

3

Conceitos Fundamentais

Neste capítulo são apresentados conceitos fundamentais para o entendimento e estudo do compressor axial, assim como sua modelagem termodinâmica.

3.1

Máquinas de Fluxo

As máquinas de fluxo podem fornecer ou receber energia do fluido de trabalho, ou seja, a energia mecânica é transmitida ao fluido ou retirada do mesmo. A principal característica de uma máquina de fluxo é um rotor composto por palhetas móveis que são percorridas por um fluido contínuo [15].

Segundo o princípio de funcionamento, as máquinas de fluxo podem ser classificadas como [16]:

- Volumétricas ou deslocamento positivo, quando a transferência de energia é obtida a partir da variação do volume ocupado pelo fluido confinado;
- Dinâmicas ou turbomáquinas, quando a máquina opera com fluido contínuo escoando através de palhetas fixadas no rotor e a transferência de energia deve-se à variação da quantidade de movimento nas seções de escoamento do fluido.

As máquinas rotativas como as bombas de engrenagem e as máquinas alternativas como compressor a pistão, são exemplos de máquinas de deslocamento positivo.

Como exemplos de turbomáquinas têm-se as turbinas hidráulicas, os ventiladores, as bombas centrífugas, as turbinas a vapor, os turbocompressores, as turbinas a gás, entre outros.

3.1.1 Turbomáquinas

As turbomáquinas são máquinas de fluxo que podem ser classificadas quanto à compressibilidade do fluido de trabalho (turbomáquinas térmicas e hidráulicas), ao sentido da transferência de energia (turbomáquinas motora e geradora), e quanto à geometria do percurso do fluido (turbomáquinas radiais e axiais), Figura 3.1, [16].

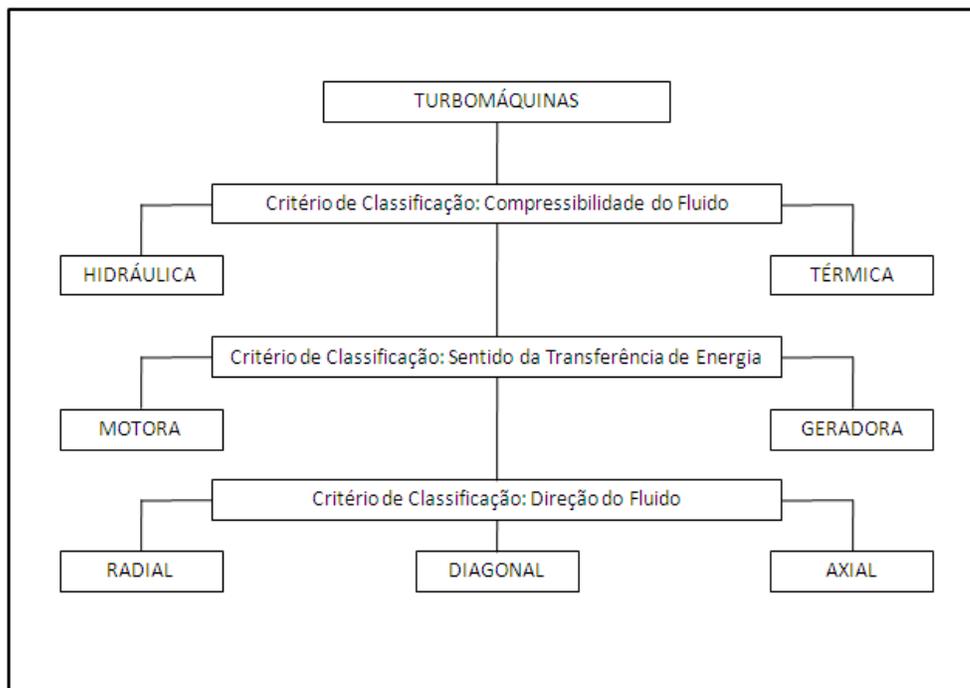


Figura 3.1 – Classificação de Turbomáquinas, [16].

