rapidamente. Contudo a maior parte da camada permanecerá, tornando possível uma redução considerável das emissões de HC.

Uma redução das fugas de gases contribuiu para melhorar alguns índices de desempenho do motor como pressão efetiva média e consumo específico de combustível enquanto diminuía a emissão de HC nos gases de escape. A pressão efetiva média e o consumo específico médio foram melhorados devido a uma redução das fugas de gases durante os ciclos de combustão e compressão, e menos HC é emitido já que as quantidades de mistura não queimadas foram reduzidas por uma melhor separação entre os ciclos de combustão e exaustão.

Em motores rotativos os vazamentos de gases podem ocorrer na aresta, cantos e laterais das vedações do rotor. Uma vez que as fugas de gases pelos cantos eram maiores, foram concentrados maiores esforços na sua redução; as mudanças de configuração são mostradas na fig. 1.12. Nos modelos 1976, a folga na vedação da aresta foi reduzida de 1,5 mm para 0,4 mm para reduzir a área geométrica das fugas. Também, para reduzir as fugas entre a periferia do troncôide, a parte superior das vedações foram feitas abauladas na direção axial. Sabia-se que essa fuga ocorria quando a vedação do ápice com sua parte superior resfriada (para resistência ao desgaste) tornava-se concáva devido a deformação do metal durante a operação. O abaulamento da parte superior da vedação compensava esta deformação. A vedação do canto era feita com deformação radial para reduzir a folga ΔC , entre ela e o furo da vedação.

Com os modelos 1981, mais modificações foram feitas. Com a mudança da linha de separação da vedação da aresta, como mostrado na figura, a área de fugas foi ainda mais reduzida.

Um material elástico de vedação resistente ao calor foi colocado no furo central da vedação dos cantos para reduzir as fugas de gas devido as folgas entre a vedação da aresta e vedação do canto. Um teste comparativo dos dois tipos indicou uma fuga 20% menor de HC para as novas vedações e que elas também eram marcadamente mais eficientes em melhorar os níveis de consumo específico

e pressão média, principalmente a baixas rotações onde os tempos de fugas eram relativamente maiores.

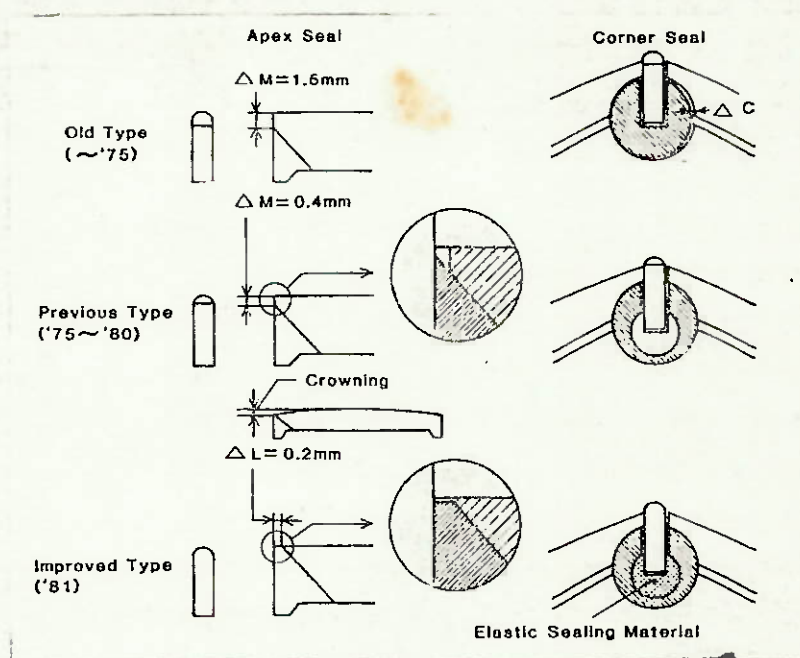


Fig. 1.12 - Melhoramentos nas vedações do ápice (esquerda) e laterais (direita) são mostrados de cima para baixo para versões antes de 1975, entre 76 e 80, e para 1981.

EMIÇÃO DE POLUENTES

Para redução da emissão de poluentes, foram feitos diversos melhoramentos nos motores rotativos. As vedações, tanto no apex como nas laterais, tem sido melhoradas nos últimos modelos da Toyo Kogyo, com efeitos benéficos no consumo de combustível e emissão de HC. Aumento na duração da centelha, melhor localização da vela, e injeção de ar na porta de escape propiciaram uma combustão mais estável resultando numa queda no consumo de combustível em marcha lenta de 24-33%. Um novo sistema de desaceleração evita sobrecargas térmicas no catalizador, e falhas, usando uma válvula obturadora que desvia o fluxo de mistura do rotor traseiro. Um sistema de ar, controlando a janela ou injeção de ar catalizador, permite o uso eficiente de um conversor catalítico para que as emissões estejam nos padrões.

Uma característica distinta dos motores rotativos é a presença de menos NO_x e consideravelmente mais Hidrocarbonos (HC) na saída de escape que nos motores convencionais a pistão. Esta grande concentração de HC no escape é creditada ao grande volume não queimado e a grande área de escape de gás. A Toyo Kogyo desenvolveu e adotou um sistema de reação térmica para seus modelos 1970 que era um dispositivo para oxidar HC. Durante os anos 70, melhorias na economia de combustível foram conseguidos por vários métodos. Uma tecnologia significativa foi a adoção de um sistema de pré-aquecimento do ar secundário (modelos 1976) para aumentar a temperatura do ar secundário para injeção na porta de escape. Isto permitiu reações de oxidação no reator térmico com uma mistura mais pobre, promovendo marcante economia de combustível.

No entanto quando a eficiência térmica era maximizada e a mistura ar/combustível aproximava-se da melhor economia de combustível, tornava-se difícil para o sistema de reator térmico atingir os padrões de emissão mais exigentes de 1981. Isto acontecia porque a temperatura do gás de exaustão diminuía para baixas rotações, tornando a oxidação do HC impossível.

A recirculação dos gases do escape para reduzir a emissão de NO_x devido a misturas pobres causavam problemas de dirigibilidade.

Um sistema catalítico tem vantagens inerentes para melhoria na economia de combustível porque ele pode manter alta eficiência de conversão mesmo em condições de tráfego produzindo gases de escape com temperatura comparativamente mais baixas e pode converter NO_x . Apesar disso, os sistemas catalíticos convencionais não podiam ser adotados nos motores rotativos. Havia problemas com a deterioração do invólucro catalisador e a durabilidade do invólucro devido ao excessivo calor da oxidação do HC. Então os esforços de pesquisa e desenvolvimento foram centrados principalmente na redução do HC antes do catalisador para diminuir a carga de calor, e para o desenvolvimento de um conversor durável e dispositivo comutador de ar capaz de manter a eficiência de conversão elevada.

Na fig. 2.1 pode ser visto um desenho esquemático do motor Mazda RX-7 1981 e sistema catalizador. Os itens principais para melhorar o controle de emissões e economia são:

- 1 - melhora na vedação dos gases
- 2 - melhora da ignição
- 2.a - redução da diluição da mistura através de melhor injeção de ar na porta de escape.
- 2.b - melhora do desempenho da ignição.
- 3 - adoção de válvula obturada para o sistema de controle de desaceleração.

E para o desenvolvimento de um sistema de escape com alta eficiência de conversão:

- 4 - tubo de escape de reação e pré-conversor para melhor resfriamento.
- 5 - conversor principal de invólucro único, tipo duas telas para assegurar alta eficiência de conversão.
- 6 - sistema de controle do ar secundário para controle efetivo de emissões sob diversas condições de tráfego.

