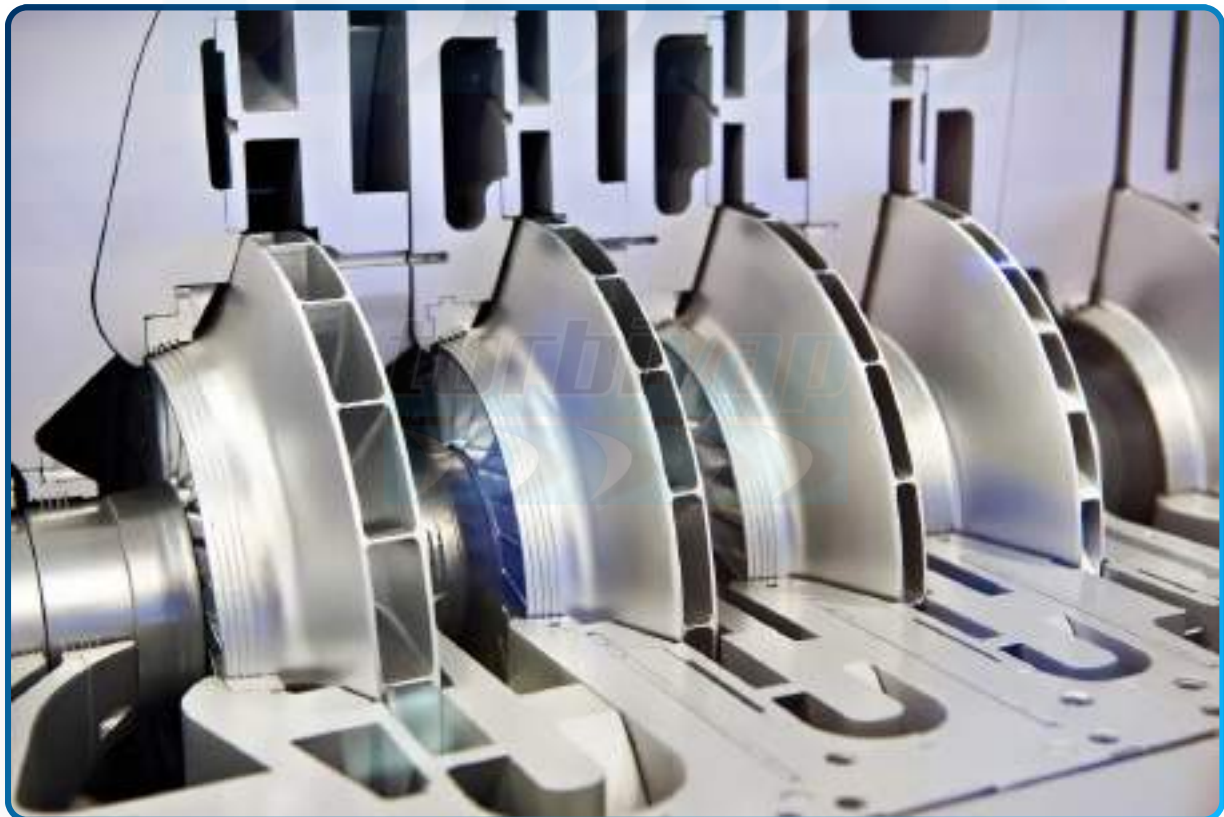


Compressores Centrífugos: Do Flange de Sucção à Descarga



1. Introdução e Fundamentos Termodinâmicos



A tecnologia de compressão centrífuga constitui a espinha dorsal da infraestrutura energética e de processamento industrial global, desempenhando um papel insubstituível em aplicações que variam desde a reinjeção de gás em campos petrolíferos de alta pressão até a criogenia em plantas de separação de ar e o transporte de novos vetores energéticos como o hidrogênio.

Este documento pretende dissecar, a jornada do fluido de trabalho através de um compressor centrífugo. Embora o termo "expansão" seja coloquialmente utilizado para descrever a propagação do gás através da máquina, é imperativo estabelecer desde o início a distinção termodinâmica fundamental: o compressor centrífugo é uma máquina de absorção de trabalho destinada a aumentar a densidade e a pressão estática do gás.

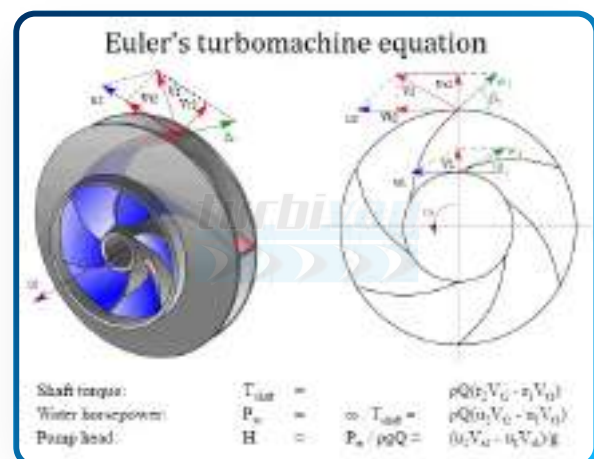
No entanto, o termo "expansão" encontra sua precisão técnica no contexto da *difusão*, onde a área de seção transversal do fluxo é expandida geometricamente para converter a alta energia cinética conferida pelo impulsor em pressão estática útil, um processo governado pelas leis de conservação de energia e momento.¹

1.1 O PRINCÍPIO DA COMPRESSÃO DINÂMICA E A EQUAÇÃO DE EULER

Diferentemente dos compressores de deslocamento positivo, que confinam volumes discretos de gás e reduzem seu volume geometricamente para aumentar a pressão, o compressor centrífugo opera sob princípios dinâmicos contínuos.

A máquina transfere momento angular ao fluido através de um elemento rotativo (impulsor), elevando sua entalpia de estagnação.

A base teórica desta transferência de energia é descrita pela Equação de Euler para Turbomáquinas, que relaciona o trabalho específico (W) transferido ao fluido com a variação do produto entre a velocidade periférica da lâmina (U) e o



componente tangencial da velocidade absoluta do fluido (C_θ):