Classificação à quanto compressibilidade

- Turbomáquinas Térmicas: São àquelas onde o fluido de trabalho é compressível, ocorrendo uma variação significativa na densidade do fluido que passa pelo rotor. Exemplos de turbomáquinas térmicas são as turbinas a vapor, turbinas a gás e os turbocompressores.
- Turbomáquinas Hidráulicas: São àquelas onde o fluido de trabalho é incompressível, sendo desprezível a variação da densidade deste. Exemplos de turbomáquinas hidráulicas são as bombas, ventiladores e turbinas hidráulicas.

Classificação quanto o sentido da transferência de energia

- Turbomáquinas Motoras: As turbomáquinas que recebem energia mecânica do fluido de trabalho são classificadas como motoras.
- Turbomáquinas Geradoras: As turbomáquinas que fornecem energia mecânica do fluido de trabalho são classificadas como geradoras.

Quando uma turbomáquina trabalha como motora, é denominada turbina e, quando trabalha como geradora, é denominada bomba, para o fluido de trabalho líquido, e turbocompressor quando o fluido de trabalho é um gás [15].

Classificação quanto à direção do fluido

- Turbomáquinas Radiais ou Centrífugas: O escoamento do fluido é essencialmente radial, com mudanças significativas no raio da entrada para a saída.
- Turbomáquinas Axiais: O escoamento do fluido é paralelo ao eixo da máquina.
- Turbomáquinas de fluxo misto: O escoamento é diagonal ao eixo da máquina.

3.1.2

Turbomáquinas Térmicas

As turbomáquinas térmicas são máquinas de fluxo rotativas onde o fluido de trabalho é compressível.

As turbinas industriais são exemplos de turbomáquinas térmicas motoras que realizam o trabalho de expansão do fluido até uma determinada pressão, transferindo energia deste para o eixo, enquanto os turbocompressores, também conhecidos como compressores dinâmicos, são exemplos de turbomáquinas geradoras, que consomem energia para aumentar a pressão do fluido, ou seja, a energia mecânica é transferida do eixo da máquina para o fluido.

Nesta dissertação o enfoque será dado aos compressores dinâmicos de fluxo axial. Porém, uma breve definição de compressores dinâmicos de fluxo radial ou centrífugo, também será apresentada.

3.1.3 Turbocompressor

O turbocompressor ou compressor dinâmico é uma máquina rotativa utilizada para aumentar a pressão do fluido de trabalho. Considerando a direção do escoamento, o turbocompressor pode ser classificado como compressor de fluxo axial, onde o escoamento é paralelo ao eixo do rotor, e compressor de fluxo radial ou centrífugo, onde o escoamento entra no rotor paralelo ao eixo e sai perpendicular a este, Figura 3.2.

