

O USO DA TÉCNICA DA GEOMETRIA VARIÁVEL PARA MELHORAR O DESEMPENHO DE COMPRESSORES AXIAIS

Jesuíno Takachi Tomita

ITA - Instituto Tecnológico de Aeronáutica
Grupo de Turbinas
jtakachi@mec.ita.cta.br

João Roberto Barbosa

ITA - Instituto Tecnológico de Aeronáutica
Grupo de Turbinas
barbosa@mec.ita.cta.br

Resumo. As turbomáquinas são projetadas a partir de determinados dados operacionais como vazão em massa, número de Mach, taxa de compressão ou de expansão, eficiência isentrópica ou politrópica, rotação, pressão e temperatura de estagnação. Esses dados servem de base para o projeto do equipamento que, bem projetado, tem maior eficiência no ponto de projeto. Na fase inicial de projeto deve-se dispor de correlações semi-empíricas, que levam em consideração as perdas no escoamento ao longo dos canais da máquina. Neste trabalho será discutido o projeto de um compressor axial de vários estágios, desde a definição de sua geometria básica até síntese de seu desempenho numa ampla faixa de rotação. O objetivo é predizer o desempenho do compressor para evitar características indesejáveis de funcionamento. Especialmente no caso de operação em turbinas a gás, deseja-se garantir que o consumo de combustível esteja numa faixa aceitável. Precisam de atenção especial a curva de bombeamento e faixa de vazão em massa de ar, caracterizada pela vazão de entupimento em cada rotação, bem como a inclinação dessas curvas. Para que possa ter bom desempenho em toda a faixa de operação usualmente é dotá-lo de geometria variável, minimizando as perdas decorrentes do casamento inapropriado dos estágios. Recorre-se tanto à geometria variável à entrada do compressor (VIGV - "variable inlet guide vanes") como nos estatores dos estágios posteriores, controlando o ângulo de incidência do escoamento, evitando o descolamento e minimizando perdas. É analisada a necessidade de utilização de geometria variável além da IGV.

Palavras-chave: compressor axial, turbinas a gás, geometria variável, turbomáquinas.

1. INTRODUÇÃO

Uma turbina a gás de alto desempenho requer compressores e turbinas capazes de operarem com alta eficiência em faixas amplas de condições ambientes e de velocidades. Portanto, já na fase de projeto é preciso prever, com precisão, as características de funcionamento. Dos métodos tradicionais de projeto (Saravanamuttoo, Rogers and Cohen, 2001; Walsh, Fletcher, 1998; Mattingly, 1996; Miller and Wasdell, 1987; Jansen, Moffat, 1966), o julgado mais adequado durante esta pesquisa foi o de utilizar correlações semi-empíricas para se chegar rapidamente às dimensões principais da máquina (Barbosa, 1987; Tomita, 2003; Tomita e Barbosa, 2003; Seyb, 2001) e ao seu mapa de desempenho. Uma análise criteriosa dessas informações permite a utilização interativa dos programas computacionais desenvolvidos para melhorar a qualidade desses resultados. Passa-se, então, à utilização de modelos mais elaborados, usualmente bidimensionais,

para que se possam analisar problemas que não são captados pelos programas iniciais, usualmente unidimensionais. Um processo interativo entre os modelos unidimensionais e bidimensionais é necessário. Como resultado, a geometria básica do compressor fica definida, podendo-se passar à terceira fase, que é a de se conhecer detalhadamente o escoamento ao longo do compressor, para se prever pontos críticos como aqueles em que possam ocorrer descolamentos com consequências deletérias sobre o desempenho.

O presente trabalho trata apenas da fase inicial do projeto, sem contemplar qualquer tipo de otimização, assunto a ser tratado em artigo específico, uma vez que, para o projeto, são necessários alguns pontos de partida e que, neste caso, foram adotados os sugeridos em literatura, a saber: relações geométricas do canal axial e das pás, parâmetros adimensionais como coeficiente de vazão e de pressão, tensões máximas dos materiais usualmente utilizados em compressores, espaçamento entre pás, etc., seguindo o estabelecido em (Barbosa, 1987; Bringhenti, 1999 e 2003; Tomita, 2003; Tomita e Barbosa, 2003), todos compatíveis com uma meta de eficiência no ponto de projeto.

Deve-se ter em mente a necessidade de o compressor ser ensaiado e desenvolvido para se atingir as metas de projeto, uma vez que os modelos de perdas e as simulações de escoamento não são exatos. Em geral a eficiência tende a ser menor do que a calculada e a faixa de vazão diferente da prevista (Wu, 1951; Johnson, Bullock, 1956; Barbosa, 1987, 2001), uma vez que os valores dos parâmetros reais se distanciam dos valores utilizados no projeto. Não basta que o compressor apresente desempenho adequado apenas para o ponto de projeto, uma vez que, instalado em uma turbina a gás deve trabalhar não somente na rotação para a que foi projetada, mas também em rotações menores ou em cargas parciais.

A finalidade de um projeto bem executado numericamente é permitir a redução do número e da extensão dos ensaios do compressor, fatores esses importantes na redução de custos e de tempo de projeto.