$$\Delta h_0 = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}$$

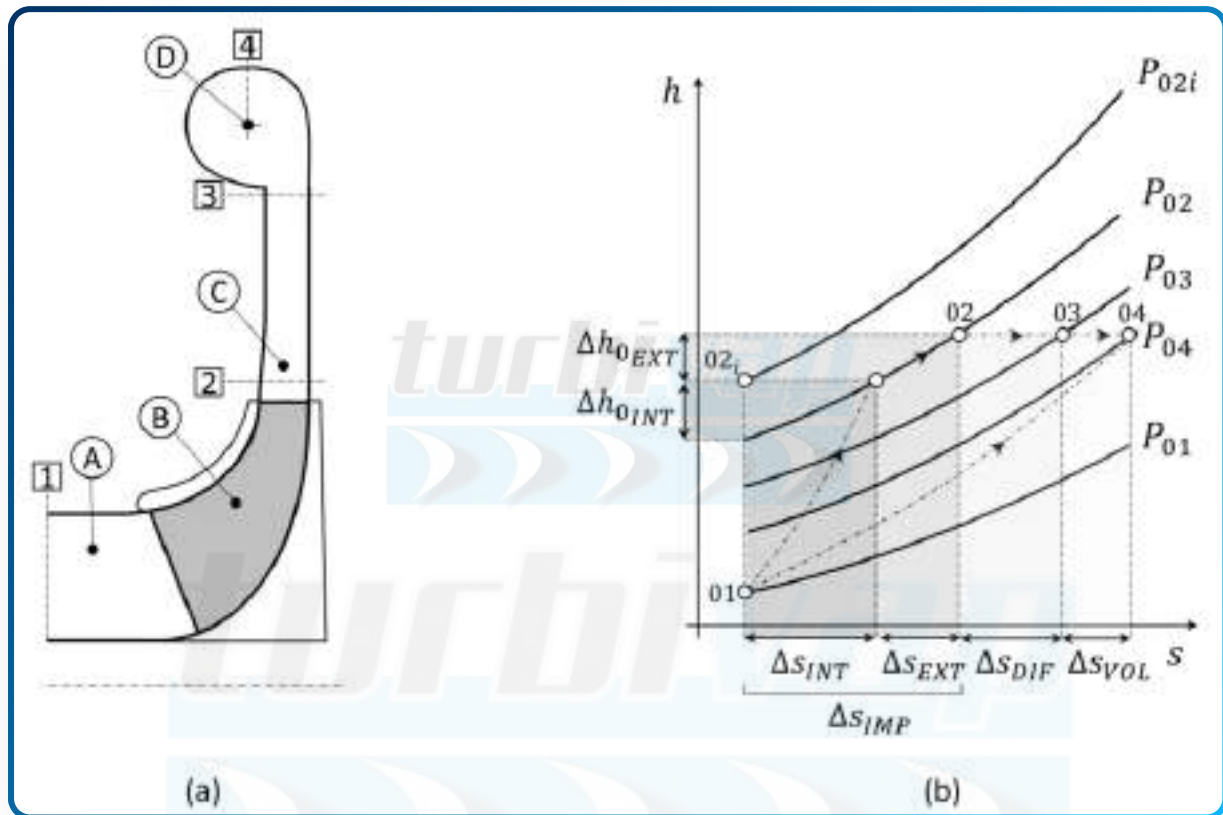
Onde os subscritos 1 e 2 denotam as estações de entrada e saída do impulsor, respectivamente.

Esta equação fundamental revela que o aumento de entalpia (e consequentemente de pressão) depende intrinsecamente da mudança no momento angular do fluido.⁴ A análise detalhada desta equação, juntamente com os triângulos de velocidade em cada estágio, permite compreender como variáveis de design, como o ângulo de saída da lâmina e a pré-rotação na entrada, influenciam a performance global da máquina.⁶

1.2 O CICLO TERMODINÂMICO NO DIAGRAMA ENTALPIA-ENTROPIA (H-S)

A visualização do processo de compressão no diagrama h-s é essencial para a compreensão das ineficiências e transformações de estado.

O processo ideal é isentrópico (entropia constante), onde todo o trabalho fornecido é convertido em aumento de pressão. No entanto, em um compressor real, irreversibilidades como atrito fluido, separação de camada limite, e ondas de choque (em regimes transônicos) geram entropia.



O caminho do gás inicia-se no estado de estagnação de entrada (P_{01}, T_{01}). Ao passar pelo bocal de admissão, o gás é acelerado, convertendo parte de sua entalpia estática em energia cinética, resultando em uma queda na pressão estática local antes de atingir o olho do impulsor.

Dentro do impulsor, tanto a pressão estática quanto a entalpia total aumentam devido ao trabalho do eixo. No difusor, a entalpia total permanece constante (processo adiabático sem trabalho externo), mas a energia cinética é convertida em entalpia estática, elevando a pressão estática até o estado de descarga.

A eficiência do estágio é frequentemente definida pela relação entre o aumento de entalpia isentrópico ideal e o aumento de entalpia real (eficiência isentrópica), ou através da abordagem politrópica, que é mais representativa para compressores multiestágio industriais devido à sua independência da razão de pressão.⁸

2. Sistema de Admissão: turbivap Condicionamento do Fluxo e Pré-Rotação

A primeira etapa crítica no "caminho de expansão" e compressão do gás ocorre entre o flange de sucção e o olho do impulsor.

A função primária deste subsistema é transportar o gás da tubulação de processo para a entrada do elemento rotativo com o mínimo de perda de pressão total e, crucialmente, com um perfil de velocidade uniforme.

Distorções no campo de fluxo de entrada podem gerar carregamentos aerodinâmicos cíclicos nas lâminas do impulsor, levando a falhas prematuras por fadiga, além de degradar a margem de surge da máquina.²

2.1 CONFIGURAÇÕES GEOMÉTRICAS DE ENTRADA

Dependendo da arquitetura do compressor (eixo único beam style ou integrally geared), a admissão pode assumir formas distintas, cada uma com implicações aerodinâmicas específicas.

Em compressores de processo multiestágio típicos (API 617), a entrada é frequentemente radial, exigindo uma voluta de sucção ou plenum.



O design desta voluta é crítico; ela deve acelerar o fluxo gradualmente para mitigar a separação da camada limite nas paredes curvas. Uma voluta mal projetada pode induzir um vórtice não uniforme na entrada do impulsor, resultando em incidência variável ao longo da rotação da lâmina.

Para compressores axiais-centrífugos ou máquinas de overhang (balanço), a entrada pode ser axial, o que minimiza perdas por mudança de direção, mas requer espaço

axial significativo e arranjos de tubulação complexos.

Em todos os casos, a gestão da camada limite nas paredes da admissão é vital para evitar que fluxo de baixa energia entre no indutor do impulsor, o que reduziria a área efetiva de fluxo e precipitaria o bloqueio sônico (choke).¹²



2.2 PALHETAS GUIA DE ENTRADA VARIÁVEIS (IGV): CONTROLE E AERODINÂMICA

Imediatamente a montante do impulsor, muitos compressores modernos incorporam Palhetas Guia de Entrada Variáveis (Inlet Guide Vanes - IGVs).

Diferentemente de válvulas de borboleta de sucção (Inlet Butterfly Valves - IBVs), que controlam a vazão através do estrangulamento (introduzindo perdas de pressão irrecuperáveis), as IGVs modificam a aerodinâmica do estágio ao alterar o vetor de velocidade absoluta na entrada do impulsor (C_1).¹⁵

2.2.1 Mecanismo de Pré-Rotação (*Pre-Swirl*)

As IGVs funcionam introduzindo um componente tangencial de velocidade ($C_{\theta 1}$) ao fluxo antes que este atinja as lâminas do impulsor.

- **Pré-rotação Positiva (Co-swirl):** Quando as IGVs direcionam o gás no mesmo sentido de rotação do eixo, $C_{\theta 1}$ torna-se positivo.

Analisando a Equação de Euler ($\Delta h_0 = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}$), observa-se que um termo $U_1 C_{\theta 1}$ positivo subtrai do trabalho total transferido.

Isso reduz a altura manométrica (*head*) e o consumo de potência, permitindo que o compressor opere eficientemente em vazões reduzidas sem entrar em surge.

Dados operacionais indicam que o uso de IGVs pode reduzir o consumo de potência para 63% em condições de fluxo parcial (72% da vazão de projeto), comparado a 72% de potência com válvulas de estrangulamento simples.¹⁵

- **Pré-rotação Negativa (Counter-swirl):** As IGVs podem também direcionar o fluxo contra a rotação do impulsor ($C_{\theta 1}$ negativo).