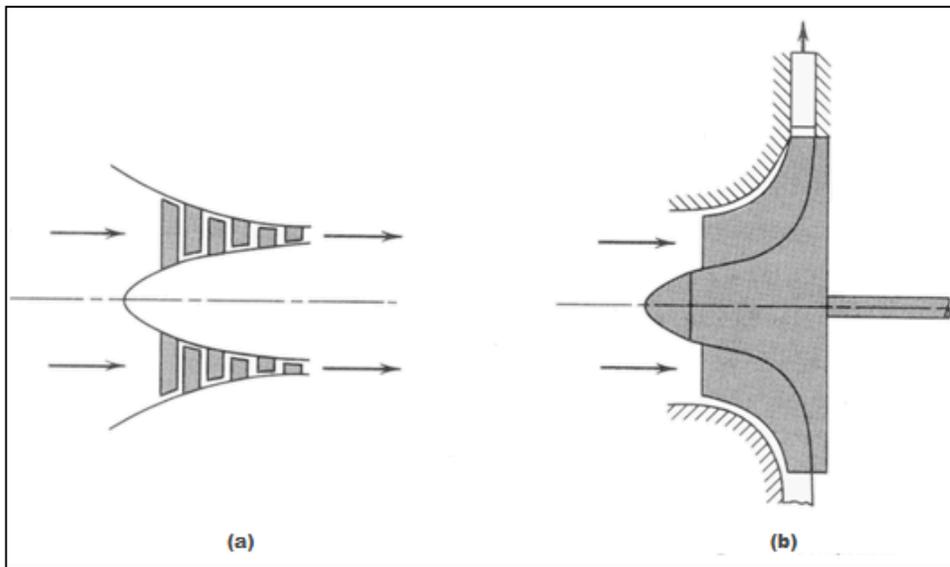


Figura 3.2 – Ilustração da diferença entre compressor de fluxo (a) axial e (b) centrífugo,[17].

3.1.3.1 Compressor Centrífugo

O compressor centrífugo trabalha com pequenas e médias vazões de ar, sendo normalmente utilizado para valores maiores de razão de pressão e menores vazões.

Este tipo de compressor é formado por um rotor e um difusor envolvidos por uma carcaça. O fluido é acelerado no rotor, onde sua energia cinética é parcialmente convertida em pressão e, em seguida, passa pelo difusor onde a outra parte da velocidade é convertida em energia de pressão. Normalmente, o compressor é projetado para que metade da pressão final seja produzida no rotor e metade no difusor, [2].

As novas tecnologias desenvolvidas para os compressores axiais permitem que estes apresentem maiores rendimentos que os compressores centrífugos, sendo mais utilizados em turbinas a gás, por exemplo, [2].

3.2 Compressor Axial

O compressor axial é um compressor dinâmico formado por um ou mais estágios de compressão, sendo cada estágio composto por um par rotor/estator, onde o fluido de trabalho escoia paralelo ao eixo do rotor. O estator é formado por palhetas estacionárias, enquanto o rotor é envolvido por uma série de palhetas móveis.

O ar, fluido de trabalho admitido no compressor, é acelerado pelo rotor e desacelerado pelo estator, onde a energia cinética é convertida em entalpia com conseqüente ganho de pressão estática. Este processo é repetido em outros estágios até que a razão de pressão desejada seja alcançada.

Em cada estágio do compressor axial, a elevação de pressão é bem pequena devido aos limites de difusão impostos. Esses limites devem-se ao fato de o processo de difusão estar sujeito a um gradiente adverso de pressão, que pode causar descolamento e fluxo reverso quando o compressor estiver operando fora das condições de projeto, [18].

Dessa forma, os compressores axiais possuem vários estágios para garantir uma maior razão de pressão. A Figura 3.3 mostra o diagrama dos vetores de velocidades através dos estágios. No caso da turbina a gás, os compressores axiais normalmente possuem entre 8 e 16 estágios.

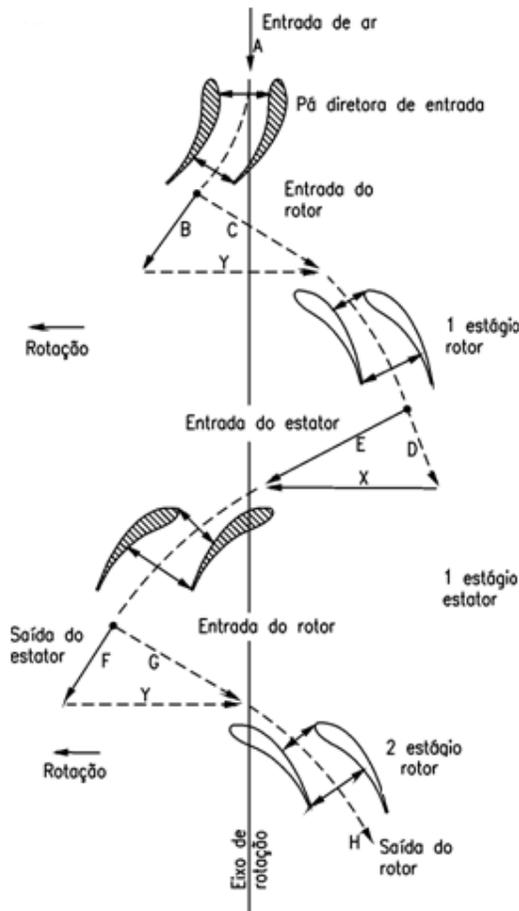


Figura 3.3 – Diagrama de velocidades nos estágios de um compressor axial, [2].