2. DESEMPENHO DE COMPRESSORES AXIAIS:

Entende-se por desempenho de compressores axiais as suas características de funcionamento em condição de trabalho. Como apenas algumas dessas características são mais significativas, toma-se usualmente por desempenho as características de vazão, pressão, rotação e eficiência, usualmente representadas em um mapa, ou curvas, de desempenho Fig. (1). A pesquisa relatada neste trabalho trata da geração dos dados para a montagem dessas curvas, passando pelo cálculo de todas as propriedades do escoamento nos bordos de ataque e de fuga das pás, ao longo do compressor.

As simulações realizadas neste trabalho foram através do programa computacional denominado AFCC (“Axial Flow Compressor Code”), desenvolvido por Tomita (2003), que utiliza propriedades do escoamento na altura média das pás.

Remonta à década de 50 (Wu, 1951), o início da pesquisa sistemática das perdas internas nas turbomáquinas e a obtenção de correlações confiáveis para a simulação numérica. Atenção especial precisa ser dada ao crescimento das perdas em baixas rotações para que a eficiência não seja muito prejudicada, devido ao descolamento do escoamento no extradorso ou lado de sucção das pás. O descolamento tem um efeito acumulativo quando se tem um compressor de diversos estágios, uma vez que causa incidência desfavorável nas grades subsequentes. Quando um compressor de vários estágios opera em baixas rotações, as velocidades são mais altas nos estágios posteriores devido às baixas densidades do fluido, podendo causar o entupimento. Ao mesmo tempo, esse entupimento acarretará diminuição de fluxo nos estágios anteriores, levando-os ao bombeamento. Desta forma, é de grande importância a simulação numérica do compressor numa ampla faixa de velocidades para se detetar e corrigir esses problemas. A Fig. (1) contém o mapa usual de desempenho de um compressor axial, ressaltando a curva de bombeamento (“surge line”) e diversas curvas de rotação constante. Sobreposta a esse mapa encontra-se a curva de adaptação de um turbojato em que esse compressor está instalado. Essa curva de adaptação é construída para funcionamento do motor em regime estacionário e, dadas as características intrínsecas de uma turbina a gás, procura-se estabelecer essa curva de adaptação próxima da curva de bombeamento para que se trabalhe com

eficiência alta. Entretanto, a operação do motor, notadamente em regime transitório, precisa ser segura e isto exige a imposição de uma margem de bombeamento (afastamento da curva de adaptação da curva de bombeamento).

É característica desejável do compressor a operação numa faixa aceitável de vazão e de pressão, a cada rotação. Tais características geralmente estão associadas às velocidades nos estágios posteriores (aumentando a vazão de entupimento) e carregamentos nos estágios anteriores (diminuindo a vazão de bombeamento). Requer-se, portanto, um processo interativo, em que o projetista adota certas regras de projeto: projeta o compressor, simula o seu desempenho, verifica a adequação ou não do mapa gerado, repetindo o processo até que esteja satisfeito com a forma do mapa.

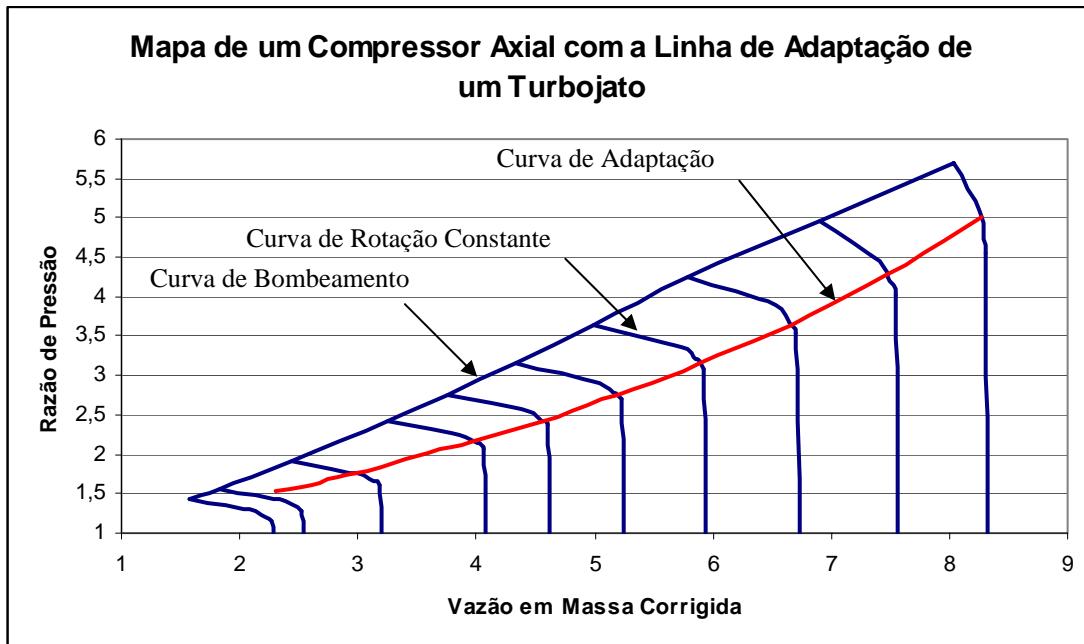


Figura 1. Mapa de um compressor axial

A vazão em massa corrigida é dada por: $\dot{m} \sqrt{\frac{T_t}{P_t}}$, com \dot{m} a vazão em massa, P_t e T_t sendo a pressão e temperatura ambientes de estagnação, respectivamente. A curva de rotação corrigida constante é dada por $N / \sqrt{T_t}$, sendo N a velocidade de rotação do compressor.

