



Análise do escoamento em componentes de um turbocompressor para avaliação da força axial resultante

Palavras-Chave: turbocompressor automotivo, carga axial, fluidodinâmica computacional (CFD)

Autores:

LARISSA FREAZA HUGUET, FEM – UNICAMP

Prof. Dra. KATIA LUCCHESI CAVALCA DEDINE (orientadora), FEM – UNICAMP

Dr. THALES FREITAS PEIXOTO (coorientador), FEM – UNICAMP

INTRODUÇÃO:

O turbocompressor, conforme NICE (2000), é um dispositivo acoplado aos motores de combustão interna, que utiliza os gases de escape para injetar ar na câmara de combustão, aumentando a quantidade de ar que um motor pode admitir através do aumento da pressão de alimentação do ar que entra no motor, o que provoca um aumento na potência ou em seu desempenho, através da eficiência no processo de combustão. Dessa maneira, tal dispositivo reduz as perdas que ocorreriam naturalmente com a prática do downsizing, viabilizando veículos mais econômicos. O coletor de escapamento do motor e o turbocompressor são interligados, de maneira que os gases de exaustão oriundos da combustão nos cilindros do motor giram o rotor da turbina à gás. A turbina é conectada ao compressor por um eixo, localizado entre o filtro de ar e o coletor de admissão, que pressuriza o ar a ser injetado nos cilindros.

O escoamento de ar pelo rotor do compressor e de gases pelo rotor da turbina, geram forças axiais e radiais nas pás de ambos os rotores, que devem ser levadas em consideração no estudo das características vibratórias do sistema e, por conseguinte, no projeto dos demais componentes do turbocompressor, uma vez que estes devem suportar diversos esforços axiais e radiais, destacando-se aqui os esforços relacionados a tais escoamentos, sendo imperativo estimar corretamente a intensidade e direção dessas forças aerodinâmicas.

METODOLOGIA:

Para calcular a força axial gerada por um turbocompressor utilizou-se o modelo de turbocompressor desenvolvido no trabalho de GUIDOLIM(2022), com o software ANSYS Fluent 2021R2 e usando a ferramenta Spaceclaim fez-se um modelo complementar da turbina e do compressor, para a turbina ainda projetou-se uma região de entrada em espiral axial e uma região de saída como um tronco de cone, após, gerou-se um mesh com tamanho de elementos menor ou igual a $5 \cdot 10^{-4}$ mm cujo qual foi submetido a simulações de regime permanente e transiente, os parâmetros usados nas simulações do Compressor e da Turbina seguem abaixo:

- **Setup:**
 - **General:**
 - Pressão_base
 - Velocidade absoluta
 - Tempo: {1}

- **Modelos:**
 - Equação da energia
 - Viscosidade K-omega (sst) ou Viscosidade K-epsilon
- **Materiais:**
 - Ar [Compressor]
 - Densidade: ideal gás
 - Cp: cte=1006,43 J/kg*K
 - Condutividade térmica: cte= 0,0242 W/(m*K)
 - Viscosidade: cte=1,789*10⁻⁵ kg/(m*s)
 - Massa molar: cte=28,966 kg/kmol
 - Diesel-vapor [Turbina]
 - Densidade: ideal gás
 - Cp: por partes polinomial
 - Condutividade térmica: cte=0,0178 W/(m*K)
 - Viscosidade: cte=7*10⁻⁶ kg/(m*s)
 - Massa molar: cte=142,284 kg/kmol
- **Condições da zona celular:**
 - **Parte móvel do mesh:**
 - Movimento do mesh (transiente) ou movimento de quadro (estático):
 - Velocidade de rotação: **..{2}.. rad/s**
 - Relativo a zona celular: absoluto
 - Eixo de origem do rotacional: O = (0;0;0)
 - Direção da rotação: r = (0;-1;0) [Compressor] r = (0;1;0) [Turbina]
- **Condições de contorno:**
 - Entrada:
 - Normal a entrada
 - Referente ao quadro: absoluto
 - Magnitude da velocidade [Compressor]: **..{3}.. m/s**
 - Vazão [Turbina]: **..{3}.. kg/s**
 - Temperatura: 20°C (293K)[Compressor] 750°C (1023K)[Turbina]
 - Saída:
 - Quadro de referência de refluxo: absoluto
 - Pressão absoluta: 0
 - Multiplayer de perfil de pressão: 1
 - Normal à saída
 - Temperatura: 20°C (293K) [Compressor] ou 227°C (500K) [Turbina]
 - parte rotativa:
 - paredes em movimento> em relação às células adjacentes> girando:
 - velocidade: 0
 - Eixo de origem do rotacional: O = (0;0;0)
 - Direção da rotação: r = (0;-1;0) [Compressor] r = (0;1;0) [Turbina]
- **Interfaces do mesh:**
 - Com ou sem interfaces indicadas como coincidentes [Turbina]
- **Métodos:**
 - Acoplamento pressão velocidade: acoplado
 - Discretização espacial:
 - Gradiente: baseado em nó green-gauss [Compressor] ou baseado em célula de mínimos quadrados [Turbina]
 - Pressão: Segunda ordem
 - Densidade: Segunda ordem upwind
 - Momentum: Segunda ordem upwind
 - Energia cinética turbulenta: Segunda ordem upwind