Quando o compressor opera fora das condições de projeto, os ângulos de incidência vão se aproximando de seus limites e as perdas aumentam, resultando em uma eficiência de compressão muito baixa, [2].

A linha de *surge* representa o limite de operação da máquina e está associado a um fenômeno do descolamento da camada limite da superfície do perfil aerodinâmico das palhetas denominado *stall*. Este fenômeno impede o aumento da pressão do compressor, causando uma oscilação aerodinâmica que prejudica a turbina a gás, [13].

A *surge margin* (SM) mostra o quanto o ponto de operação está próximo a linha de *surge*, e é definida pela equação (3.1), [19].

$$SM = \frac{(RP_{surge} - RP_{OD})}{(RP_{OD} - 1)} \quad (3.1)$$

No compressor axial de vários estágios, a *surge margin* deve ser especificada a fim de se garantir a operação estável do equipamento.

3.2.1 Análise Termodinâmica do Estágio de Compressão

Para a análise termodinâmica de um estágio de compressão, Figura 3.4, são assumidas as seguintes premissas [2]:

- Fluido de trabalho como gás ideal;
- Escoamento no estágio é permanente;
- As propriedades são uniformes nas seções de entrada e saída;
- As propriedades são de estagnação;
- Processo de compressão é adiabático.

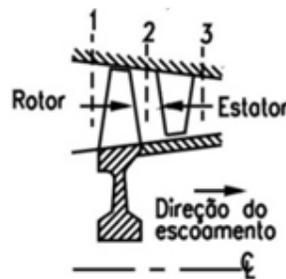


Figura 3.4 – Estágio de Compressão, [23].

Considerando-se o escoamento do fluido de trabalho compressível, pode-se dizer simplificadaamente, que o processo de compressão ao longo dos estágios resulta em maior massa por unidade de volume do fluido, e conseqüentemente, no aumento da densidade do mesmo. Dessa forma, a fim de se manter a velocidade média axial constante, o diâmetro médio do rotor aumenta ao longo de seu comprimento enquanto o tamanho das palhetas que o envolvem diminui, Figura 3.5.

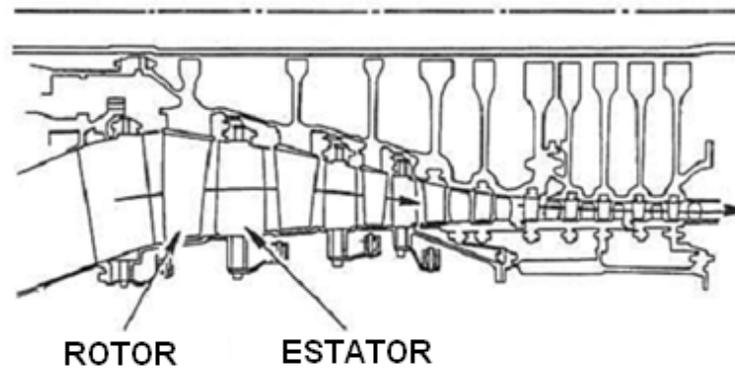


Figura 3.5 – Variação do diâmetro do compressor, [20].

A variação da pressão e da velocidade axial do escoamento é mostrada na Figura 3.6.

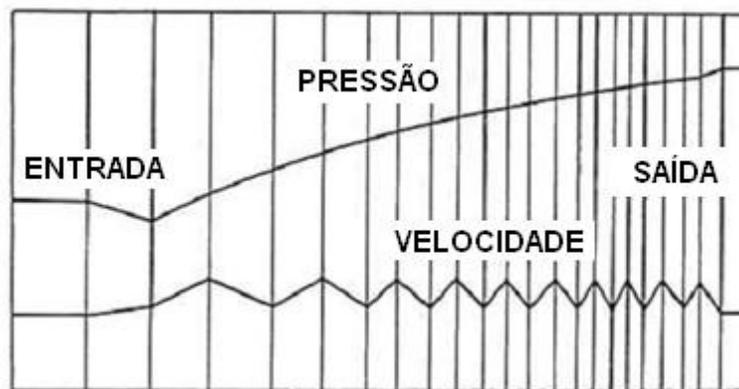


Figura 3.6 – Variação da velocidade e pressão no compressor, [20].

