

## 2 Fundamentos teóricos

### 2.1 Termodinâmica

A pesquisa bibliográfica se estendeu primeiramente em publicações editoriais como [7], que serviu de base para a fundamentação teórica.

Esta dissertação tem como foco a aplicação de expansores alternativos e rotativos em estações de redução de pressão de gás natural, sem alterar as condições operacionais existentes, ou seja, sem alterar os estados termodinâmicos do gás natural à montante e à jusante da válvula de controle utilizada nesse tipo de instalação.

Desta forma é avaliada termodinamicamente a substituição da válvula de controle por um expansor e um aquecedor de gás, de modo que os estados do gás antes e depois dos mesmos sejam idênticos que na válvula de controle.

A Fig. 3 representa os fluxos de massa e energia num volume de controle, a qual servirá como referência para o estudo.

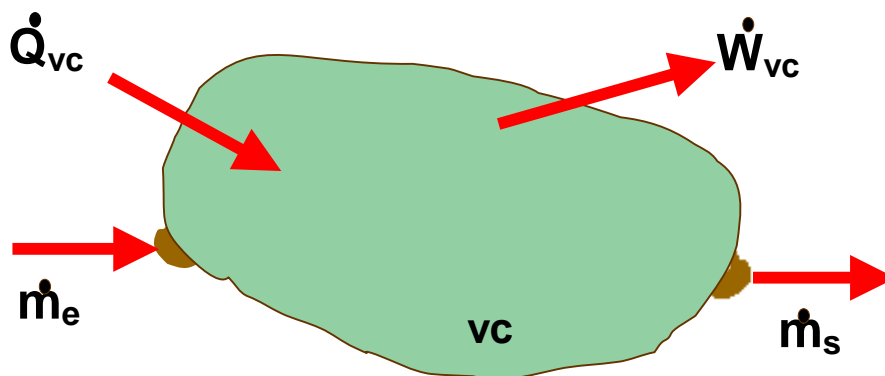


Figura 3 – Fluxos de massa e energia num volume de controle

1ª Lei da Termodinâmica para um volume de controle (vc):

$$(dE/dT) = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e (h_e + 1/2V_e^2 + gZ_e) - \sum \dot{m}_s (h_s + 1/2V_s^2 + gZ_s) \quad (1)$$

A fim de melhor compreender cada processo, em seguida será feita a comparação entre os escoamentos através de uma válvula de controle e através de um expensor, em conformidade com a Fig. 4.

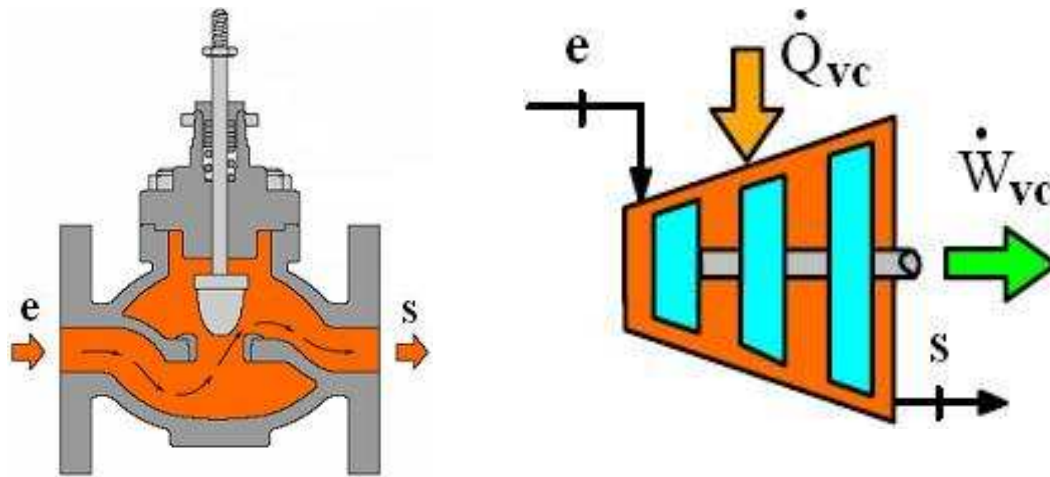


Figura 4 – Escoamento através de uma válvula de controle e através de um expensor

### 2.1.1

#### Escoamento através de uma válvula de controle

- Processo real, hipóteses:
  - Regime permanente:

$$dE / dT = 0 \quad (2)$$

- Equação da continuidade:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} \quad (3)$$

- Desprezando as variações de energia potencial e cinética:

$$\Delta E_c = \Delta E_p = 0 \quad (4)$$

- Efeito Joule-Thomson: decréscimo da temperatura do gás em função da expansão adiabática numa válvula, sem realização de trabalho externo:

$$\dot{W}_{vc} = \dot{Q}_{vc} = 0 \quad (5)$$

Assim, a 1ª Lei da Termodinâmica fica:

$$\underbrace{(dE/dt)}_{=0} = \underbrace{\dot{Q}_{VC}}_{=0} - \underbrace{\dot{W}_{VC}}_{=0} + \sum \dot{m}_e \left( \underbrace{h_e}_{=0} + \underbrace{1/2 V_e^2}_{=0} + \underbrace{gZ_e}_{=0} \right) - \sum \dot{m}_s \left( \underbrace{h_s}_{=0} + \underbrace{1/2 V_s^2}_{=0} + \underbrace{gZ_s}_{=0} \right) \quad (6)$$

$$\boxed{h_e = h_s} \quad (7)$$

Em suma, o escoamento através de uma válvula de controle é um processo isentálpico onde a temperatura do gás pode decrescer devido ao efeito Joule-Thomson, mas não há mudança na entalpia do gás enquanto a sua pressão reduz.