MELHORAMENTOS NA IGNIÇÃO - quando um aumento na eficiência térmica é conseguida pela redução de fugas, a alimentação necessária para produzir a mesma potência diminui e o vácuo na admissão aumenta. Fugas de gases de exaustão para a câmara de trabalho durante o ciclo de admissão, aumentam devido ao aumento do vácuo de admissão, causando falhas devido a diluição especialmente em marcha lenta e cargas leves.

Uma mistura ar/combustível mais pobre, para economia de combustível, também resulta em falhas que, por sua vez, aumentam

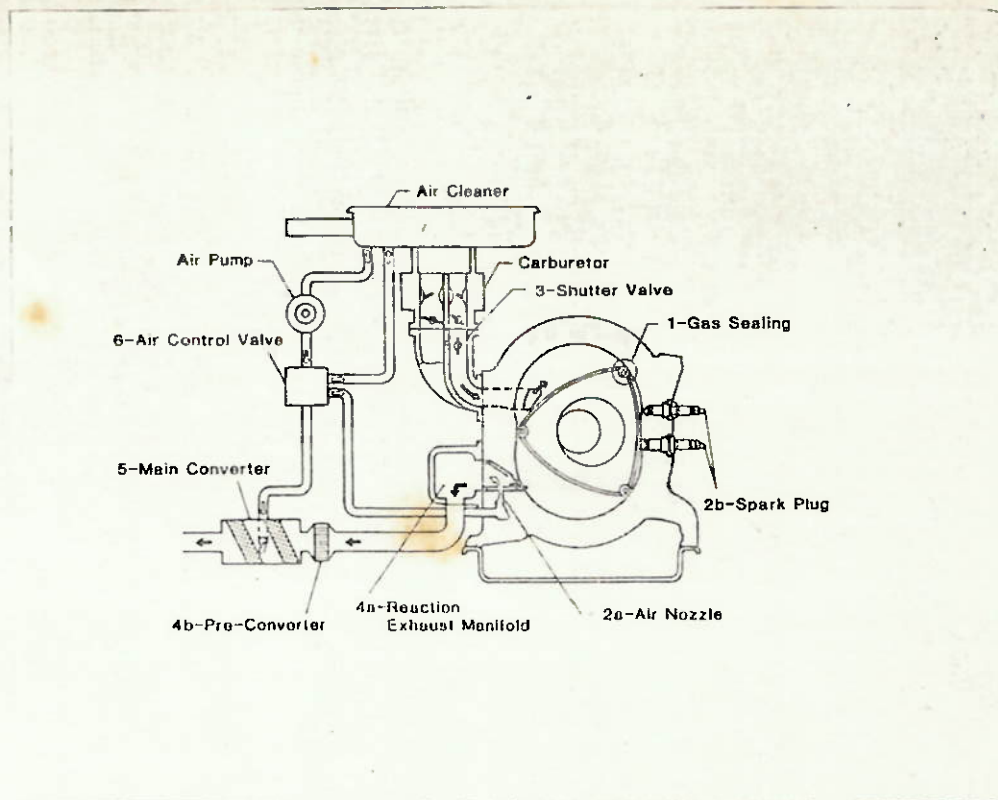


Fig. 2.1 - Motor Rotativo e sistema catalítico, mostrado esquematicamente, indica modificações feitas para respeitar os padrões de emissão de 1981.

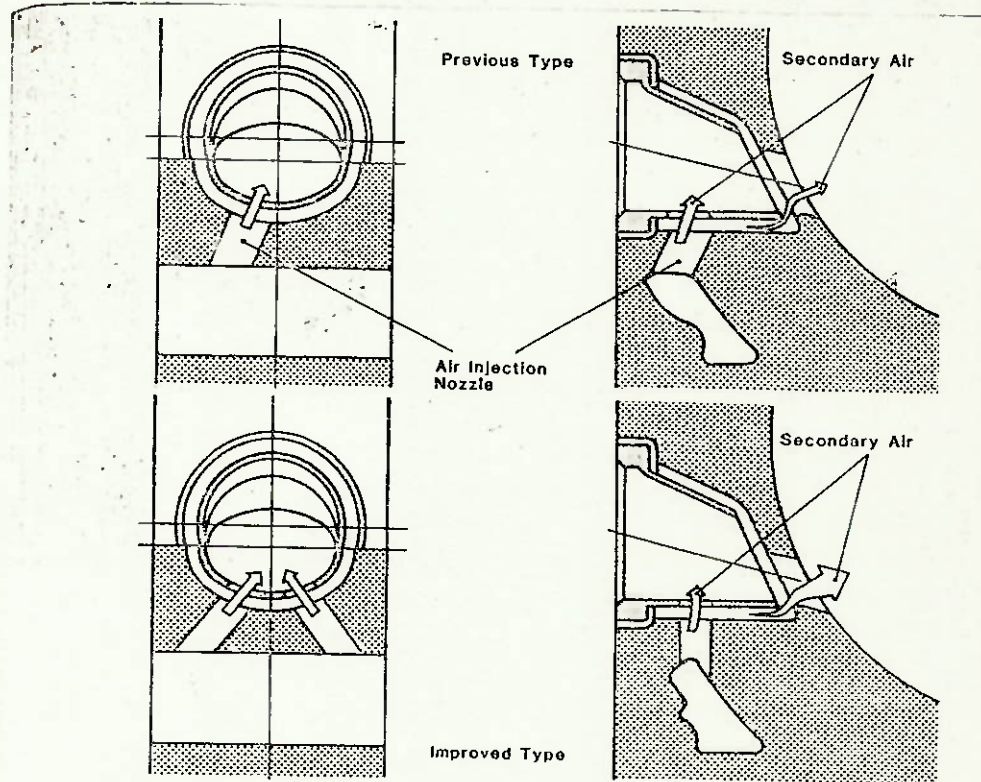


Fig. 2.2 - Configurações dos bicos de injeção de ar nas partes de escape são mostrados para os modelos anteriores e os atuais (inferior).

a emissão de HC e causam instabilidade operacional.

Então torna-se necessário reduzir a diluição pelos gases de exaustão e aperfeicoar o desempenho da ignição. Numa primeira tentativa, a diluição do gás é substituída, tanto quanto - possível, com ar fresco, através de injeção de ar secundário mais efetivamente nos gases de escape. A fig. 2.2 mostra esta melhora nos bicos de injeção de ar pela comparação de localização e configuração dos dois tipos. Os dados indicam que a ignição é claramente melhorada pela indução ou injeção de ar secundário no gás residual como mostra o efeito em falhas e marcha lenta.

Para melhorar o desempenho da ignição, a distância para a centelha foi aumentada de 1,05 para 1,4 mm nos modelos 1981. Para diminuir problemas de erosão devido ao aumento da distância, uma vela de quatro eletrodos foi utilizada ao invés de três eletrodos, assegurando a confiança necessária. Um sistema de ignição de alta potência também é essencial para melhorar a ignição, e é utilizado desde os modelos 1980.

A distância ótima entre os eletrodos da vela e a superfície troncôide foi estudada, e a posição da vela principal foi aproximada 3 mm da superfície. A combinação da folga dos eletrodos e maior proximidade da centelha e câmara provou ser mais eficiente para misturas pobres em estudos relacionando fluxo de combustível e falhas em marcha lenta. A combinação dessas medidas assegurou estabilidade da ignição mesmo com misturas pobres, baixas rotações e cargas leves. O consumo de combustível em marcha lenta dos modelos 1980 e 1981 mostrou melhorias de 24% e 33%, respectivamente.