A Tabela 3.1 apresenta a variação dos principais parâmetros termodinâmicos que ocorrem no rotor e no estator do compressor axial durante o processo de compressão.

Tabela 3.1 – Variação dos principais parâmetros termodinâmicos no estágio do compressor axial, [18].

Processo Termodinâmico		
	Rotor	Estator
Pressão Estática	Aumenta	Aumenta
Pressão Total	Aumenta	Pequena diminuição
Temperatura Estática	Aumenta	Aumenta
Temperatura Total	Aumenta	Constante
Velocidade Relativa	Diminui	-
Velocidade Absoluta	Aumenta	Diminui
Entalpia	Aumenta	Constante
Densidade	Aumenta	Aumenta

3.2.1.1 Eficiência Isentrópica

A eficiência isentrópica está relacionada ao processo de compressão adiabático e reversível. A equação (3.2) ilustra a eficiência de cada estágio de compressão:

$$\eta_s = \frac{h_{03s} - h_{01}}{h_{03} - h_{01}} = \frac{T_{03s} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \quad (3.2)$$

Onde h_0 é a entalpia e T_0 é a temperatura de estagnação. Os índices 1 e 3 referem-se aos parâmetros de entrada do rotor e saída do estator, respectivamente, Figura 3.4, e o índice s refere-se ao processo isentrópico.

A eficiência real do estágio é menor que a eficiência isentrópica visto que o aumento da temperatura real em um estágio é maior que o aumento de temperatura que o estágio teria em um processo ideal. A Figura 3.7 mostra essa variação de temperatura no estágio de compressão, onde ΔT_s corresponde ao aumento da temperatura isentrópico do estágio e ΔT corresponde ao aumento real, [21].

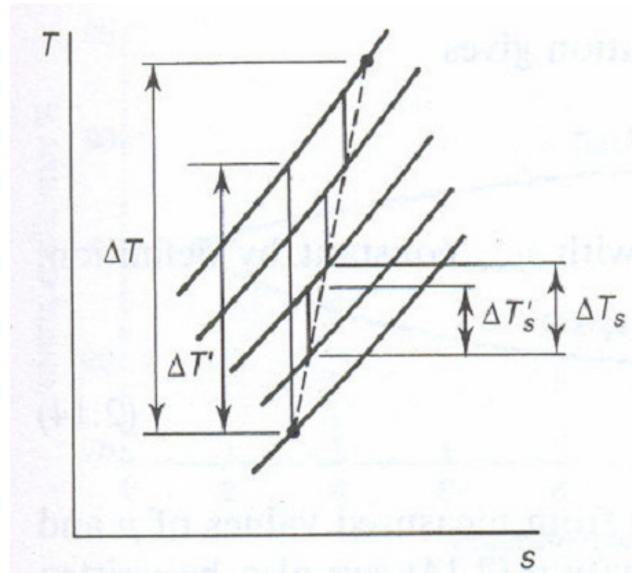


Figura 3.7 – Variação da temperatura no estágio de compressão, [21].

3.2.1.2 Razão de Pressão

A razão de pressão obtida em cada estágio é calculada pela equação (3.3),

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_s \cdot \Delta T_{0s}}{T_{01}} \right]^{k/k-1} \quad (3.3)$$

Sendo o aumento de temperatura por estágio descrito pela equação (3.4),

$$\Delta T_{0s} = \frac{\Delta h_{0s}}{c_p} \quad (3.4)$$

Utilizando-se a equação (3.4), a equação (3.3) pode ser reescrita:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_s \cdot \Delta h_{0s}}{c_p} \right]^{k/k-1} \quad (3.5)$$

Onde P_{01} e P_{03} são as pressões de estagnação na entrada do rotor e saída do estator, respectivamente, Figura 3.4, η_s é a eficiência isentrópica, Δh_{0s} é a variação da entalpia de estagnação por estágio e c_p é o calor específico a pressão constante.