Isso aumenta a transferência de energia específica, elevando a pressão de descarga. No entanto, essa prática aumenta o Mach relativo na ponta das lâminas, elevando o risco de perdas por choque e instabilidade aerodinâmica, sendo usada com cautela em designs de alta performance.¹⁶

2.3 ANÁLISE DE FALHAS NO SISTEMA DE ADMISSÃO

A complexidade mecânica das IGVs introduz modos de falha específicos. O mecanismo de atuação, composto por anéis de ligação, engrenagens e buchas, opera frequentemente em ambientes corrosivos ou com presença de particulados/líquidos.

Estudos metalúrgicos e de campo apontam que o travamento ou a histerese no movimento das IGVs são causas comuns de instabilidade de controle.

A corrosão por pite (pitting) e o desgaste abrasivo nas buchas de polímero (frequentemente PTFE ou compósitos de carbono) podem levar ao aumento das folgas.

Sob excitação aerodinâmica, essas folgas permitem a vibração (flutter) das palhetas, levando à fadiga de alto ciclo e fratura, tipicamente na raiz ou no mecanismo de ajuste.¹⁷

Além disso, a ingestão de líquidos (em compressores de gás úmido ou refrigeração) pode causar erosão severa nas bordas de ataque das palhetas e distorção permanente do perfil aerodinâmico, degradando a capacidade de direcionamento do fluxo.¹⁹

“ O compressor centrífugo é uma máquina de absorção de trabalho destinada a aumentar a densidade e a pressão estática do gás através da transferência de momento angular e difusão.



3. O Impulsor: Dinâmica de Fluidos e Transferência de Energia

Ao cruzar o "olho" do impulsor (Estação 1), o gás entra no domínio rotativo, o coração da máquina onde a energia mecânica do eixo é convertida em energia termodinâmica do fluido.

Este é o estágio onde ocorre a "compressão" propriamente dita, caracterizada pelo aumento simultâneo da pressão estática (devido à força centrífuga) e da energia cinética (devido à velocidade tangencial).

3.1 TRIÂNGULOS DE VELOCIDADE NA ENTRADA E ÂNGULO DE INCIDÊNCIA

A interface entre o fluxo estacionário de entrada e as lâminas rotativas do impulsor é governada pelo triângulo de velocidades de entrada.

O vetor de velocidade absoluta do gás (C_1) combina-se vetorialmente com a velocidade periférica da lâmina ($U_1 = \omega \cdot r_1$) para formar a velocidade relativa (W_1), que é a velocidade "vista" pela lâmina.

O parâmetro crítico nesta interface é o ângulo de incidência (i), definido como a diferença entre o ângulo físico da lâmina (β_{1b}) e o ângulo do fluxo relativo (β_1).

- **Incidência Otimizada:** No ponto de design, a incidência é próxima de zero, permitindo que o fluxo entre nos canais das lâminas com mínima separação.

- **Incidência Positiva (Stall):** Em vazões abaixo do projeto, o ângulo do fluxo relativo torna-se mais tangencial.

O fluido incide sobre o lado de pressão (*pressure side*) da lâmina, causando uma separação maciça do fluxo no lado de sucção (*suction side*).

Este fenômeno, conhecido como *stall* do indutor, é um precursor direto do surge e gera bloqueio aerodinâmico que reduz a eficiência.²¹

- **Incidência Negativa (Choke):** Em vazões elevadas, o fluxo incide no lado de sucção, podendo causar separação no lado de pressão.

Mais criticamente, a aceleração do fluxo na garganta do canal pode atingir a velocidade sônica (Mach 1), criando ondas de choque que bloqueiam qualquer aumento adicional de vazão de massa, fenômeno conhecido como *choke* ou *stonewall*.¹

3.2 GEOMETRIA DO IMPULSOR E FATOR DE DESLIZAMENTO

À medida que o gás viaja radialmente do olho para a ponta do impulsor (Estação 2), ele é forçado a girar.

A inércia do gás, no entanto, resiste a essa rotação, resultando em um atraso da velocidade tangencial do fluido em relação à velocidade da lâmina. Este fenômeno é quantificado pelo Fator de Deslizamento (σ), onde a velocidade tangencial real de saída ($C_{\theta 2}$) é menor que a ideal ($C_{\theta 2,ideal} = U_2$ para lâminas radiais infinitas).

$$\sigma = C_{\theta 2} / U_2$$

Fatores de deslizamento típicos variam entre 0,85 e 0,95 e são influenciados pelo número de lâminas e pelo ângulo de saída.²³

3.2.1 Influência do Ângulo de Saída da Lâmina

O design moderno de impulsores favorece fortemente o uso de lâminas inclinadas para trás (backward swept), onde o ângulo de saída da lâmina (β_2) é menor que 90 graus (em relação à tangente).

A tabela a seguir compara as características de desempenho entre diferentes geometrias de lâminas:

PARÂMETRO DE PERFORMANCE	LÂMINAS RADIAIS ($B_2 = 90^\circ$)	LÂMINAS BACKWARD SWEPT ($B_2 < 90^\circ$)
Transferência de Energia	Máxima por estágio (maior head)	Menor (requer maior RPM ou diâmetro)
Faixa Operacional Estável	Estreita (Curva plana)	Larga (Curva inclinada, maior margem de surge)
Eficiência	Inferior (Alta velocidade absoluta de saída)	Superior (Menor C_2 , menores perdas no difusor)
Estabilidade de Reação	Baixa	Alta (Reação negativa à perturbação de fluxo)

O uso de *backsweep* reduz a velocidade absoluta de saída (C_2), diminuindo a carga cinética que o difusor precisa converter. Isso não apenas aumenta a eficiência global do estágio, mas também inclina a curva de head vs. vazão, proporcionando um controle de processo mais estável e previsível.²³

3.3 CONSIDERAÇÕES DE FABRICAÇÃO E INTEGRIDADE ESTRUTURAL

Os impulsores operam sob imenso estresse mecânico devido às forças centrífugas. Materiais como aços inoxidáveis de alta resistência (ex: 17-4 PH) ou ligas de titânio são comuns.

A fabricação evoluiu de peças fundidas ou soldadas para a usinagem integral de 5 eixos (fresamento a partir de um bloco sólido), o que permite geometrias 3D

complexas e maior integridade estrutural.

Impulsores abertos (sem a cobertura frontal ou shroud) permitem velocidades periféricas mais altas (até 500-600 m/s em aplicações de hidrogênio ou turboalimentadores) devido à menor massa na ponta, mas sofrem com perdas por vazamento na folga entre a lâmina e a carcaça.

Impulsores fechados (com shroud) controlam melhor o vazamento, mas as tensões na junção lâmina-shroud limitam a velocidade máxima de operação.²⁶



4. O Processo de Difusão: Conversão de Energia Cinética

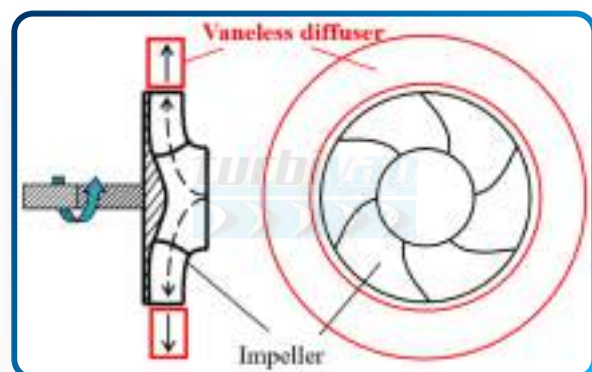
Ao deixar a periferia do impulsor, o gás encontra-se em seu estado de máxima energia cinética e pressão estática elevada. A velocidade absoluta (C_2) pode ser supersônica em compressores de alta razão de pressão.