SISTEMA DE CONTROLE DA DESACELERAÇÃO - Há um aumento de falhas durante a desaceleração porque a eficiência da alimentação diminui e aumenta a diluição pelos gases de escape. O aumento de HC, resultante das falhas, provocam um aumento anormal da temperatura do catalizador, com consequente deterioração prematura do catalizador ou danos ao invólucro.

Para lidar com este problema são utilizados normalmente dispositivos de abertura do venturi e câmaras de amortecimento. A utilização desses dispositivos cria outros problemas tais como aumento do consumo de combustível, uma queda na capacidade de freio motor, vibrações desaceleradoras devido a combustão irregular, etc. Um novo sistema foi desenvolvido como contramedida. Neste, a

eficiência de alimentação de um rotor é aumentada para elevar a taxa de queima enquanto o fornecimento de mistura para o outro rotor é cortada eliminando o torque gerado. Isto está mostrado esquematicamente na fig. 2.3.

No sistema mostrado, uma passagem independente de ar de admissão é adotada tanto para o rotor dianteiro como para o rotor traseiro. A passagem do ar de admissão para a câmara de combustão traseira é equipada com uma válvula obturadora capaz de cortar a mistura. A montante da válvula obturadora uma abertura de conexão permite a ligação das admissões de ar para os rotores dianteiro e traseiro.

Durante a desaceleração a válvula obturadora fecha como resposta de um sinal do sensor que está ligado a válvula do venturi do carburador.

A mistura do rotor traseiro é desviada através da porta de conexão para o rotor dianteiro, sendo então injetada na câmara de combustão dianteira, aumentando a eficiência da alimentação e aumentando a taxa de queima.

Simultaneamente, a câmara traseira, da qual a mistura é retirada pela válvula obturadora, é alimentada com ar (ar fresco) a juzante da válvula obturadora para evitar um aumento muito grande na temperatura do catalisador. Dados relacionando taxa de queima e temperatura do catalisador, durante várias condições de desaceleração confirmam que, com a atuação da válvula obturadora, as taxas de queima são maiores e temperaturas do catalisador menores. A taxa de queima não tem conexão com a rotação do motor, mas está intimamente relacionada com a eficiência de alimentação como representado pelo vácuo na tubulação de admissão.

O relacionamento entre a taxa de queima e temperatura do catalisador indicam que a temperatura diminui com o aumento da taxa de queima. Assim, para reduzir temperatura do catalisador, é necessário aumentar a taxa de queima. Isto é efetivamente realizado pelo aumento da eficiência de alimentação.

Utilizando uma válvula obturadora que direciona a mistura da câmara traseira para a dianteira, a eficiência de alimentação é praticamente duplicada, com conseqüentemente maior taxa de queima. Com esta válvula, a mesma taxa de queima é mantida com misturas mais pobres e recirculação de gases, e o efeito de resfriamento do ar secundário fornecido para a porta de escape é melhorado. Mais ainda, devido a injeção de ar fresco, a recirculação de gases

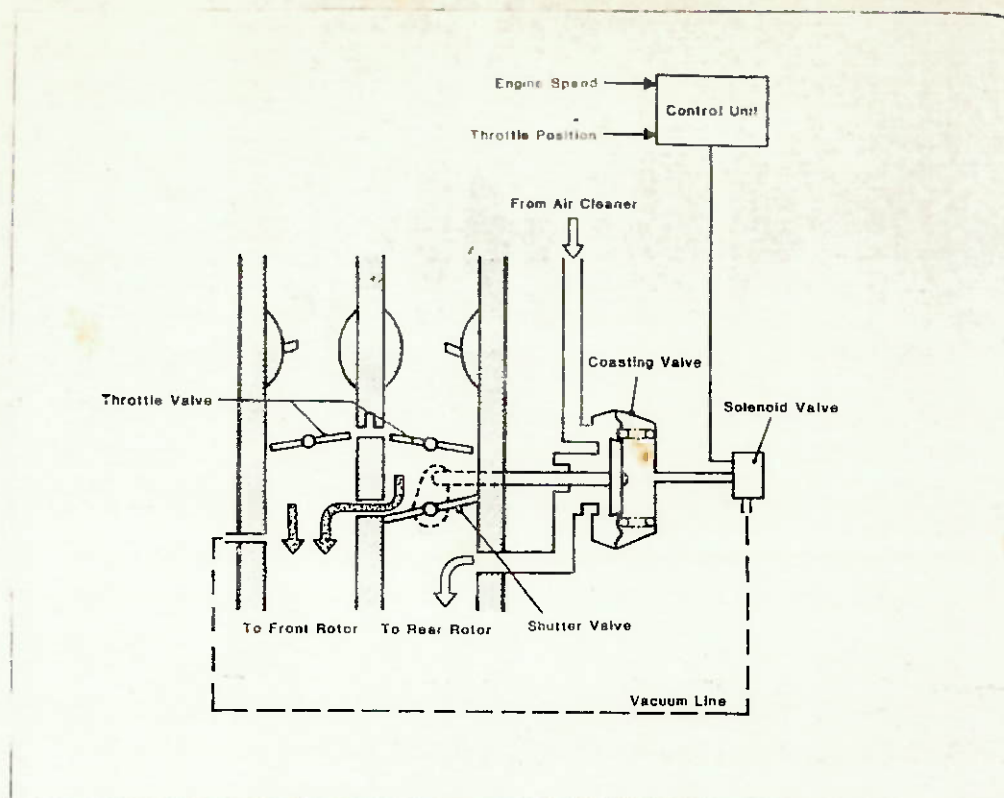


Fig. 2.3 - Sistema de controle de desaceleração possui uma válvula obturadora que desvia mistura do rotor traseiro para o dianteiro, reduzindo falhas.

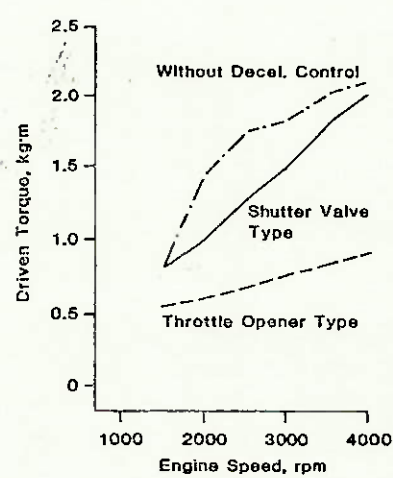


Fig. 2.4 - Torque não é muito afetado pela válvula obturadora do sistema de desaceleração, mas é significativamente melhor que com outros dispositivos.

da câmara de combustão traseira é quase toda de ar aumentando o resfriamento do catalisador. Deste modo, a temperatura do catalisador com válvula obturada é menor para a mesma taxa de queima.

A fig. 2.4 mostra o torque como medido num dinamometro. O torque com a válvula obturadora é ligeiramente menor que o original. É mostrado também o torque com um dispositivo de abertura do venturi controlado a cerca de 70% da taxa de queima para que a temperatura máxima do catalisador seja praticamente a mesma que com válvula obturadora, para uma comparação. Claramente, o torque obtido com o dispositivo de abertura é insuficiente.

Assim como é possível controlar o torque do motor pela operação da válvula do venturi durante uma desaceleração moderada, esta válvula obturadora melhora o controle da desaceleração quando comparada com um dispositivo de abertura do venturi. Ela também aumenta a taxa de queima sem aumentar o fluxo de combustível durante a desaceleração. Testes na Califórnia mostraram que a válvula obturadora aumenta a economia de combustível em cerca de 8%.