Portanto, duas ações podem ser tomadas para conformar o mapa à configuração desejada: diminuir a velocidade axial (para aumentar a faixa de vazão de operação) e reposicionar as pás para que estejam sempre alinhadas com o escoamento (para aumentar a faixa de pressão de operação). Uma ferramenta apropriada para isto é a utilização de geometria variável nos estatores e a instalação de um estator (IGV) adicional à sua entrada.

3. PROJETO E ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM COMPRESSOR AXIAL

O compressor axial objeto deste estudo deve dar, no ponto de projeto:

- taxa de compressão = 5
- vazão em massa de ar = 8 kg/s
- eficiência isentrópica = 0,85

Foram adotados para o projeto, sem nenhuma tentativa de otimização:

- número de estágios = 4

- relação de raios no bordo de ataque da primeira grade = 0,45
- velocidade tangencial máxima = 400 m/s
- número de Mach do escoamento axial à entrada da primeira grade = 0,5
- número de Mach do escoamento axial à saída da última grade = 0,5
- diâmetro externo constante.

A primeira tentativa de projeto não levou em conta geometria variável, embora se saiba de antemão que um compressor com tal taxa de compressão não possa ter desempenho aceitável em carga parcial.

Utilizando a técnica de projeto relatada por (Tomita, 2003), as características principais do compressor foram determinadas e apresentadas, na forma convencional, na Fig. (2).

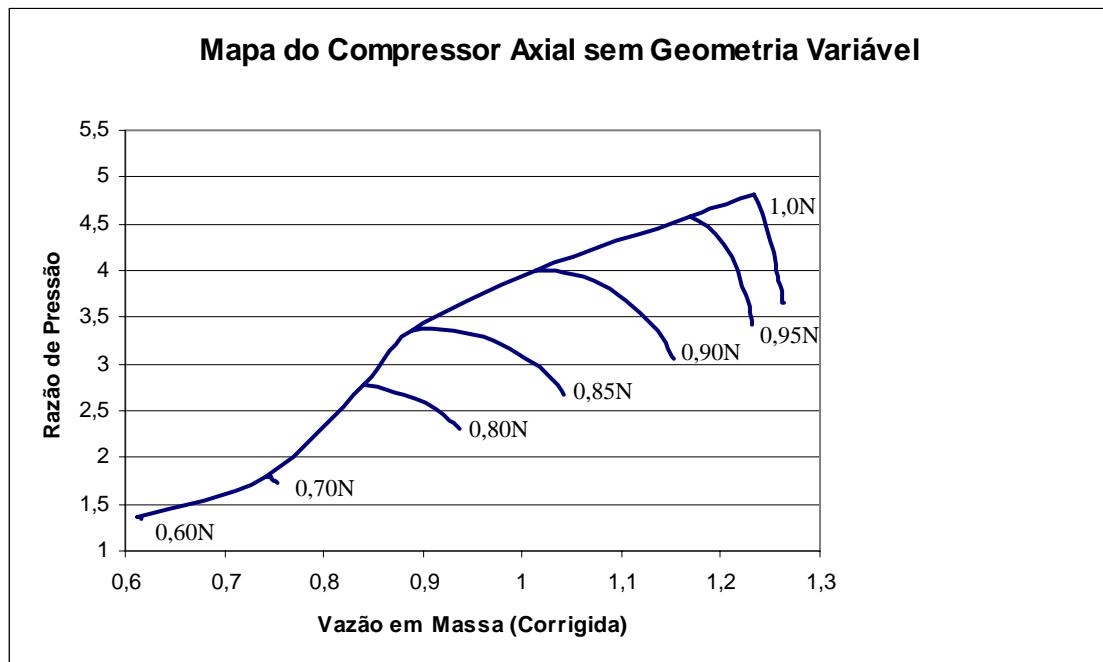


Figura 2. Mapa de um compressor axial de 4 estágios

A análise da Fig. (2) revela o desempenho sofável do compressor em baixas rotações, como já se previa, com faixa de operação muito restrita e muito próxima da curva de bombeamento. A causa de essa faixa de vazão em massa ser muito estreita decorre da inabilidade de os estágios posteriores deixarem passar a quantidade bombeada pelo primeiro estágio. Nos estágios posteriores a densidade é muito baixa em rotações baixas, causando escoamento muito rápido e entupimento dos canais entre as pás.

O recurso adotado para sanar esse problema foi reduzir o número de Mach do escoamento axial à saída do último estágio e, com isso, aumentar a área de passagem do escoamento nas grades posteriores.