A função do difusor é desacelerar este fluxo de forma controlada, expandindo a área de passagem para converter a pressão dinâmica ($1/2\rho C^2$) em pressão estática, conforme descrito pelo Princípio de Bernoulli para fluidos compressíveis.¹

4.1 DIFUSORES SEM PALHETAS (VANELESS DIFFUSERS)

A forma mais simples de difusão ocorre em um espaço anular de paredes paralelas ou ligeiramente convergentes.

- **Física do Fluxo:** A conservação do momento angular em um campo livre de torque dita que a velocidade tangencial C_θ decai inversamente com o raio ($C_\theta \propto 1/r$). O trajeto da partícula de fluido descreve uma espiral logarítmica.



- **Difusores de Baixa Solidez (LSD):** Uma inovação intermediária que utiliza palhetas curtas ou poucas palhetas (solidez < 1). Eles buscam capturar o ganho de eficiência das palhetas sem restringir severamente a garganta, oferecendo um compromisso atraente entre eficiência e faixa de operação.³¹

4.3 INSTABILIDADES: STALL ROTATIVO NO DIFUSOR

O difusor é frequentemente o local de inception (início) das instabilidades aerodinâmicas. Antes do surge completo da máquina, células de *stall* (bolsões de fluido estagnado) podem se formar e girar ao redor do anel do difusor a uma fração da velocidade do rotor (tipicamente 15-25%).

Estas células rotativas geram pulsações de pressão que excitam vibrações subsíncronas no eixo, um fenômeno perigoso que pode ser detectado por análise de espectro de vibração antes que o surge ocorra.²¹

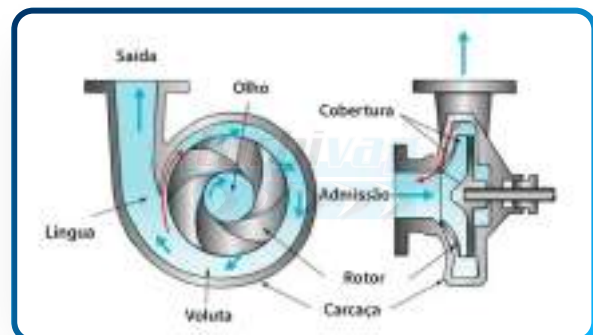
5. Coleta e Descarga: Volutas e Canais de Retorno



Após o processo de difusão, o gás deve ser coletado para descarga (em máquinas de estágio único ou no último estágio) ou redirecionado para o próximo impulsor (em máquinas multiestágio).

5.1 A VOLUTA DE DESCARGA

A voluta, ou caracol, é um duto de área transversal crescente que circunda o difusor. Sua função é coletar o fluxo espiralante e convertê-lo em um fluxo linear na flange de saída, idealmente recuperando ainda mais pressão estática.



- **Interação Língua-Impulsor:** O ponto onde a voluta termina e o fluxo sai para o cone de descarga é chamado de "língua" (*cutwater*).

O design da língua é crítico para minimizar o ruído e a vibração. Se a folga entre a língua e a ponta do impulsor (ou palhetas do difusor) for muito pequena, cada passagem de lâmina gera um pulso de pressão intenso, criando ruído tonal na frequência de passagem de lâminas (BPF - *Blade Passing Frequency*) e suas harmônicas.²⁰

- **Forças Radiais:** Em operações fora do ponto de projeto (off-design), a distribuição de pressão ao redor da voluta torna-se assimétrica. Isso gera uma força radial líquida sobre o rotor, que deve ser suportada pelos mancais radiais.

Em compressores de alta pressão, essa força pode ser significativa o suficiente para causar instabilidade rotodinâmica.³⁵

5.2 CANAIS DE RETORNO E PALHETAS DESROTACIONAIS

Em compressores multiestágio, o gás que sai do difusor do primeiro estágio precisa ser trazido de volta para o diâmetro de entrada do segundo estágio. Isso é realizado através de um canal de retorno em forma de U (crossover bend).

Dentro deste canal, encontram-se palhetas desrotacionais (return channel vanes ou deswirl vanes). A função destas palhetas é remover completamente o componente tangencial de velocidade (C_{θ}) que o gás adquiriu no impulsor anterior, entregando o fluxo ao próximo estágio em uma direção puramente axial ou radial (conforme o design da entrada do próximo impulsor).

Falha em remover este swirl alteraria os triângulos de velocidade de entrada do próximo estágio, degradando sua performance e previsibilidade.²



6. Dinâmica Operacional: Limites de Estabilidade e Controle

A operação segura e eficiente de um compressor centrífugo é confinada a um envelope de performance delimitado por fenômenos aerodinâmicos destrutivos. A compreensão do mapa de performance (Head Politrópico vs. Vazão Volumétrica de Entrada) é vital para operadores e engenheiros.

6.1 O FENÔMENO DE SURGE (BOMBEAMENTO)

O Surge é uma instabilidade aerodinâmica global e violenta que ocorre em baixas vazões.

Quando o fluxo de massa cai abaixo de um ponto crítico, o compressor não consegue mais gerar altura manométrica suficiente para superar a pressão do sistema a jusante (tubulação de descarga ou vaso de pressão).