MAIOR CONTROLE DE CONVERSÃO DE EMISSÕES - As emissões, especialmente HC puro, foram reduzidas pela utilização das técnicas já mencionadas. A carga no catalisador foi substancialmente reduzida. Contudo, alguns problemas permaneciam sem solução tais como alta quantidade de HC durante aquecimento e grandes quantidades de gases com alta temperatura e alta energia passando pelo catalizador. O sistema de exaustão da fig. 1 foi desenvolvido para resolvê-los. Este sistema consiste de uma tubulação de escape, um conversor monolítico pequeno, e um conversor principal com duas telas, e um sistema de controle do ar secundário.

MELHORA DO DESEMPENHO DURANTE AQUECIMENTO - Durante o aquecimento, grandes quantidades de HC são geralmente emitidos devido a atomização e vaporização insuficientes do combustível, aumento da resistência mecânica, etc. É difícil elevar a temperatura do catalizador num curto espaço de tempo da partida a frio devido a baixa temperatura do gás de exaustão.

Como meio de resolver estes problemas, uma tubulação de reação dos gases de exaustão foi instalada próxima a saída de escape (fig. 2.5) deste modo reações podem ocorrer nela durante operação afogado. Também, um conversor manolítico de pequeno volume (0,4%) foi instalado após a tubulação de reação. Ele funciona ini

cialmente para converter emissões durante a fase posterior do aquecimento. Ele também aumenta a temperatura dos gases de exaustão a serem introduzidos no catalizador principal.

A tubulação de reação da exaustão também serve para abaixar a temperatura do gás de exaustão a altas rotações através da radiação de calor por sua superfície, aquecer o ar de admissão, e reduzir o ruído de escape, etc.

DESENVOLVIMENTO DO CONVERSOR PRINCIPAL - Os principais objetivos do desenvolvimento do conversor principal eram manter uma alta eficiência de conversão por um longo período e obter alta confiabilidade do invólucro. O conversor resultante (fig.2.6) possui duas câmaras num único invólucro.

O bico de injeção do ar secundário, possui vários jatos e é localizado no meio do invólucro entre as duas câmaras. A câmara anterior possui grãos de Pt-Rh e a posterior grãos de Pt-Pd cada uma com 1,4l de capacidade.

Este conversor possui as seguintes características:

- As atmosferas reativas das câmaras dianteira e traseira podem ser independentemente controladas pela divisão do ar injetado.
- Largura/comprimentos das câmaras catalizadoras podem ser ajustadas de acordo com o espaço disponível na parte inferior do assoalho.
- Os catalizadores podem ser mantidos suficientemente quentes através de todo seu comprimento devido a sua estrutura simples.
- Fazendo a carcaça do conversor convexa foi possível um fluxo dos gases de escape, uniforme, sobre a seção inteira das câmaras.
- Instalando um bico de ar divisor que cobre praticamente a largura total da câmara, e instalando vários jatos nele, foi possível misturar ar continuamente com os gases de escape.

A durabilidade do invólucro foi melhorada utilizando uma liga especial resistente ao calor capaz de suportar pesadas cargas térmicas localizadas na carcaça do catalisador. Foi desenvolvida também uma estrutura de alívio que absorve a expansão térmica da carcaça interna e do catalisador, e uma câmara cônica que ajuda a dispersar o stress térmico.

OTIMIZAÇÃO DO CONTROLE DE AR SECUNDÁRIO - A quantidade de ar secundário varia de acordo com as condições de tráfego. Também, uma vez que a taxa de cada constituinte da emissão varia com o modo de dirigir é necessário controlar o ar secundário de modo que HC, CO e NO_x possam ser eficientemente convertidos numa atmosfera de redução ou oxidação. Um sistema que fornece ar secundário pa

ra o local correto no tempo certo e na quantidade certa foi desenvolvido para lidar com esse problema.

A fig. 2.7 mostra como a atmosfera reativa do catalisador é controlada pelo ar secundário em respostas as condições de dirigir. Ar secundário é fornecido pela válvula de controle de ar para a saída de exaustão e para o centro do conversor principal.

Em baixa rotação ou carga leve quando a emissão de NO_x é baixa, ar secundário é fornecido para as saídas de escape e câmaras catalizadoras.

Num campo de rotações médias, para o qual a mistura está localizada numa determinada taxa estequiométrica, ar secundário é injetado no conversor principal. Sob estas condições NO_x , HC e CO são convertidos, por uma reação estável, na câmara traseira.

Em alta rotação ou cargas pesadas, ar é recebido do filtro de ar, mas a temperatura de reação é alta, mantendo alto desempenho de conversão. Adotando este sistema, foi possível atingir os padrões de emissão sem usar um sistema de recirculação dos gases, utilizando a característica de baixa emissão de NO_x dos motores rotativos.

A adoção de um sistema catalisador para o motor rotativo tornou possível empobrecer a mistura, particularmente em baixa rotação e campo de cargas leves onde era difícil lidar com um sistema de reação térmica. Como notado, melhorias na vedação do gas, ignição, etc. levaram a um aumento na economia de combustível.

Os modelos 1981 (com catalisador) tem uma economia de combustível cerca de 20% maior que os modelos 1980 (com reator térmico). Essa melhora pode ser creditada principalmente aos melhoramentos já citados, embora a redução de peso também tenha contribuído o controle de emissões :foi feito para respeitar os padrões mais exigentes de 1981.

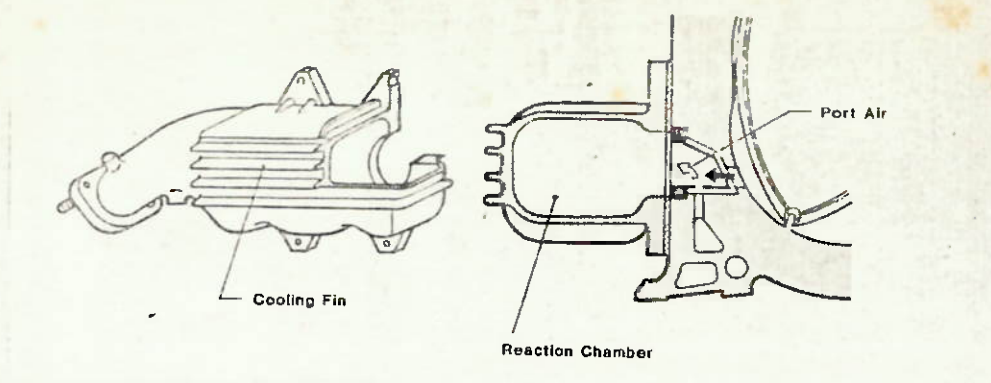


Fig. 2.5 - Tubulação de Escape de reação para o motor rotativo ajuda no controle de emissão de HC e evita superaquecimento do catalisador

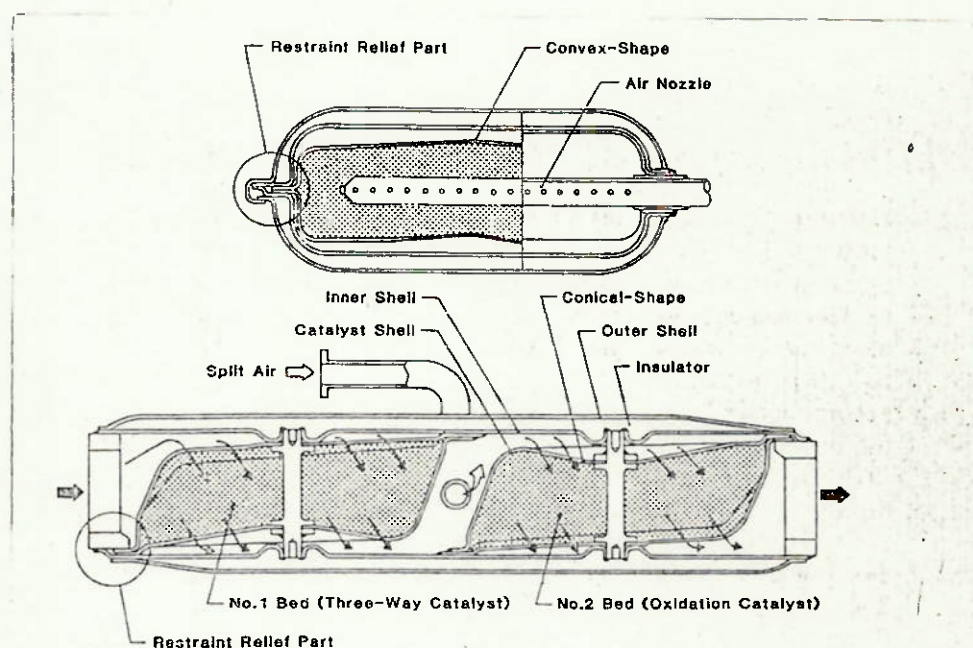


Fig. 2.6 - Esquema do conversor principal indica o relacionamento das duas câmaras, injeção de ar e acomodações para expansão térmica.