A fim de verificar a influência do número de Mach de saída do compressor nas características de seu desempenho, foram projetados compressores com diferentes números de Mach de saída: 0,40 e 0,35. Novamente, nenhuma tentativa de otimização foi feita. O estudo da otimização de projeto está sendo objeto de outras pesquisas aqui não relatadas.

A Fig. (3) contém os mapas dos 3 compressores projetados para os diferentes números de Mach de saída.

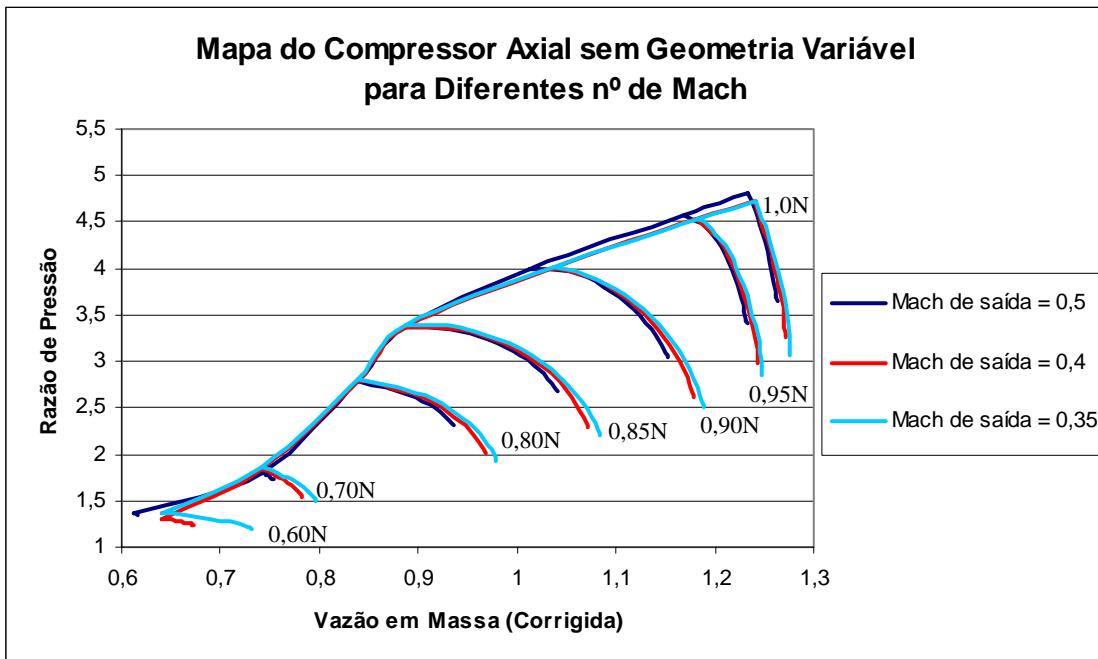


Figura 3. Superposição de 3 mapas de compressores axiais projetados para diferentes números de Mach na saída

A Fig.(3) mostra claramente que a faixa de operação, a baixas rotações, relacionada a vazão em massa de ar aumenta significativamente com a diminuição do número de Mach do escoamento na saída do compressor. Pouca influência é constatada a rotações próximas do ponto de projeto, como também era de se esperar.

Como a alteração do número de Mach de saída apenas influiu significativamente nos níveis de velocidades axiais nos estágios posteriores, não tem influência significativa na eficiência nem no posicionamento da curva de bombeamento, o que também pode ser observado na Fig. (3) e na Fig. (4).

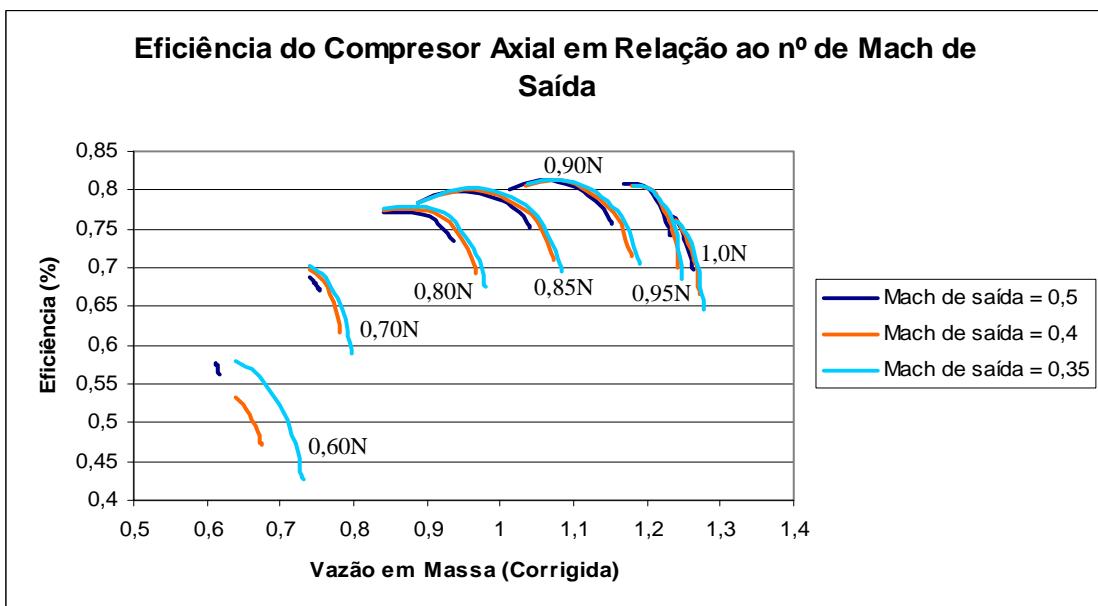


Figura 4. Superposição das curvas de eficiência do compressor axial, para diferentes números de Mach de saída