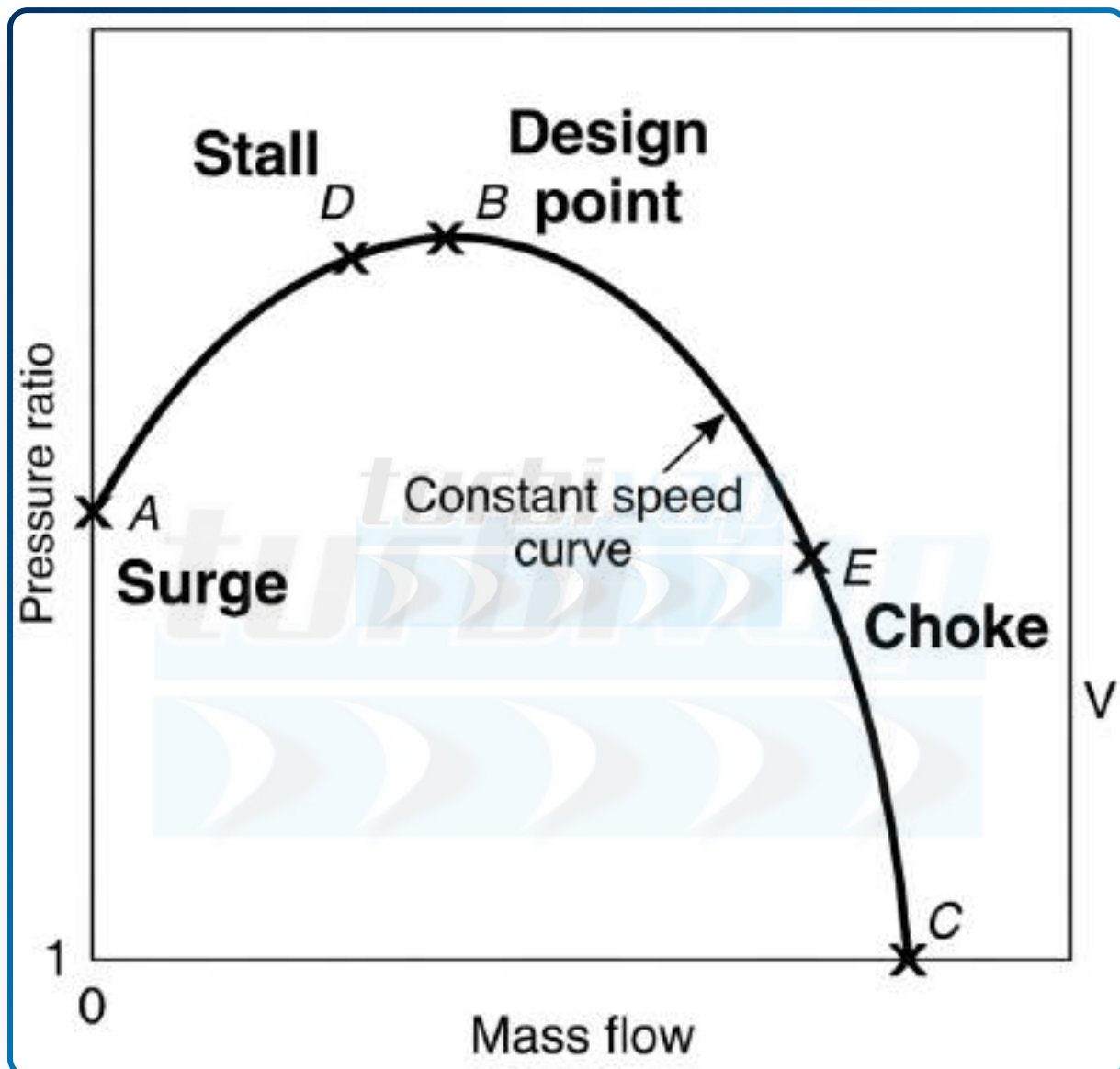
- **Ciclo do Surge:** Ocorre uma reversão instantânea do fluxo: o gás armazenado a alta pressão na descarga flui violentamente de volta através do compressor para a sucção. Isso despressuriza a descarga, permitindo que o compressor restabeleça o fluxo momentaneamente, até que a pressão suba novamente e o ciclo se repita.
- **Consequências Mecânicas:** Este ciclo gera cargas axiais reversas massivas no rotor, colapsando os mancais de escora (*thrust bearings*), danificando selos e podendo causar contato rotor-estator catastrófico.

O ruído é característico e assustador, descrito como "tiros" ou "latidos" graves da máquina.³⁷

- **Sistemas de Controle Anti-Surge:** A proteção é realizada por válvulas de reciclo automatizadas. Controladores digitais dedicados monitoram o ponto de operação em tempo real em relação à Linha de Surge.

Uma Linha de Controle de Surge é estabelecida (tipicamente com 10% de margem de segurança). Se o ponto de operação cruza esta linha, a válvula de reciclo abre rapidamente (resposta em milissegundos) para aumentar a vazão através do compressor, mantendo-o na zona estável.

A sintonia destes loops exige algoritmos PID assimétricos (abertura rápida, fechamento lento) para evitar oscilações.⁴⁰



6.2 CHOKE (BLOQUEIO SÔNICO) E STONEWALL

No limite oposto de alta vazão, o compressor encontra a barreira do Choke. À medida que a vazão aumenta, a velocidade do gás nas passagens mais estreitas (garganta do indutor ou do difusor) aproxima-se da velocidade do som local (Mach 1).

Ao atingir Mach 1, forma-se uma onda de choque normal que impede qualquer aumento adicional na vazão de massa, independentemente de quanto a contrapressão seja reduzida. No mapa de performance, isso aparece como uma queda vertical na curva de head (Stonewall).

A operação prolongada em choke é ineficiente e pode causar danos estruturais nas lâminas devido às vibrações induzidas pelas ondas de choque.²¹

6.3 IMPACTO DO FOULING (INCRUSTAÇÃO) NA PERFORMANCE

Compressores operando com gases sujos (como gás de craqueamento ou ar industrial não filtrado) sofrem com a deposição de polímeros ou poeira nas passagens do impulsor e difusor.



- **Efeito Aerodinâmico:** A camada de sujeira reduz a área de passagem e aumenta a rugosidade superficial (k_s).

Isso desloca a curva de surge para a direita (reduzindo a margem estável) e diminui a eficiência politrópica e o head máximo. O operador percebe que a máquina "perde capacidade" e entra em surge mais facilmente.

- **Mitigação:** Lavagem online com injeção de líquido ou revestimentos antiaderentes nos impulsores são estratégias comuns, mas o monitoramento contínuo da eficiência politrópica é a melhor ferramenta de diagnóstico.⁴³



7. Integridade Mecânica, Selagem e Normas API 617

A viabilidade do processo de compressão depende de sistemas auxiliares que garantam que o gás permaneça dentro da máquina e que o rotor gire estavelmente. A norma API 617 (8ª Edição e posteriores) dita os requisitos para estas máquinas críticas.

7.1 VIBRAÇÃO E ROTODINÂMICA

Compressores centrífugos modernos operam frequentemente acima da primeira (e às vezes segunda ou terceira) velocidade crítica de flexão do eixo (rotores flexíveis).

- **Limites API 617:** A norma estabelece limites rigorosos para a vibração do eixo. Para a vibração radial, o limite típico é:

$$A_{max} = \sqrt{\frac{12000}{N}}$$

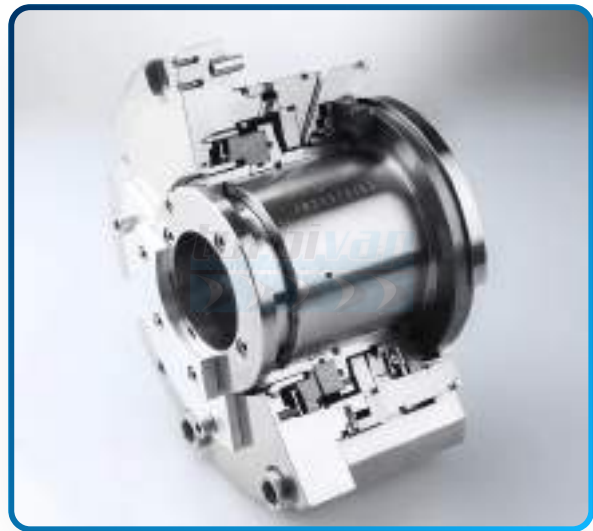
(em mils pico-a-pico, onde N é RPM), ou aproximadamente 1 mil (25 microns) para máquinas de alta velocidade, não excedendo 0,1 mil em testes de aceitação.

- **Monitoramento:** Sondas de proximidade (eddy current) em configuração X-Y a 90 graus são mandatórias em cada mancal para monitorar a órbita do eixo e detectar instabilidades subsíncronas (como *oil whirl* ou excitação aerodinâmica).⁸

7.2 TECNOLOGIAS DE SELAGEM DE EIXO

A vedação do eixo onde ele penetra a carcaça é crítica para segurança e meio ambiente.

- **Selos a Óleo (Tecnologia Legada):** Usam um filme de óleo pressurizado para bloquear o gás. Apresentam desvantagens significativas: o óleo absorve gás de processo (ex: metano), que deve ser posteriormente separado e frequentemente ventilado ou queimado, resultando em emissões de metano substanciais (40-200 scfm) e contaminação do óleo.⁴⁸
- **Selos de Gás Seco (Dry Gas Seals - DGS):** Tornaram-se o padrão da indústria (API 617/692). Utilizam a própria pressão do gás (ou um gás inerte) para criar uma separação microscópica (3-5 microns) entre anéis de carbeto de silício ou tungstênio. Ranhuras espirais no anel rotativo geram uma força de elevação aerodinâmica que separa as faces assim que a rotação inicia.
 - **Benefícios:** Vazamento quase nulo (<6 scfm), eliminação de sistemas de óleo de selagem complexos, redução de atrito (potência absorvida desprezível) e maior confiabilidade.