- Taxa de dissipação específica: Segunda ordem upwind
 - Energia: Segunda ordem upwind
- Formulação do transiente: Segunda ordem implícita
- **Controles: [devido a escolha de baixos valores é necessário um número alto de iterações para garantir a convergência e estabilidade]**
 - Número do Corrente de Vazão: 5
 - Fator explícito de relaxamento:
 - Momentum: 0,5
 - Pressão: 0,5
 - Fatores de sub-relaxamento:
 - Densidade: 0,5
 - Previsão de forças: 0,5
 - Energia cinética turbulenta: 0,5
 - Taxa de dissipação específica: 0,5
 - Viscosidade turbulenta: 0,5
 - Energia: 0,5
- **Monitores:**
 - Residual:
 - Todos os parâmetros com: 0,0001
- **Inicialização:**
 - Híbrido
- **Atividades de cálculo (transiente)**
 - Exportação automática: 5 passos
- **Iniciar cálculo:**
 - Transiente
 - Método de passo de tempo: fixo
 - Tamanho do passo de tempo: {4}
 - Número de passos de tempo: {5}
 - Iteração máxima: {6}
 - intervalo de relatórios: 1
 - atualização de perfil: 1
 - Estático
 - Método de passo de tempo: fixo
 - Número de passos de tempo: {5}

Assim, como primeira análise, fizeram-se 3 simulação no compressor em regime transiente e 3 simulações em regime estático nas velocidades de rotação de 14000, 20000 e 26000 rpm. Após, simulou-se as velocidades de rotação de 16000, 18000, 22000, 24000, 28000 rpm em regime estático para o compressor, para cada simulação foram coletados os valores residuais, imagens de pressão e velocidade e a força axial resultante.

Outrossim, para a Turbina, em velocidades de rotação de 14000 e 22000 rpm fizeram-se simulações com parâmetro de entrada na “entrada” como sendo a pressão, a velocidade e a vazão mássica, em seguida, fizeram-se duas simulações para as velocidades de 14000, 16000, 18000, 20000, 22000 e 24000 rpm, alterando entre as simulações a existência ou não da conexão “coincidente” entre as interfaces do mesh na turbina, por fim fizeram-se as simulações sem a conexão para as velocidades de 26000 e 28000 rpm, para cada simulação foram coletados os valores residuais, imagens de pressão e velocidade e a força axial resultante.

A relação entre a velocidade de rotação e a vazão mássica usadas como parâmetros de entrada para as simulações foram retiradas de PEIXOTO(2016), onde considera que essas duas grandezas respeitam a **Equação 1** com a velocidade de rotação em radianos por segundo e a vazão em quilogramas por segundo.

$$\text{Rotação} = 33402,2751 * \text{vazão} + 1,6216 \quad (1)$$

RESULTADOS E DISCUSSÃO:

Com os primeiros resultados no compressor foi possível comparar as soluções em regime transiente e em regime estático, como os resultados deram um erro menor que 10%, o qual se reduz com o aumento da velocidade, considerou-se que ambas as soluções eram aceitáveis para a análise requerida, como a solução em regime estático demora um menor tempo para ser finalizada, optou-se por fazer a simulação nas demais velocidades em regime estático, chegando ao **Imagem 1**, nele é possível notar um crescimento considerável da força com o aumento da velocidade de rotação, o que era esperado devido ao aumento do gradiente de pressão com a velocidade.

Outrossim, quando se trata da turbina, apenas simulações estáticas foram efetuadas, os diferentes dados de entrada no *input* foram frutos de uma tentativa de analisar qual das respostas seria melhor calculada, contudo, as três soluções geraram resultados bastante semelhantes, com um alto grau, entre 35% à 55% em volume, de fluxo reverso e formação interna de vórtices, desse modo, acredita-se que os resultados obtidos para a força axial nas turbinas não é preciso e será apenas uma aproximação do real, as causas para estes resultados não esperados pode ser a consideração incorreta da relação linear da vazão de entrada com a velocidade de rotação na turbina.

Ademais, para comparar o desempenho da simulação com tratamento entre suas interfaces foi comparado simulações com interfaces em “*coincidência*” e sem essa conexão, os resultados, novamente, se mostraram muito próximos, com erros próximos aos 1%, assim as simulações consideradas para o calcula da força axial resultante foram as com parâmetro de entrada de vazão e sem relação de *coincidência* nas interfaces, assim, chegou-se ao **Imagem 2**, onde se nota uma variação praticamente linear da força axial com a velocidade de rotação, este aumento pode ser justificado pelo alto grau de refluxo encontrado nas soluções, o que impede que o gradiente de pressão sofrido pelo gás seja causado em sua grande maioria por esforços das paredes da turbina.