A Fig. (5) indica os canais axiais dos compressores em estudo, deixando claro o aumento da área do canal, na parte posterior do compressor, com a redução do número de Mach de saída. Observa-se também que o comprimento do compressor também aumenta com a diminuição do número de Mach de saída, em decorrência da não alteração da razão de aspecto das pás.

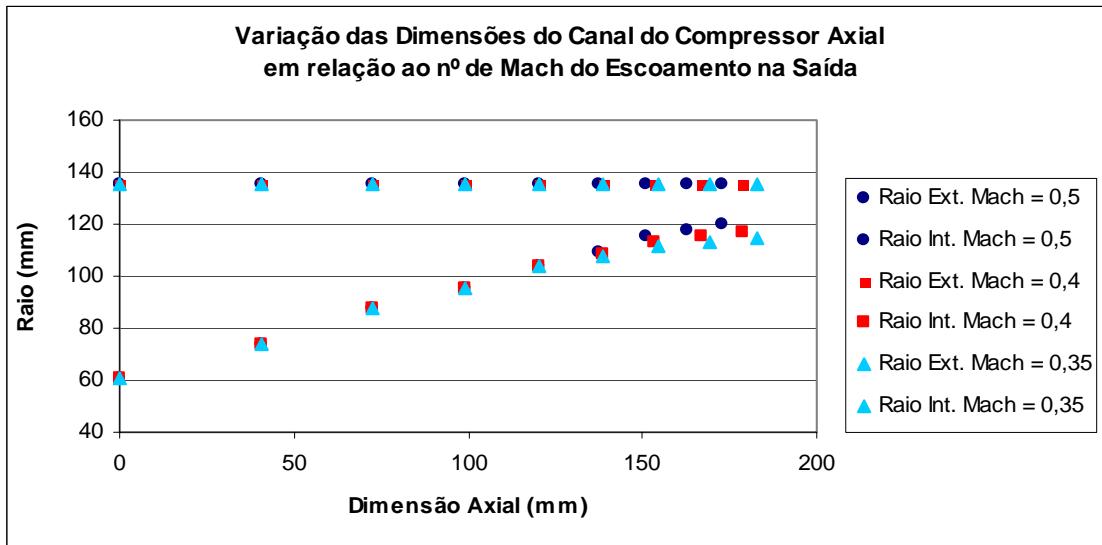


Figura 5. Variação nas dimensões do compressor axial relacionada à velocidade de saída do escoamento

A Fig. (3) mostra também uma acentuada queda dos níveis de pressão a baixas rotações do compressor, em função das perdas muito elevadas decorrentes, em parte, do casamento inadequado do escoamento com as grades, isto é, incidências muito afastadas daquelas de projeto.

Desta forma, agindo-se no sentido de melhorar esse casamento espera-se a recuperação da capacidade de aumento de pressão. A técnica mais comum é da utilização da geometria variável nas pás fixas (estatores), notadamente daquelas dos estágios anteriores, locais em que a redução do escoamento acarreta aumento excessivo de carregamento, o que não é suportado pelos perfis montados para atender a vazão de projeto. A inclusão de uma grade estatora (IGV) à frente do primeiro rotor reposiciona o escoamento, fazendo-o incidir adequadamente no rotor, restituindo-lhe a capacidade de bombeamento. Muitas vezes a instalação de IGV já é suficiente para resolver o problema de desempenho inadequado do compressor a baixas rotações.

Diversos trabalhos (Serovy, 1968; Bobula, 1983; Tomita, 2003) relatam a necessidade da VIGV e de estatores com ângulos de montagem variáveis, na tentativa de minimizar as perdas do escoamento entre pás e ao longo do canal para operações em baixa velocidade.

Inicialmente foi feita a análise de desempenho com geometria variável somente na IGV (VIGV, "Variable Inlet Guide Vanes").

A Fig. (6) mostra os efeitos de se utilizar VIGV. Foi apenas utilizada para as três rotações mais baixas. Estão superpostos mapas calculados para diferentes ângulos de saída da IGV (15° , 25° e 35°) para 80%, 70% e 60% das rotações de projeto, bem como para uma combinação delas (15° para a rotação de 80%, 25° para a de 70% e 35° para a de 60%). Também nesta escolha não se preocupou com otimização. O efeito da VIGV é marcante, recuperando a capacidade de bombeamento, aumentando a faixa de vazão em massa e também aumentando a eficiência nessas rotações baixas, conforme se pode observar na Fig. (7).