A análise de custo de ciclo de vida (LCC) demonstra um retorno de investimento rápido na conversão de selos a óleo para DGS, impulsionado pela economia de gás e redução de manutenção.⁴⁸

7.3 MANCAIS: HIDRODINÂMICOS VS. MAGNÉTICOS

- **Mancais Hidrodinâmicos (Tilt Pad):** Padrão em aplicações pesadas de óleo e gás. Usam sapatas oscilantes (*tilt pads*) para criar cunhas de óleo que suportam o eixo e fornecem amortecimento crucial para atravessar velocidades críticas.

- **Mancais Magnéticos Ativos (AMB):** Utilizam eletroímãs controlados digitalmente para levitar o eixo.
 - **Aplicações:** Essenciais em compressores herméticos, pipelines de gás natural (eliminação de óleo no gás) e aplicações submarinas.
 - **Comparativo:** Oferecem operação sem atrito e monitoramento de diagnóstico inigualável, mas possuem menor capacidade de carga para surtos súbitos (como surge) e requerem mancais de "touchdown" de emergência. A complexidade do sistema de controle e o custo inicial são barreiras, mas o OPEX reduzido (sem trocas de óleo, menor consumo de energia) justifica a escolha em projetos de alta tecnologia.⁵¹



8. Fronteiras Tecnológicas: Hidrogênio e sCO₂

A transição energética impõe novos desafios à compressão centrífuga.

8.1 COMPRESSÃO DE HIDROGÊNIO

O hidrogênio é o gás mais desafiador para compressores centrífugos devido à sua baixa massa molar (2 g/mol).

- **Desafio do Head:** A pressão gerada por um estágio centrífugo é proporcional à densidade do gás e ao quadrado da velocidade periférica.

Para gerar a mesma razão de pressão que se obtém com gás natural (MW ~16), um compressor de hidrogênio precisaria de velocidades de ponta (U_2) cerca de 3 vezes maiores (o que é impossível com materiais atuais devido a limites de tensão) ou dezenas de estágios em série.

- **Velocidade do Som:** A velocidade do som no hidrogênio é altíssima (~1300 m/s). Isso significa que problemas de Mach (choke) são raros, mas alcançar a compressão é difícil.

- **Materiais:** O risco de fragilização por hidrogênio (*hydrogen embrittlement*) proíbe o uso de aços de alta resistência convencionais. Ligas de titânio ou aços especiais com tratamentos térmicos rigorosos são necessários, encarecendo o equipamento.²⁶

8.2 CICLOS DE CO2 SUPERCRÍTICO (SCO2)

O sCO₂ é usado em ciclos de potência Brayton de alta eficiência. Perto do ponto crítico (73,8 bar, 31°C), o CO₂ tem densidade de líquido mas viscosidade de gás.

- **Densidade de Potência:** Compressores de sCO₂ são extremamente compactos. Um compressor para 10 MW pode ser do tamanho de uma pequena mesa.
- **Instabilidade Termodinâmica:** Pequenas flutuações de temperatura perto do ponto crítico causam variações massivas de densidade, o que pode levar a oscilações violentas de vazão e carga no impulsor. O controle térmico preciso é, portanto, um requisito de segurança operacional, não apenas de eficiência.⁵⁶



9. Conclusão

A jornada do gás através de um compressor centrífugo é um exercício complexo de manipulação de estados termodinâmicos.

O que o usuário pode perceber como uma simples "expansão" de fluxo é, na realidade, uma sequência orquestrada de acelerações, compressões e difusões.

Desde a orientação preliminar nas IGVs, passando pela injeção intensa de trabalho no impulsor, até a recuperação estratégica de pressão no difusor e voluta, cada componente desempenha um papel vital.

A engenharia por trás destas máquinas atingiu um nível de sofisticação onde a aerodinâmica (CFD), a mecânica dos sólidos (FEA) e a rotodinâmica devem ser otimizadas simultaneamente.

Com a introdução de novas tecnologias como mancais magnéticos e selos a gás seco, e a pressão para adaptar estas máquinas para a economia do hidrogênio, o

compressor centrífugo continuará a evoluir, mantendo-se como uma peça central na engenharia de fluidos moderna.

APÊNDICE A: TABELAS COMPARATIVAS DE TECNOLOGIAS

Tabela A1: Comparação Detalhada de Tipos de Difusor

CARACTERÍSTICA TÉCNICA	DIFUSOR SEM PALHETAS (VANELESS)	DIFUSOR COM PALHETAS (VANED)	DIFUSOR DE BAIXA SOLIDEZ (LSD)
Mecanismo Físico	Conservação de momento angular ($C_\theta \propto 1/r$). Espiral logarítmica longa.	Orientação forçada por canais aerodinâmicos. Caminho curto.	Híbrido: Orientação parcial com garganta aberta.
Eficiência Isentrópica	Base (Referência)	+2% a +5% superior à base	+1% a +3% superior à base
Faixa Operacional (Range)	Muito Larga (70-120% do fluxo de projeto)	Estreita (Limitada por incidência e choke na garganta)	Intermediária (Melhor que Vaned, pior que Vaneless)
Custo e Complexidade	Baixo (Usinagem simples)	Alto (Usinagem de 5 eixos ou fundição de precisão)	Médio/Alto
Perfil de Ruído	Baixo (Espectro de banda larga)	Alto (Ruído tonal na frequência de passagem de lâminas)	Moderado
Aplicação Típica	Compressores de processo com vazão variável (Refinarias)	Refrigeração de carga base, Geração de Energia	Projetos modernos buscando equilíbrio eficiência/flexibilidade

Tabela A2: Seleção de Materiais para Impulsores em Aplicações Críticas

APLICAÇÃO	MATERIAL TÍPICO	MOTIVAÇÃO TÉCNICA	LIMITAÇÕES
Gás Natural Padrão	Aço Inoxidável 17-4 PH ou 15-5 PH	Alta resistência mecânica, boa soldabilidade, custo moderado.	Suscetível a corrosão sob tensão em H ₂ S (Sour Gas).
Gás Ácido (<i>Sour Gas</i>)	Inconel 625 ou 718	Resistência extrema à corrosão e trincas por sulfeto (NACE MR0175).	Alto custo, difícil usinagem.
Hidrogênio (H₂)	Ligas de Titânio (Ti-6Al-4V)	Alta razão resistência/peso (permite altas rotações), resistência a H ₂ embrittlement.	Risco de ignição de titânio em oxigênio; Custo elevado.
Ar Industrial / Baixa Pressão	Alumínio ou Aço Carbono	Baixo custo, leveza.	Baixa resistência à erosão e corrosão.