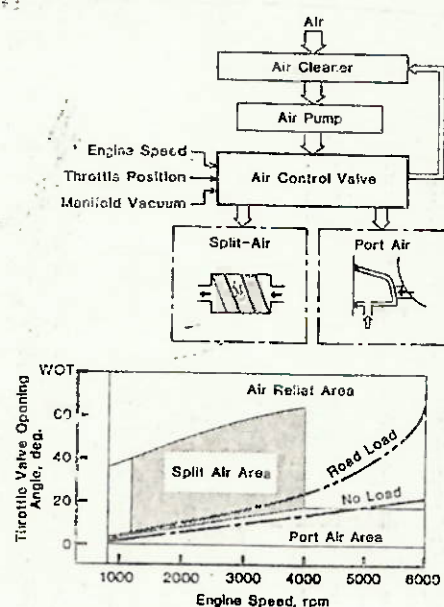


Fig. 2.7 - Sistema de Controle de ar secundário indica a distribuição de ar entre portas e câmaras catalíticas

DESEMPENHO E CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

A Toyo Kogyo trabalhou em tres novos projetos para melhorar o desempenho e consumo de combustível, com vistas a ser adotado para um carro de produção.

Desenvolvido sob o nome de VIPS (sigla para "Variable Intake Port System", Sistema de Admissão com Postas Variáveis), o sistema incorpora uma porta de admissão auxiliar controlada diretamente por uma válvula rotativa. O motor Mazda de 2 rotores em sua forma anterior possuía duas portas de admissão laterais em cada câmara trocôide, portanto 4 portas. Adicionando mais duas portas, uma em cada rotor teremos um motor com 6 portas de admissão.

A área da porta e o formato da porta lateral do motor foram determinadas para um compromisso ótimo entre torque a baixa rotação e potência a alta rotação, dependendo do máximo fluxo de volume do motor e (talvez o mais importante) sua tarefa num determinado ambiente de operação. A ênfase na venda de carros no Japão e E.U.A. é obviamente a economia de combustível e cumprir os padrões de emissão.

O motor tipo 12A (capacidade de 573 cc em cada câmara) que equipava o RX-7 com especificação japonesa/americana tinha tempo de abertura da porta de admissão de 32 graus antes do PMS e fechamento 40 graus depois do PMI. No ciclo de testes de emissão no Japão, com um conversor catalítico de 3 passagens, o RX-7 mostrou melhora na dirigibilidade e boa economia de combustível (9,2 km/l). Há um porém, o desempenho a alta rotação não podia ser tão bom quanto o esperado. Uma necessidade para os poucos países onde existem altos limites de velocidade.

Por esta razão, os RX-7 europeus para 1981 tinham um fechamento da porta de admissão atrasados até 50° depois do PMI com algum sacrifício em torque a baixa rotação e economia de combustível.

O sistema VIPS com portas auxiliares controladas por válvulas pôde combinar as melhores características dos dois mundos. Contudo ele foi aplicado inicialmente para redução do consumo de combustível, os engenheiros da Mazda pretendiam alcançar 10 km/l num carro maior e mais pesado que o RX-7.

O primeiro motor a adotar o VIPS, ou 6PI foi desenvolvido do tipo 12A. No VIPS, a porta de admissão no lado externo do bloco é dividida em duas portas separadas, embora a área total permaneça a mesma do sistema de portas simples, dividida 50-50 para cada porta. Enquanto a porta principal está no modo "aberto", a sua abertura é controlada pelo movimento do rotor, a porta auxiliar, situada acima da porta principal, é controlada diretamente por uma válvula rotativa acionada pela pressão de escape. Em baixa rotação e condições de carga, o venturi primário do carburador alimenta a porta de admissão simples no lado interno do bloco. Em média velocidade, o venturi secundário do carburador alimenta a porta de admissão principal no lado externo do bloco. E a alta velocidade e pouca carga, o aumento da pressão de escape aciona a válvula rotativa e a mistura é levada para a porta auxiliar.

Com as altas rotações adequadamente cobertas pelo VIPS, a porta principal pôde ser dimensionada, e localizada de modo que a sobreposição das portas é praticamente eliminada, evitando assim diluição da mistura nova e ondas de choque, o que estabiliza a marcha lenta com menor quantidade de combustível. Os motores VIPS são capazes de manter uma marcha lenta estável de 600 rpm, que pode ser comparada aos atuais 750 rpm do 12A.

Os motores VIPS tem na verdade duas curvas de torque e para uma transição macia da curva com porta principal, para a curva com porta auxiliar talvez seja necessário uma mudança de marchas precisa. Contudo os engenheiros da Mazda estão confiantes que isso pode ser feito quase imperceptivelmente. Os motores VIPS podem também ser voltados para alto desempenho com grandes portas auxiliares acionadas por válvulas de controle, se isso for necessário, como por exemplo, para as condições da Europa.

A Mazda atualizou o motor com maior deslocamento, tipo 13B de rotores gêmeos, para fornecer mais potência e melhor economia de combustível através de uma combinação de cargas dinâmica, exclusiva dos motores rotativos. O motor 13B possui capacidade de 654 cc em cada câmara e juntamente com o 12A equipa vários modelos Mazda, incluindo uma versão do RX-7 (um carro esporte muito popular) especialmente desenvolvido para o mercado americano.

O 13B atualizado conserva as mesmas dimensões internas do anterior, tendo um raio de geração de 105 mm com uma excentricidade de 15 mm do eixo excêntrico (equivalente ao eixo de manivelas), porém com uma câmara trocoidal mais larga que o motor menor 12B.

Esse motor utiliza o 6PI (admissão por seis portas) que utiliza três portas de admissão de fechamento variável para cada rotor. O combustível é injetado por injeção direta "Bosch L-jetronic" controlada eletronicamente, com o bico injetor localizado na tubulação de admissão próximo a abertura da porta primária de admissão. O novo motor possui tubulações de admissão individuais e bastante longas desde uma câmara plenum até o bloco do motor.

A câmara plenum está dividida em 2 seções, o piso inferior alimentando as duas tubulações de admissão secundárias, e o "mezanino" alimentando os dois dutos primários. A caixa plenum é ligada diretamente a uma câmara com três válvulas borboletas (uma primária e duas secundárias). Um filtro de ar e um medidor de fluxo tipo pêndulo são colocados antes da câmara e da caixa plenum.

As características de desempenho dos motores rotativos são altamente dependentes dos tempos de abertura das portas de admissão. Os motores anteriores com quatro portas (duas portas de admissão por bloco) tinham tempo de fechamento de 40 graus após PMI.