Por fim, somou-se as forças do compressor e da turbina para calcular qual a força axial resultante sofrida pelo turbocompressor. Nesse sentido, gerou-se o **Imagem 3**, nele é notável que a força exercida pelo compressor possui maior influência sobre a força resultante devido a sua maior magnitude, enquanto a força axial da turbina amortece parte da força gerada pelo compressor. Dessa maneira, a força axial resultante do turbocompressor também cresce consideravelmente com o aumento da velocidade de rotação.

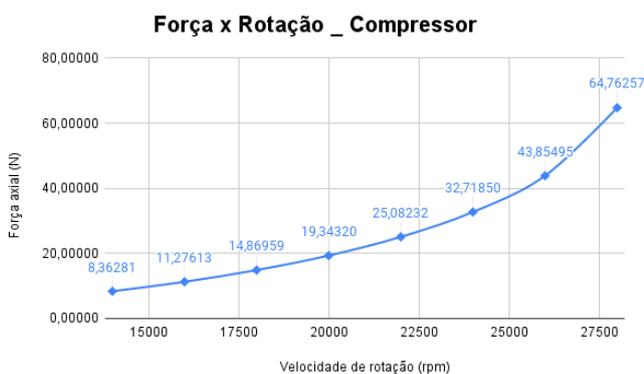


Imagem 1: Força axial versus rotação no compressor

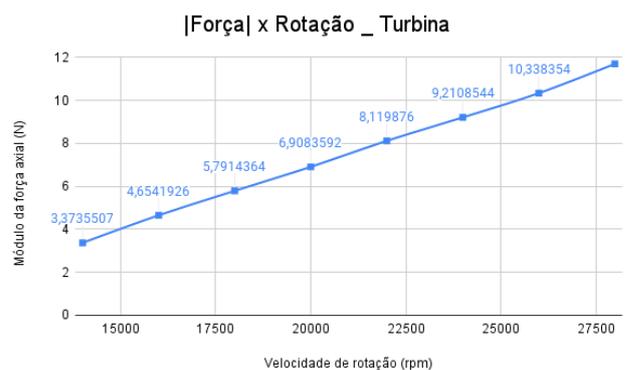


Imagem 2: Força axial versus rotação na turbina

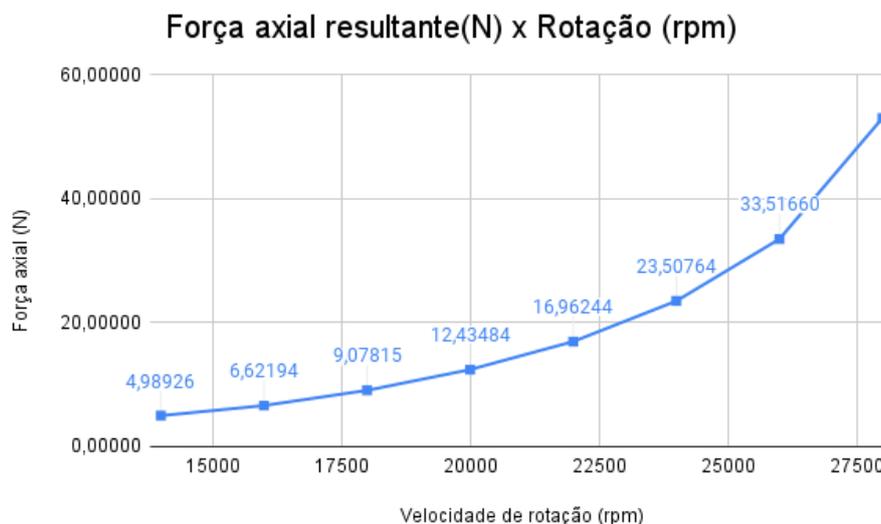


Imagem 3: Força axial versus rotação no turbocompressor

CONCLUSÕES:

Diante dos resultados obtidos e das análises feitas conclui-se que as simulações do compressor estão condizentes com a realidade e que, a consideração da relação entre a rotação e vazão é válida para o compressor.

Por outro lado, para a turbina, será necessário futuros estudos analisando a relação entre a velocidade de rotação e a vazão de modo que fluxos contrários e vórtices sejam evitados, também caberá simulações dinâmicas e em regime transiente para este corpo além de uma melhoria na geometria de caracol responsável pela entrada dos gases para obter resultados mais coerentes com a realidade.

BIBLIOGRAFIA

ANSYS, ANSYS Fluent Theory Guide, Inc., pags. 1069 Canonsburg, PA 15317, Release 2021 R2, July 2021

NICE, K. ComoTudoFunciona, 04 Dezembro 2000. Disponível em:

<https://web.archive.org/web/20160531173654/http://carros.hsw.uol.com.br:80/turbocompressores.htm>.

Acesso em: 20 de julho de 2023.

PEIXOTO, Thales Freitas. Análise de rotores apoiados em mancais axiais. 2016. 1 recurso online (147 p.). Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. Disponível em:

<<http://www.repositorio.unicamp.br/handle/REPOSIP/305451>>. Acesso em: 30 de Março de 2021.

GUIDOLIM, B. H. Estudo do comportamento dinâmico de Rotores de Turbocompressores. 2022. (40 p.)