Tabela A3: Limites de Vibração conforme API 617 (8ª Edição)

PARÂMETRO	FÓRMULA DE LIMITE	VALOR TÍPICO PARA MÁQUINA DE 10.000 RPM	NOTA
Vibração Radial de Eixo (Geral)	$\sqrt{12000/N}$ (mils p-p)	~1.1 mils (28 microns)	Medido com sondas de proximidade adjacentes aos mancais.
Limite de Teste de Aceitação	Não exceder o menor entre o cálculo acima ou 1.0 mil	1.0 mil	Critério mais rigoroso para máquina nova na fábrica.
Runout Elétrico/Mecânico	Max 0.25 mils (6 microns)	0.25 mils	Imperfeições superficiais da pista de leitura da sonda.
Vibração na Carcaça (Acelerômetro)	Não especificado como primário	N/A	API 617 foca na vibração relativa do eixo para máquinas de filme de fluido.

Como Podemos Ajudar?

Somos uma empresa de engenharia independente e especializada em turbomáquinas e cogeração de energia, atuando e integrando soluções em **cursos, treinamentos, fornecimentos técnicos, diligenciamentos, consultoria, equalização de propostas, estudos de viabilidade e peritagem de turbomáquinas, especialmente turbinas a vapor.**

Uma empresa brasileira sediada no município de Campinas – Estado de São Paulo.

Ajudamos os nossos clientes a capacitarem seus colaboradores sobre entendimento, funcionamento e problemas de turbomáquinas, encontrando e integrando soluções

técnicas de produtos e serviços, com visão independente, imparcial e com viabilidade técnica-comercial.

Reunimos uma equipe altamente qualificada e experiente na área de turbomáquinas. Nossos profissionais e parceiros possuem trajetórias e posições de destaque em empresas e OEM de relevância nacional e internacional no setor.

Somos acessíveis, descomplicados e ágeis.

Consulte-nos

<https://turbivap.com.br/>

suporte@turbivap.com.br

[WhatsApp](#)

+55 19 99715-5350



Conheça Nossos Cursos

Conheça nossos cursos presenciais "In Company", Digital e Remoto.

Podemos ajudar com treinamentos corporativos sobre turbinas a vapor, ciclo combinado, turbina a gás, caldeira de recuperação, eletrificação industrial e muito mais. Solicite uma proposta, agende uma apresentação.

Acesse nosso site e veja nossos cases de sucesso.

[Conhecer cases de sucesso.](#)

Compressor Centrífugo

turbivap.com.br



Referências citadas

1. Centrifugal compressor - Wikipedia, acessado em janeiro 21, 2026, https://en.wikipedia.org/wiki/Centrifugal_compressor
2. Theory at a glance | CST Firenze, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.cstfirenze.com/knowledge/theory-at-a-glance>
3. acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.fs-elliott.com/how-does-a-centrifugal-compressor-work#:~:text=The%20Operating%20Principle%20of%20a%20Centrifugal%20Compressor&text=Velocity%20Increase%20%E2%80%93%20As%20the%20impeller,into%20pressure%20energy%20before%20discharge.>
4. 12.3 The Euler Turbine Equation - MIT, acessado em janeiro 21, 2026, <https://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node91.html>
5. EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS WITH INLET GUIDE VANES - mediaTUM, acessado em janeiro 21, 2026, <https://mediatum.ub.tum.de/doc/1336387/1336387.pdf>
6. Compressors - Cascade Analysis and Velocity Triangles, acessado em janeiro 21, 2026, https://seitzman.gatech.edu/classes/ae4451/turbomachinery_compressors.pdf
7. Centrifugal Compressor Performance Deviations with Various Refrigerants, Impeller Sizes and Shaft Speeds - Purdue e-Pubs, acessado em janeiro 21, 2026, <https://docs.lib.purdue.edu/context/icec/article/3285/viewcontent/1225.pdf>
8. Axial and Centrifugal Compressors Application Guide - Baker Hughes, acessado em janeiro 21, 2026, https://www.bakerhughes.com/sites/bakerhughes/files/2022-01/GEA31971A%20Centrifugal%20Compress%20App%20Note_R4.pdf
9. Compressor Thermodynamics - NASA Glenn Research Center, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/comph.html>
10. Centrifugal compressor stage (a) and its thermodynamic transformation... - ResearchGate, acessado em janeiro 21, 2026, https://www.researchgate.net/figure/Centrifugal-compressor-stage-a-and-its-thermodynamic-transformation-on-the-h-s-plane_fig1_361183173
11. H-s diagram of compression. - ResearchGate, acessado em janeiro 21, 2026, https://www.researchgate.net/figure/H-s-diagram-of-compression_fig1_26406140
12. CENTRIFUGAL COMPRESSORS CONSTRUCTION EXPLAINED - Rotating Machinery Services Inc., acessado em janeiro 21, 2026, <https://rotatingmachinery.com/wp-content/uploads/2022/01/Centrifugal-Compressor-Construction-Explained.pdf>
13. Part 7 Compressors - AquaEnergy Expo Knowledge Hub, acessado em janeiro 21, 2026, <https://kh.aquaenergyexpo.com/wp-content/uploads/2025/02/Part-7-Compressors.pdf>
14. How Does a Centrifugal Compressor Work - FS-Elliott, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.fs-elliott.com/how-does-a-centrifugal-compressor-work>
15. Inlet Guide Vanes vs. Butterfly Valves in Compressors - FS-Elliott, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.fs-elliott.com/blog/inlet-guide-vane-and-inlet-butterfly-valves>
16. Effects of Swirl Distortion on a Centrifugal Compressor at Off-Design Operating Conditions, acessado em janeiro 21, 2026, <https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/1.J065421>
17. Failure Analysis of Inlet Guide Vanes | Request PDF - ResearchGate, acessado em janeiro 21, 2026, https://www.researchgate.net/publication/245352987_Failure_Analysis_of_Inlet_Guide_Vanes
18. Failure Analysis of Inlet Guide Vanes | PDF | Wear | Stainless Steel - Scribd, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.scribd.com/document/602046713/FAILURE-ANALYSIS-OF-INLET-GUIDE-VANES>
19. Root Cause Identification of Vibration and Wear Due to Strainer Obstruction in Hydrocarbon Processing Compressors - SCIEPublish, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.sciepublish.com/article/pii/646>
20. CRITICAL REVIEW OF COMPRESSOR IMPELLER VIBRATION PARAMETERS FOR FAILURE PREVENT - OAKTrust, acessado em janeiro 21, 2026, <https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstreams/6776467e-95bb-403f-b51e-f12a9703cea8/download>
21. Numerical Aerothermodynamic Analysis of a Centrifugal Compressor Stage for Hydrogen Pipeline Transportation - MDPI, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.mdpi.com/2227-9717/13/12/4008>
22. Flow phenomena leading to surge in a centrifugal compressor, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.repository.cam.ac.uk/bitstreams/11cf0cb1-18de-4f1e-96f1-95584d1e2294/download>
23. New publication on compressor exit velocity triangles - PCA Engineers, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.pcaeng.co.uk/blog/centrifugal-compressor-velocity-triangles>
24. 4.7 Velocity Triangles at the Eye Hub and Tip In an ideal condition the fluid enters the eye section radially with no whirl comp - Atria | e-Learning, acessado em janeiro 21, 2026, <https://elearningatria.files.wordpress.com/2013/10/centrifugal-fans1.pdf>