Embora as características obtidas com VIGV sejam aceitáveis, foi estudada a inclusão de geometria variável nos estatores dos dois primeiros estágios, sem preocupação com otimização do número de estágios com VIGV.

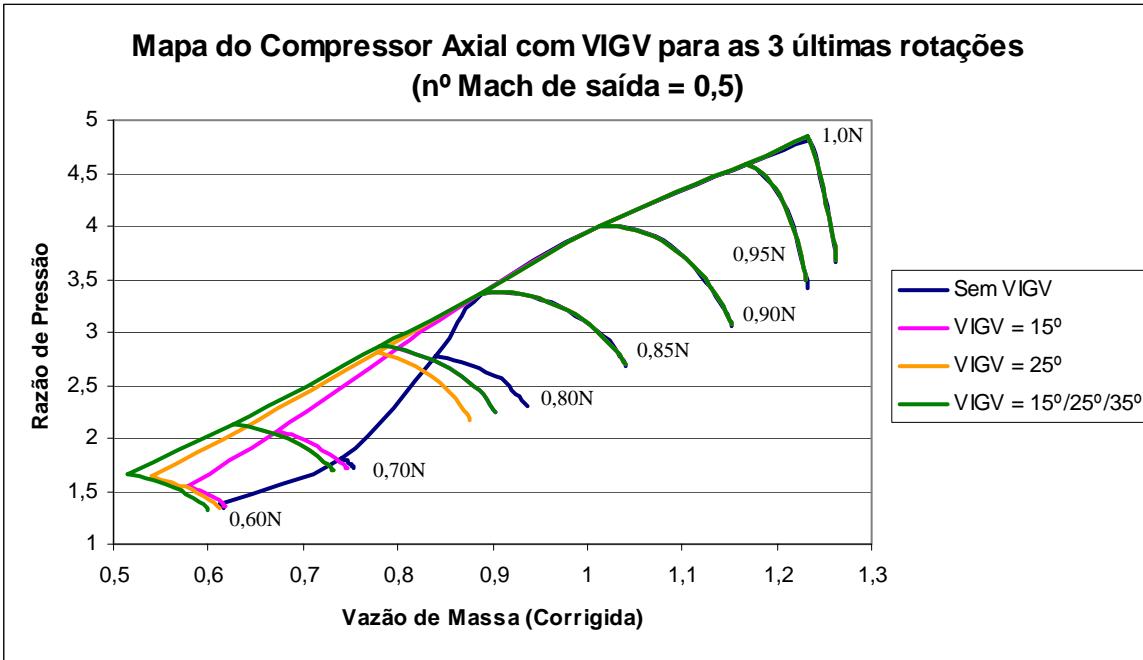


Figura 6. Efeito da inclusão de IGV e utilização de geometria variável na IGV na capacidade de bombeamento do compressor axial

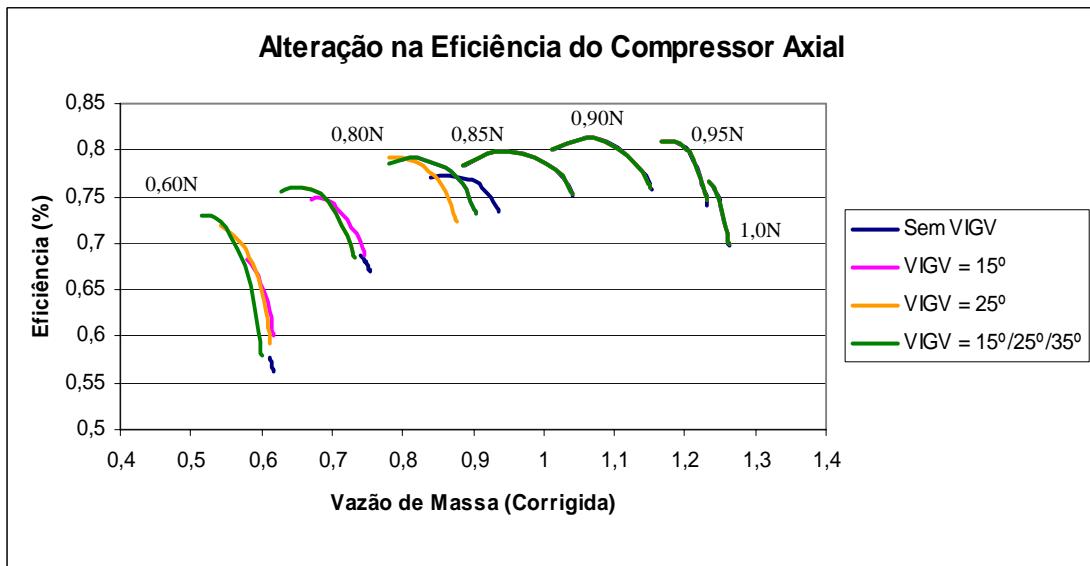


Figura 7. Efeito da inclusão de IGV e utilização de geometria variável na IGV na eficiência do compressor axial

A variação do ângulo de montagem dos estatores além da IGV foi feita para se analisar o efeito do alinhamento do escoamento nas demais. O resultado dessa simulação é representado na Fig. (8) e na Fig. (9).