Com um conversor catalítico de três vias a versão japonesa do RX-7 apresentou uma economia de combustível aceitável combinado com boa tração a baixa e média velocidade. Porém o desempenho a alta rotação poderia ter sido melhor. Por esta razão, o mesmo carro para o mercado europeu tem um tempo de fechamento da porta de admissão de 50 graus após o PMI, com algum sacrifício da economia e torque a baixa rotação. Com o 6PI com uma segunda porta de admissão controlada por uma válvula rotativa operada pelo vácuo de admissão que a conserva aberta até 70 graus após o PMI, o motor apresenta uma curva de torque bem diferente.

No motor 13B, a porta primária de admissão no lado do injetor fecha a 40 graus após o PMI, a porta secundária

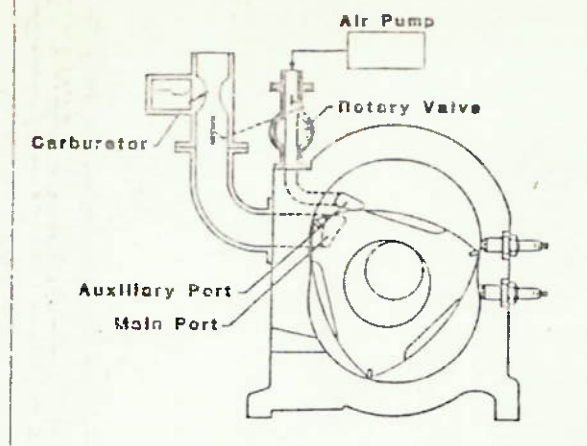


Fig. 3.1 - Mazda TISC (Timed Induction with Supercharge)- utiliza uma bomba de ar que pressuriza a câmara de combustão através de porta auxiliar semelhante ao VIPS.

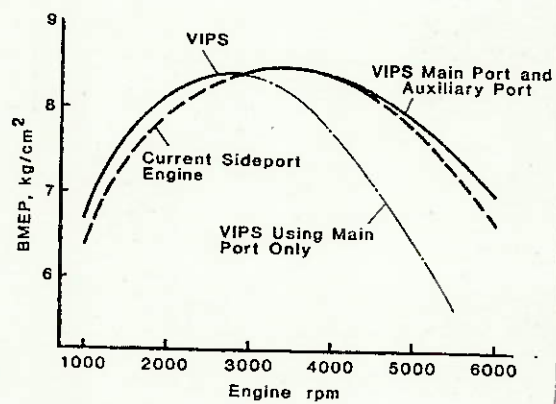


Fig. 3.2 - Curva de desempenho em função do consumo específico para o motor VIPS.

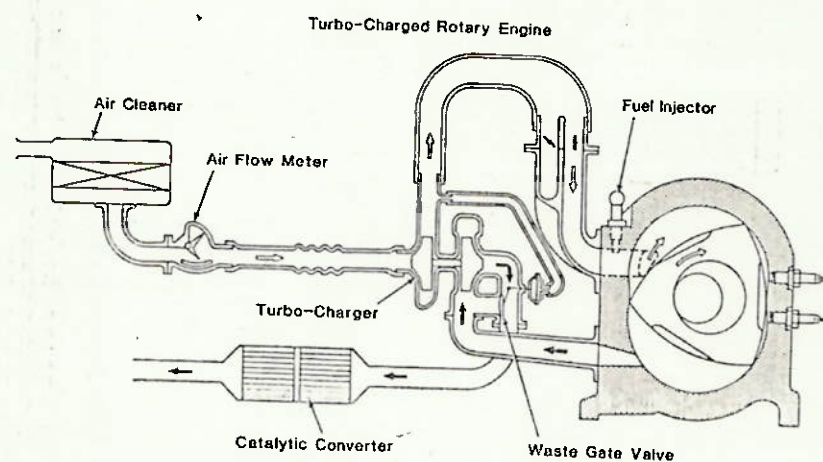


Fig. 3.3 - Desenho esquemático da aplicação de turbo- compressor no motor rotativo.

a 30 graus após PMI, e a porta de potência, acionada pela válvula rotativa, fecha a 70 graus. O motor passa por três curvas de eficiência volumétrica desde os campos de baixa, passando por média, até alta rotação.

Com este avanço na variação dos tempos de admissão das portas assegura boa flexibilidade e economia a baixa rotação, o comprimento da tubulação de admissão pode ser determinado para dar um ótimo efeito de ariete em operação a alta rotação. No 13B, um pico de 5000 a 6000 rpm foi escolhido; por isso os longos tubos de admissão individuais, medindo aproximadamente 500 mm desde a caixa plenum.

Outra experiência interessante foi realizada, tanto por simulação com computador como por medições reais, no projeto da caixa plenum. Inicialmente foi determinado um volume ótimo. Para um volume muito grande, a eficiência volumétrica cai, portanto foi escolhido um volume de 2 litros. Os engenheiros da Mazda descobriram que havia uma interferência do ar entre as duas câmaras dos rotores que podia ser utilizada. Devido a súbita mudança de área na porta de admissão, abrindo e fechando rapidamente devido ao movimento do rotor ondas de compressão fortes eram produzidas. Ondas de compressão também eram produzidas logo após a abertura da porta de admissão, quando parte do escape a alta pressão na câmara de expansão tentava retornar para a tubulação de admissão. O aumento da eficiência volumétrica dos motores rotativos a alta rotação foi explicada como sendo devido a uma reciprocidade destes dois tipos de ondas de compressão entre as duas câmaras dos rotores. A caixa plenum com separação da parte interior para portas secundárias de admissão, e "mezanino" para portas primárias utiliza essa interferência do ar entre as câmaras. Com medições efetuadas imediatamente antes do fechamento da porta de admissão a pressão do ar de admissão aumentou de aproximadamente 100 mm de Hg, isto pode ser qualificado facilmente como um "pulso positivo de alimentação".

A vantagem mais óbvia do novo sistema de alimentação do 13B é seu custo e eficiência de desempenho, não necessitando de um caro turbocompressor ou compressor mecânico. Suas características de torque foram melhoradas em todo o campo de operação do motor contribuindo para melhor desempenho em estradas, melhor dirigibilidade, com uma boa economia de combustível.

O novo motor 13B apresentou 160 hp JIS a 6000 rpm, um ganho de 20 hp quando comparado com o 13B normal de quatro portas de admissão de alguns anos atrás. A economia de combustível também foi melhorada, em trânsito urbano a média aumentou de 7,2 para 7,8 km/l conforme o ciclo de testes de emissão japonês.

A Mazda testou também um sistema denominado TISC (timed induction with super charger) que utilizava uma bomba de ar de alta eficiência acionada pelo motor, para aumentar a pressão do ar de admissão. Os motores experimentais TISC possuíam portas auxiliares aonde eram injetadas o ar a alta pressão, a abertura dessas portas eram controladas por válvulas acionadas pelo vácuo no sistema de admissão. Essa pesquisa, junto com um sistema conversor catalítico dos gases de escape, abriu o caminho para o 6 PI.

Como alternativa para melhorar o desempenho dos motores Wankel, a Mazda estudou a adoção de um turbo compressor com injeção direta, que depois foi adotado num carro de produção normal com desempenho esportivo. O sistema Mazda não é muito diferente daqueles utilizados em motores a pistão, sendo que foi possível adotar um turbocompressor relativamente menor, com aproveitamento total dos gases de escape. Embora as melhorias de desempenho tenham sido excelentes o problema do desgaste e da vedação rotor/câmara trocôide torna-se mais crítico. No entanto o sistema Mazda denominado MCP, demonstrou-se capaz de lidar com esse desgaste maior.