25. On Choosing the Optimal Impeller Exit Velocity Triangles in Preliminary Design, acessado em janeiro 21, 2026, <https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article/144/11/111011/1145351/On-Choosing-the-Optimal-Impeller-Exit-Velocity>
26. TA Briefs 1.2 The Techno-Economics of Hydrogen Compression PUBLISH - The Transition Accelerator, acessado em janeiro 21, 2026, https://transitionaccelerator.ca/wp-content/uploads/2023/04/TA-Technical-Brief-1.1_TEEA-Hydrogen-Compression_PUBLISHED.pdf
27. VANED VS. VANELESS DIFFUSOR IN COMPRESSOR STAGES - Rotating Machinery Services Inc., acessado em janeiro 21, 2026, <https://rotatingmachinery.com/wp-content/uploads/2022/01/Vaned-vs.-Vaneless-Diffusor-in-Compressor-Stages.pdf>
28. Vaneless and vaned diffusers. | Download Scientific Diagram - ResearchGate, acessado em janeiro 21, 2026, https://www.researchgate.net/figure/vaneless-and-vaned-diffusers_fig1_34199536
29. An experimental comparison of diffuser designs in a centrifugal compressor - Purdue e-Pubs, acessado em janeiro 21, 2026, https://docs.lib.purdue.edu/open_access_theses/796/
30. Performance of Centrifugal Compressors with Variable Vaned Diffuser - CORE, acessado em janeiro 21, 2026, <https://core.ac.uk/download/pdf/4956898.pdf>
31. The Design and Analysis of Low Solidity Vaned Diffusers for Increased Turbopump Throttling Capability - Barber-Nichols, acessado em janeiro 21, 2026, https://www.barber-nichols.com/wp-content/uploads/2019/11/low_solidity_vaned_diffusers_for_increased_turbopump_throttling_capability.pdf
32. Unsteady Pre-Stall Behavior in a Centrifugal Compressor With Vaned Diffuser | J. Turbomach. | ASME Digital Collection, acessado em janeiro 21, 2026, <https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article/146/4/041006/1170893/Unsteady-Pre-Stall-Behavior-in-a-Centrifugal>
33. Generation Mechanism of Diffuser Stall in a Centrifugal Compressor with Vaneless Diffuser, acessado em janeiro 21, 2026, https://journal.gpps.global/Generation-Mechanism-of-Diffuser-Stall-in-a-Centrifugal-Compressor-with-Vaneless_128974_0_2.html
34. Acoustic and vibration analysis of a turbocharger centrifugal compressor failure | Request PDF - ResearchGate, acessado em janeiro 21, 2026, https://www.researchgate.net/publication/360934185_Acoustic_and_vibration_analysis_of_a_turbocharger_centrifugal_compressor_failure
35. Operation of Centrifugal Compressors in Choke Conditions, acessado em janeiro 21, 2026, <https://turbolab.tamu.edu/wp-content/uploads/2018/08/METS2Tutorial4.pdf>
36. Centrifugal Compressors in Ethylene Plants - AIChE, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.aiche.org/sites/default/files/cep/20170228.pdf>
37. Centrifugal Compressor Surge - Petrotech | Control Systems Solutions, acessado em janeiro 21, 2026, <https://petrotechinc.com/centrifugal-compressor-surge/>
38. acessado em janeiro 21, 2026, <https://sollantcompressor.com/how-to-prevent-surge-in-centrifugal-air-compressors-complete-anti-surge-strategy/>
39. GAS-TURBINE COMPRESSORS: Understanding stall, surge - Combined Cycle Journal, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.ccj-online.com/combined-cycle-journal-number-50/gas-turbine-compressors-understanding-stall-surge/>
40. Copyright© 2024 by Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station Detailed Review and IMPLEMENTATION (- OAKTrust, acessado em janeiro 21, 2026, <https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstreams/28f88773-7acb-4090-86dd-3cd003b913d4/download>
41. Protecting the Compressor and the Process - Tri-Sen Blog, acessado em janeiro 21, 2026, <https://blog.tri-sen.com/compressor-control-surge-margin-0>
42. How a Turbo Works - Turbo Compressor Map - Expert Knowledge - Garrett Motion, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.garrettmotion.com/knowledge-center-category/oem/expert/>
43. What is the effect of impeller fouling on centrifugal compressors operating point ? by WR Training - YouTube, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.youtube.com/watch?v=QOhECJD3XEM>
44. Centrifugal Compressor Off-Design Inlet Conditions Impact - Industrial Professionals, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.cheresources.com/invision/topic/30999-centrifugal-compressor-off-design-inlet-conditions-impact/>
45. Analysis of Solid Particle Surface Impact Behavior in Turbomachines to Assess Blade Erosion and Fouling - OAKTrust, acessado em janeiro 21, 2026, <https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstreams/c7f58cb9-3f00-491f-95d2-6490202f2b88/download>
46. Vibration Limits - API 617 | PDF - Scribd, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.scribd.com/document/875035194/Vibration-Limits-API-617>

47. Centrifugal Compressor Vibration Testing and Analysis - API Inspection, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.inspection-for-industry.com/centrifugal-compressor-vibration.html>
48. Replacing Wet Seals with Dry Seals in Centrifugal Compressors - US EPA, acessado em janeiro 21, 2026, https://19january2017snapshot.epa.gov/sites/production/files/2016-06/documents/ll_wetseals.pdf
49. The benefits of Gas Seal Technology - Reginfo.gov, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.reginfo.gov/public/do/eoDownloadDocument?publd=&eodoc=true&documentID=1424>
50. Weighing the Dry Gas Seal Advantages Against Your Other Options - Swagelok Northern California, acessado em janeiro 21, 2026, <https://northerncal.swagelok.com/blog/weighing-the-dry-gas-seal-advantages-against-your-other-options-snc>
51. Axial Loads and Active Magnetic Bearings - Turbomachinery Magazine, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.turbomachinerymag.com/view/10039-2>
52. Magnetic vs. air foil bearing - Finding the best bearing solution for water treatment blowers, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.sulzer.com/en/shared/campaign/magnetic-vs-air-foil-bearings>
53. Magnetic-Bearing Chiller Compressors - Department of Energy, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.energy.gov/femp/magnetic-bearing-chiller-compressors>
54. Technology Options for Hydrogen Compression, acessado em janeiro 21, 2026, https://netl.doe.gov/sites/default/files/netl-file/22TMCES_Brun.pdf
55. acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.energy.gov/eere/fuelcells/gaseous-hydrogen-compression#:~:text=Centrifugal%20compressors%20rotate%20a%20turbine,low%20molecular%20weight%20of%20hydrogen>
56. Compressor Design Method in the Supercritical CO2 Applications, acessado em janeiro 21, 2026, https://sco2symposium.com/papers2018/turbomachinery/015_Paper.pdf
57. Experimental Study on a Supercritical CO2 Centrifugal Compressor Used in a MWe Scale Power Cycle - MDPI, acessado em janeiro 21, 2026, <https://www.mdpi.com/2076-3417/13/1/385>



turbivap.com.br

Nota Legal

As informações contidas neste documento são fornecidas apenas para fins de referência geral e educação técnica. A TURBIVAP não garante a exatidão, integridade ou atualidade dos dados apresentados, os quais podem variar conforme o modelo do equipamento e atualizações do fabricante. Imagens são meramente ilustradas. As marcas eventualmente citadas pertencem aos seus respectivos proprietários. A menção a elas é feita para fins de referência técnica e editorial, não implicando vínculo comercial direto ou representação oficial, salvo se expressamente declarado. Este material não substitui a consultoria de engenharia especializada para casos concretos. Não nos responsabilizamos por danos materiais, acidentes pessoais, lucros cessantes, paradas de produção ou quaisquer outros efeitos adversos decorrentes do uso, interpretação ou aplicação das informações contidas neste documento. O leitor assume total responsabilidade pelo uso destas informações.