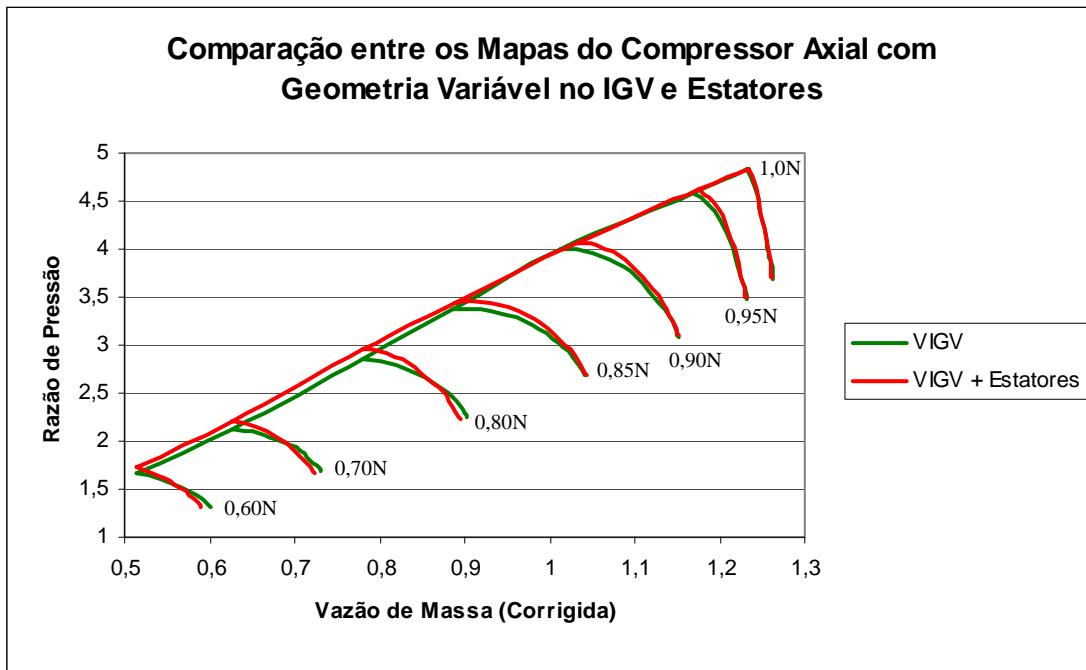


Figura 8 – Efeito, na capacidade de bombeamento, da geometria variável nos dois primeiros estágios do compressor axial

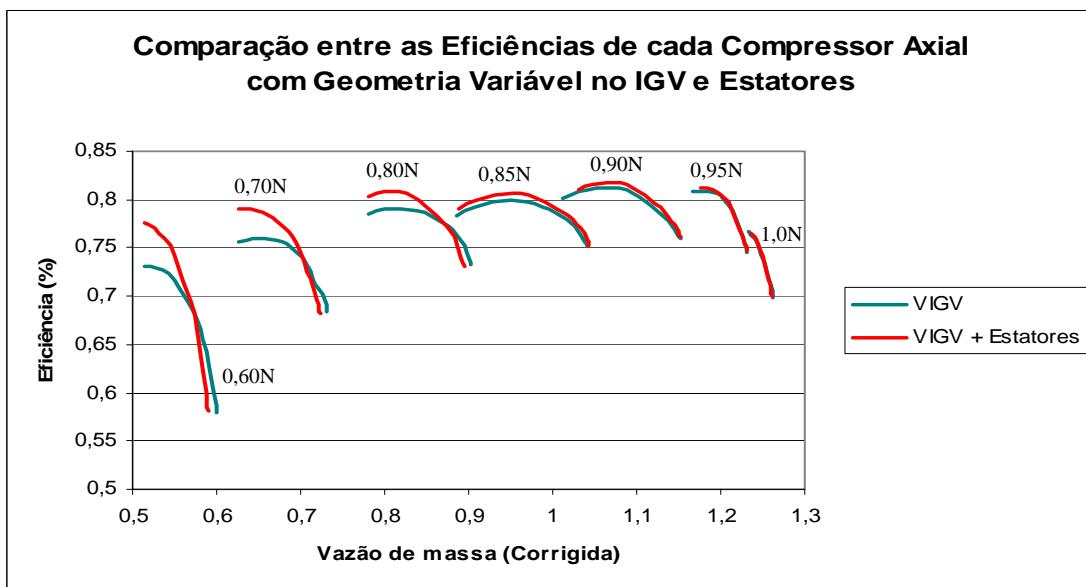


Figura 9 – Efeito, na eficiência, da geometria variável nos dois primeiros estágios do compressor axial

A análise das Figs. (7) e (8) indica que, para esse compressor de 4 estágios, não se tem ganho significativo de desempenho, o que pode não justificar a utilização de geometria variável além da IGV, causando aumento de peso do compressor, complexidade de fabricação e de operação e aumento significativo de custo.