A razão de pressão do compressor é dada pela equação (3.6):

$$\frac{P_{0c}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_c \cdot \Delta h_{0c}}{c_p} \right]^{k/k-1} \quad (3.6)$$

Onde P_{01} e P_{0c} é a pressão de estagnação na entrada e saída do compressor, respectivamente, η_c é a eficiência isentrópica do compressor, Δh_{0c} é soma da variação da entalpia de estagnação de cada estágio do compressor, e c_p é o calor específico a pressão constante.

3.2.1.3 Cálculo do Trabalho de Compressão

A Primeira Lei da Termodinâmica, considerando-se o rotor como volume de controle e desprezando-se a energia potencial é descrita pela equação (3.7):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[\left(h_2 + \frac{C_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{C_1^2}{2} \right) \right] \quad (3.7)$$

Onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, \dot{W} é trabalho por unidade de tempo, \dot{m} é a vazão mássica, h é a entalpia específica e $C^2/2$ é a energia cinética. Os índices 1 e 2 referem-se aos parâmetros de entrada e saída do rotor, respectivamente, Figura 3.4.

Aplicando-se a premissa do processo de compressão adiabático e utilizando-se definição de entalpia de estagnação, equação (2.1), pode-se reescrever a equação (3.7):

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (3.8)$$

Onde h_0 é a entalpia de estagnação. Os índices 1 e 2 referem-se aos parâmetros de entrada e saída do rotor, respectivamente, Figura 3.4.

Quando o volume de controle analisado é o estator, a Primeira Lei da Termodinâmica é reescrita pela equação (3.9):

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{03} - h_{02}) \quad (3.9)$$

Onde \dot{W} é trabalho por unidade de tempo, \dot{m} é a vazão mássica, h_0 é a entalpia de estagnação. Os índices 2 e 3 referem-se aos parâmetros de entrada e saída do estator, respectivamente, Figura 3.4.

Considerando-se o processo de compressão adiabático, $\dot{Q} = 0$, tem-se que $h_{02} = h_{03}$. Logo, o trabalho necessário para a compressão no estágio é dado pela equação (3.10):

$$\dot{W} = -\dot{m}(h_{03} - h_{01}) \quad (3.10)$$

Onde \dot{W} é trabalho por unidade de tempo, \dot{m} é a vazão mássica, h_0 é a entalpia de estagnação. Os índices 1 e 3 referem-se aos parâmetros de entrada do rotor e saída do estator, respectivamente, Figura 3.4.

Substituindo-se a equação (3.2) em (3.10), tem-se:

$$W = \frac{1}{\eta_c}(h_{03s} - h_{01}) = \frac{c_p}{\eta_c}(T_{03s} - T_{01}) \quad (3.11)$$

Sendo o trabalho específico dado pela equação (3.12), este pode ser reescrito na forma da equação (3.13), em função da entalpia ou temperatura estagnação, utilizando-se a equação (3.11):

$$w = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} \quad (3.12)$$

$$w_c = \frac{1}{\eta_c} (h_{03s} - h_{01}) = \frac{c_p}{\eta_c} (T_{03s} - T_{01}) \quad (3.13)$$

Onde w_c é trabalho específico do compressor, η_c é a eficiência isentrópica do compressor, c_p é o calor específico a pressão constante, h_0 é a entalpia de estagnação, e T_0 é a temperatura de estagnação. Os índices 1 e 3 referem-se aos parâmetros de entrada do rotor e saída do estator, respectivamente, Figura 3.4.

3.2.1.4 Variação da Entalpia

A variação da entalpia de estagnação por estágio pode ser determinada a partir da análise do escoamento entre as palhetas do compressor utilizando triângulos de velocidade, Figura 3.8.