Novamente o turbo rotativo é baseado no motor de 2 rotores gêmeos Mazda tipo 12A, com capacidade de cada câmara de 573 cc, até aquela época o único em produção (o motor maior 13B, não estava sendo produzido já que os engenheiros Mazda estavam atualizando-o com as novas especificações 6PI). O motor turbo emprega uma injeção direta eletrônica Denso, a primeira aplicação comercial automotiva para o Wankel, e retorna ao sistema com quatro portas de admissão, abandonando o 6PI com portas auxiliares controladas diretamente.

Cada tubulação de admissão tem seu próprio bico injetor, que está localizado na parte interna do bloco, próximo a abertura da câmara trocôide. Devido a sua localização que é um meio termo entre tubulação de admissão e injeção direta, os engenheiros da Mazda o denominam "injeção semi-direta". O inje-

tor é do tipo controlado por corrente elétrica que responde satisfatoriamente a larga variação da demanda de combustível nos motores rotativos, das 600 rpm em marcha lenta até 7000 rpm em operação.

A mistura ar e combustível em baixa rotação é promovida pela atomização do ar alimentado no receptáculo do injetor, e em alta rotação auxiliado por um soquete misturador, um tubo plástico com aberturas laterais e na ponta um prato com diâmetro de aproximadamente 10mm, que tem 18 pequenos furos.

O prato esparrama e vaporiza o combustível injetado, ajudando a atomização da mistura. Isto é efetivo principalmente em evitar falhas a altas rotações. A unidade de controle eletrônica é do tipo analógico, feita também pela Denso, trabalhando em conjunto com uma unidade de controle de emissões digital. O combustível é injetado em cada rotor simultaneamente a cada tempo de admissão. Como existe uma diferença de 180° nas fases das duas câmaras, uma câmara recebe mistura no início do tempo de admissão (enquanto a outra recebe combustível quando quase dois terços do tempo de admissão já foi coberto). Como o motor rotativo tem porta de admissão interna (cada câmara toma combustível e ar em um lado do troçoide e carrega para o outro lado onde a combustão) o enchimento da câmara e concentração da mistura é uniforme nos dois rotores, apesar da diferença de tempo de injeção.

Os tempos da porta de admissão primária são iguais ao motor carburado 6PI, isto é abre a 58 graus antes do PMS e fecha a 40 graus após PMI. A abertura da porta de admissão secundária é avançada para 32 graus antes do PMS, enquanto o fechamento permanece a 40 graus após o PMI. Na tubulação de admissão para a porta secundária, existem duas válvulas borboletas no venturi. Uma segunda válvula borboleta é colocada antes da tubulação de admissão, e sua abertura é ligeiramente posterior a da válvula de baixo. O arranjo de válvulas duplas evita choques repentinos da pressão do ar, e junto com o sistema de injeção semi-direta, permite uma câmara plenum menor.

O motor rotativo rende bem com supercompressão devido a pulsação inerente do escape. Ao contrário do motor a pistão; onde a abertura da válvula de escape é gradual (comparativamente falando), a porta de escape abre repentinamente e deixa o gás de escape caminhar sem qualquer obstrução na tubulação, e chegar diretamente na turbina, girando-a.

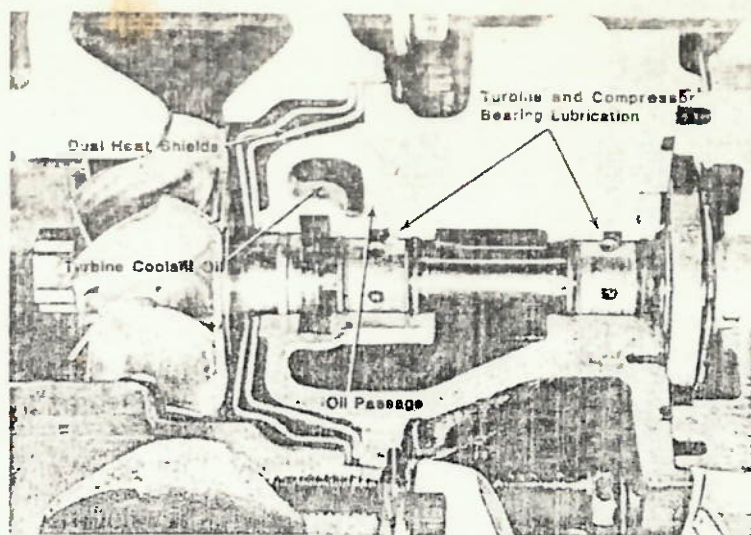


Fig. 3.4 - Parte do óleo dos rolamentos da turbina é dirigido para as câmaras para refrigeração da turbina.

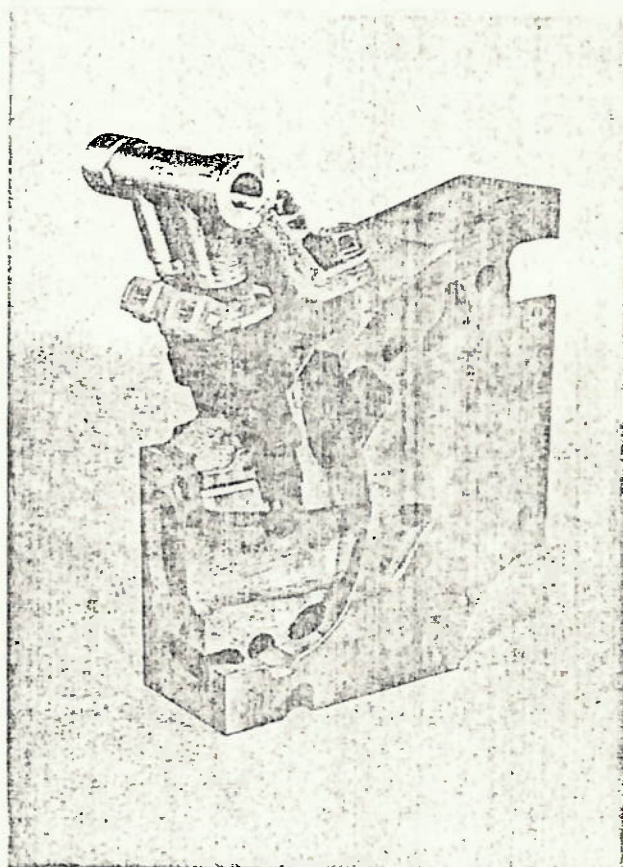


Fig. 3.5 - Cada rotor tem bico injetor de combustível, numa posição próxima a porta de admissão.

A tubulação de escape é arrumada de modo a melhorar ainda mais o impulso e a pulsação para ter ótimos efeitos no acionamento da turbina e a abertura da porta é aumentada e sua duração prolongada, fechando então a 48 graus após o PMS, quando comparado com o motor naturalmente aspirado, que é de 38 graus após PMC. (A abertura permanece a mesma, a 75 graus antes do PMI).

O turbocompressor é um Hitachi HT-18-BM com diâmetro de 62 mm e 11 pás na turbina, e 63 mm e 12 pás no compressor. Quando comparado com turbocompressores de motores a pistão de desempenho similar, o turbo compressor é relativamente pequeno e pode ser descrito como do tipo de alta velocidade, no qual a máxima pressão de supercompressão é menor que nos motores a pistão no Japão, e esta em 300-320 mm de Hg (para acima de 350 mm em outros motores). Inversamente, o abaixamento da taxa de compressão não é maior que dos motores a pistão, sendo de $8,5 \pm 1$ (para o 12A normal é $9,4 \pm 1$). O ganho no desempenho é bastante impressionante; o motor turbo atinge 160hp JIS a 6000 rpm (enquanto o 12A normal 130 hp JIS) e um torque máximo de 225 N.m a 4000 rpm. Mais destacável ainda é a curva de torque do motor rotativo turbo. O turbocompressor tem efeito desde 1000 rpm quando o motor produz cerca de 66,6 Nm de torque, um aumento de 2,9 N.m. Deste modo a analogia "um torque fraco em baixa rotação por uma alta potência a alta rotação" não se aplica.