4. CONCLUSÃO

Foi mostrado que o projeto de um compressor axial de alto desempenho não pode ser baseado apenas no desempenho no ponto de projeto. Ações podem ser tomadas desde o início do projeto para eliminar problemas grosseiros de operação, como a incapacidade de operação em cargas reduzidas, e a pequena faixa de operação em cada rotação. Foi também mostrada a utilização de geometria variável em estatores e foram indicados alguns critérios para a tomada de decisão do nível de utilização de geometria variável a ser adotado.

Utilizando-se a técnica descrita, pode-se chegar a uma forma do mapa de desempenho que atende a requisitos de operação do compressor em uma turbina a gás, com faixas de variação de vazão em massa e de pressão adequadas.

5. REFERÊNCIAS

- Abbot, I.H. and von Doenhooff, A.E., Theory of Wing Sections, 1959.
- Barbosa, J.R., "A Streamline Curvature Computer Programme for Performance Prediction of Axial Compressors". Ph.D. Thesis, Cranfield Institute of Technology, England – 1987.
- Barbosa, J.R., "The Aerodynamic Design of a Multi-Stage, High Performance Axial-Flow Compressor". 16º COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 26-30/2001, Uberlândia, MG, TRB 0320 vol.6, p.70-78.
- Bobula, G.A., Soeder, R.H., Burkardt, "Effect of Variable Guide Vanes on the Performance of a High-Bypass Turbofan Engine". Journal of Aircraft, Vol. 20, nº 4, April 1983, p. 306 – 311.
- Bringhenti. C., Análise de Desempenho de turbinas a Gás em Regime Permanente. Tese MC, ITA – 1999.
- Bringhenti. C., "Variable Gas Turbine Performance Analyzes". Tese DC, ITA – 2003.
- Carter, A.D.S., "The Low Speed Performance of Related Aerofoils in Cascade" – NGTE, R.55 September 1949.
- Carter, A.D.S. and Hughes, Hazel P., "A Note on the High Speed Performance of Compressor Cascades" – NGTE, M.42 December 1948.
- Casey, M.V., "A Mean-Line Prediction Method for Estimating the Performance Characteristic of an Axial Compressor Stage". Sulzer, Switzerland, C264/87.
- Denton, J. D., "Loss Mechanisms in Turbomachines". IGTI 1993, Journal of Turbomachinery vol. 115/621.
- Mattingly, J. D., "Elements of Gas Turbine Propulsion". McGrawHill, 1996.
- Miller, D.C. and Wasdell D. L., "Off-Design Prediction of Compressor Blade Losses". Rolls-Royce, Bristol C279/87. March 1987.
- Jansen W. and Moffatt W. C., "The Off-Design Analysis of Axial-Flow Compressors". ASME Paper nº 66 – WA/GT – 1 1966.
- Johnson, I.A. and Bullock, R.O., "Aerodynamic Design of Axial Flow Compressors". NASA SP-36, 1956.
- Saravanamuttoo, H.I.H., Rogers, G.F.C., Cohen, H., "Gas Turbine Theory". Longman, 2001.
- Serovy, G.K., Kavanagh, P., "Considerations in the Design of Variable Geometry Blading for Axial-Flow Compressor Stages". AGARD CP – 34, paper nº 10. September 1968.
- Seyb, N., "Design and Prediction of Axial Compressor", Cranfield University 2001.
- Tomita, J.T., "Numerical Simulation of Axial Flow Compressors". Tese MC, ITA – Abril 2003.
- Tomita, J.T. and Barbosa, J.R., "A Model for Numerical Simulation of Variable Stator Axial Flow Compressors". 17º COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 10-14/11/2003, São Paulo, SP, ID-0239.
- Walsh, P.P., Fletcher, P., "Gas Turbine Performance". Blackwell Science, 1998.
- Wu, C.H., "Survey of Available Information on Internal Flow Losses Through Axial Turbomachines". NACA RME50J13, January 1951.

6. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

THE USE OF VARIABLE GEOMETRY TECHNIQUE FOR AXIAL COMPRESSORS PERFORMANCE IMPROVEMENT

Jesuíno Takachi Tomita

ITA - Instituto Tecnológico de Aeronáutica
Grupo de Turbinas
jtakachi@mec.ita.cta.br

João Roberto Barbosa

ITA - Instituto Tecnológico de Aeronáutica
Grupo de Turbinas
barbosa@mec.ita.cta.br

Abstract. The turbomachines are designed from design point data such as mass flow, Mach number, pressure ratio, isentropic or polytropic efficiency, rotational speed, stagnation pressure and temperature. Good design based on such data will result in a compressor having the highest efficiency at design point. In the design phase, appropriate correlations for losses in the internal flow are required. This work deals with a multistage axial compressor design and performance analysis for a range of rotational speeds. The objective is to find out in advance any undesirable compressor behavior to avoid time and development costs. When installed in a gas turbine, fuel consumption is under scrutiny, so that it is required the prediction of high compressor efficiency. Variable geometry both at the IGV and at following stators is investigated.