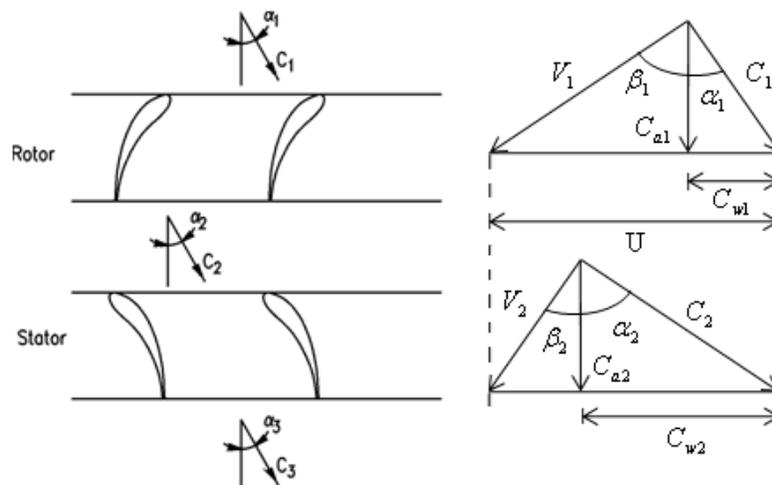


Figura 3.8 – Triângulo de Velocidades, [2].

Onde V_1 e C_1 é a velocidade relativa e velocidade absoluta do fluido, respectivamente, na entrada do rotor; V_2 e C_2 é a velocidade relativa e velocidade absoluta do fluido na saída do rotor e entrada do estator; C_{a1} e C_{a2} é a velocidade axial do fluido no rotor e no estator; C_{w1} e C_{w2} é a velocidade

tangencial do fluido no rotor e no estator; e U é a velocidade da palheta. Os ângulos de entrada e saída do rotor são α_1 e β_1 , respectivamente, assim como α_2 e β_2 são os ângulos de saída e entrada no estator.

A velocidade absoluta que sai do estator e entra no rotor do próximo estágio é denominada C_3 e é aproximadamente igual a C_1 , assim como os ângulos de entrada α_1 e α_3 . Dessa forma, pode-se admitir que o fluido entra no estágio seguinte com condições similares às de entrada do estágio anterior.

Considerando que $C_a = C_{a1} = C_{a2}$, as equações (3.14) e (3.15) podem ser obtidas a partir do triângulo de velocidades:

$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1 \quad (3.14)$$

$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_2 + \tan \beta_2 \quad (3.15)$$

O trabalho realizado por estágio de compressão pode ser determinado pela equação (3.16) que considera a variação da quantidade de movimento angular do fluido através do rotor:

$$W = mU(C_{w2} - C_{w1}) \quad (3.16)$$

A equação (3.16) pode ser reescrita em função da velocidade axial e dos ângulos de entrada no rotor e no estator:

$$W = mUC_a(\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) \quad (3.17)$$

A partir das equações (3.14) e tem-se (3.15):

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = \tan \beta_1 - \tan \beta_2 \quad (3.18)$$

Dessa forma, a equação (3.17) pode ser reescrita:

$$W = mUC_a(\tan \beta_2 - \tan \beta_1) \quad (3.19)$$

O trabalho também pode ser determinado pela Primeira Lei da Termodinâmica. Considerando um estágio como volume de controle e o processo de compressão adiabático, a Primeira Lei é descrita pela equação (3.20):

$$W = m(h_{03} - h_{01}) \quad (3.20)$$

Substituindo a equação (3.20) na equação (3.19) tem-se:

$$m(h_{03} - h_{01}) = mUC_a(\tan \beta_2 - \tan \beta_1) \quad (3.21)$$

Assim, a variação da entalpia de estagnação por estágio pode ser determinada pela equação (3.22)

$$\Delta h_0 = UC_a(\tan \beta_2 - \tan \beta_1) \quad (3.22)$$