Do outro lado da escala, o turbocompressor pode continuar a impulsionar até 7000 rpm, apesar de que, por motivos de confiabilidade e durabilidade a pressão do compressor cai do seu pico de 320 mm de Hg a 2500 rpm para 300 mm nessas altas rotações. O sistema turbo no motor rotativo incorpora a usual válvula de alívio que mantém a pressão do compressor - num limite predeterminado, e por medida de segurança adicional, uma válvula de alívio na admissão substitui a válvula de alívio principal em caso de mal funcionamento ou a pressão exceder 400 mm de Hg. Essa válvula poderá ser usada como aviso nos carros de produção.

Outro dispositivo de segurança é um sistema de prevenção de detonação. No motor rotativo a detonação é um fenômeno muito raro e ocorre somente em certas condições de operação; isto é, numa zona entre 2500-3750 rpm quando a temperatura de admissão excede 85 graus Celsius.

O sistema, compreendendo pulso de ignição, temperatura de admissão, e sensores de pressão, detecta essa zona de deto-

nação e envia o sinal para o controle de emissão e o computador de injeção de combustível que responde com instrução para retardar a ignição e aumentar a injeção de combustível. A ignição é igual ao 6PI, com velas de descarga de semi-superfície.

O carro Mazda Cosmo, que é o primeiro carro movido por um turbo rotativo, não é exatamente leve, estando por volta de 1150kg, com a adoção desse motor houve uma grande melhora em seu desempenho com uma caixa de câmbio de 5 marchas ele é capaz de percorrer um quarto de milha (aproximadamente 400m) em 16s, e pode exceder folgadoamente os 200 km/h. O consumo de combustível, quando não se força o veículo, está próximo ao motor rotativo normal do Cosmo, 10,2 km/litro no teste no Japão em cidade e a baixa velocidade.

Mais tarde foi introduzido um novo formato da palheta da turbina do turbocompressor contribuiu para melhorar o torque nos motores rotativos Mazda. Os engenheiros da Mazda definem a força de escape em duas partes, inicialmente "de impacto", quando o gás de escape vindo do motor bate nas palhetas; e "reacionária" conforme o gás escoar pelas palhetas adicionando mais velocidade ao turbo compressor. No novo turbocompressor de impacto a parte da palheta que o gás atinge primeiro foi aumentada e posicionada perpendicularmente a entrada dos gases, enquanto parte "reacionária" das palhetas tem uma curvatura mais pronunciada. O mesmo tipo de design dessa turbina tem sido introduzido em outros carros japoneses com motores convencionais, embora os benefícios sejam maiores nos motores rotativos. Admite-se que as vantagens da turbina de impacto sejam maiores nos motores rotativos devido ao seu exclusivo sistema de escape, pois não existem válvulas ou obstruções na passagem do gás de escape, o gás literalmente choca-se com as palhetas da turbina em fortes pulsações.

Em comparação com o motor turbinado anterior o torque foi aumentado em cerca de 10% isto é bastante útil principalmente entre 2000 e 3000 rpm. Para este aumento de torque, o diâmetro da turbina foi reduzido de 62mm para 57mm, reduzindo ainda mais o tempo de "enchimento" de turbo. A rotação máxima da turbina também foi aumentado de 100000 rpm para 120000 rpm.

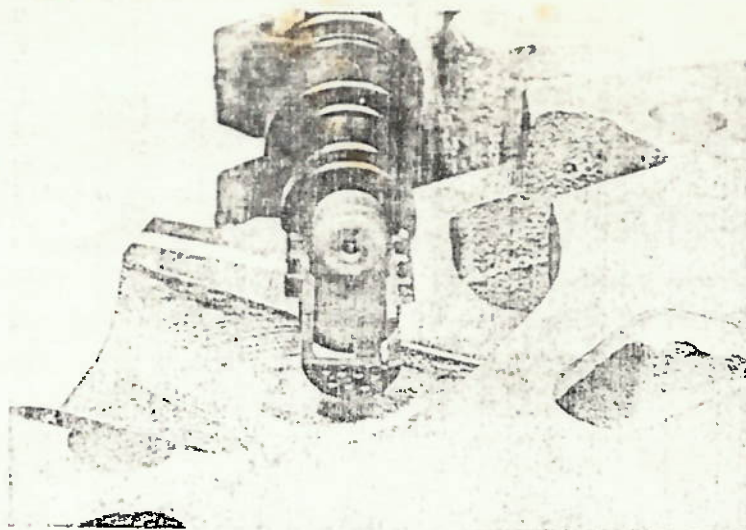


Fig. 3.5 - Detalhe do bico injetor e
passagem de ar.

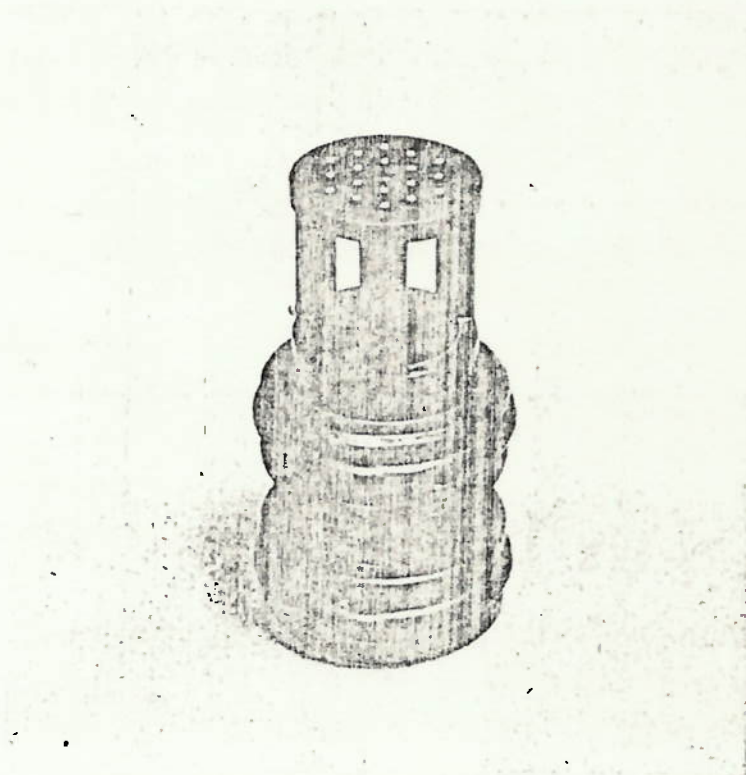


Fig. 3.6 - Bico injetor e prato misturador.

REFERÊNCIAS · BIBLIOGRÁFICAS

- 1) CROUSE, WILLIAM H. - Automotive Engines, McGraw-Hill - New York 1966.
- 2) STECHER, F. - Passenger Car Engines, Mechanical Engineering Publications Limited - London 1975
- 3) YAMAGUCHI, JACK - Mazda's rotary Engine developments
AUTOMOTIVE ENGINEERING - Dallas, 12, dec 1981
- 4) SHIMAMURA, KENJI - Rotary engine efficiency improved
AUTOMOTIVE ENGINEERING - Dallas, 1, Jan 1982
- 5) YAGI, TOSHIRO - Composite coating helps determine piston
profile, AUTOMOTIVE ENGINEERING, Dallas, 6, Jun 1982
- 6) YAMAGUCHI, JACK - Turbocharged fuel-injected rotary
AUTOMOTIVE ENGINEERING, Dallas, 9, Sep. 1982.