### 2.1.2

#### Escoamento através de um expensor

- Processo real, hipóteses:
  - Regime permanente:

$$(dE/dt) = 0 \quad (8)$$

- Os estados termodinâmicos do gás na entrada e na saída do expensor não se alteram em relação à válvula de controle.
- Processo reversível e adiabático:

$$(\partial \dot{Q})_{rev} = T ds \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{rev} = 0 \quad (10)$$

$$ds = 0 \quad \rightarrow \quad s_s - s_e = 0 \quad (11)$$

$$\boxed{s_s = s_e} \quad (12)$$

De forma diferente ao que acontece na válvula de controle, o escoamento do gás através de um expensor ideal é um processo isentrópico.

Nesse passo cabe analisar o comportamento das curvas isobáricas em um gráfico típico  $T$  versus  $s$  de um gás qualquer, vide Fig. 5.

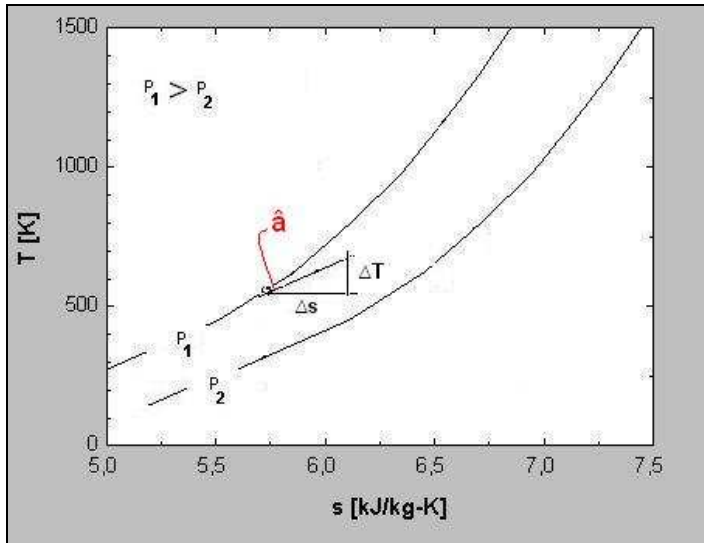


Figura 5 – Gráfico temperatura versus entropia de um gás qualquer

A inclinação de uma curva em um ponto qualquer é o ângulo ( $\hat{\alpha}$ ) da tangente neste ponto, que é igual à derivada da função neste ponto, a saber:

$$\text{Inclinação da curva: } T = f(s) \quad (13)$$

$$f'(s) = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} (\Delta T / \Delta s) = (\partial T / \partial s) \quad (14)$$

Pela relação termodinâmica:

$$Tds = dh - vdp \quad (15)$$

Para gás perfeito:

$$pv = RT \quad \rightarrow \quad (v/T) = (R/p) \quad (16)$$

$$C_p = (dh/dT) \quad \rightarrow \quad dh = C_p dT \quad (17)$$

Substituindo a Eq. (17) na Eq. (15), vem:

$$Tds = C_p dT - vdp \quad (18)$$

$$ds = C_p (dT/T) - (v/T) dp \quad (19)$$

Substituindo a Eq. (16) na Eq. (19), vem:

$$ds = C_p (dT/T) - R(dp/p) \quad (20)$$

Como o processo se dá à pressão constante:

$$dp = 0 \quad \rightarrow \quad (dp/p) = 0 \quad (21)$$

$$ds = C_p (dT/T) - R(\cancel{dp/p}) \quad \rightarrow \quad ds = C_p (dT/T) \quad (22)$$

$\searrow$   
 $= 0$

Logo:

$$(\partial s / \partial T)_p = (C_p / T) \quad (23)$$

$$(\partial T / \partial s)_p = (T / C_p) \quad (24)$$

Comparando a Eq. (14) com a Eq. (24), tem-se:

$(\partial T / \partial s)_p = (T / C_p) = f'(s)$

(25)

Como o calor específico à pressão constante ( $C_p$ ) varia numa proporção muito menor do que a temperatura ( $T$ ), os valores das tangentes dos pontos que formam as curvas isobáricas crescem com o aumento da entropia. Assim, a tendência das curvas isobáricas no gráfico  $T$  versus  $S$  é de divergirem com o aumento da entropia do gás.

### 2.1.3 Estudo de casos

Após esta constatação passa-se para o estudo de casos, a fim de verificar a melhor forma para se obter a maior quantidade de trabalho no sistema expensor-aquecedor, visando a substituição da válvula de controle.

O processo realizado em uma estação de redução de pressão de gás natural consiste no recebimento do gás a uma pressão elevada com temperatura em torno de 20 °C e da entrega da mesma vazão mássica de gás a uma pressão mais baixa e em torno de 20 °C.

Visto que o estado termodinâmico do gás independe da trajetória percorrida no processo e levando-se em consideração as características dos equipamentos existentes no mercado, pelo menos três tipos de trajetórias podem ser examinados:

- 1- Expansão seguida de aquecimento;
- 2- Aquecimento seguido de expansão;
- 3- Preaquecimento, expansão e aquecimento.

A Fig. 6 será utilizada como referência para o estudo de casos, onde serão avaliadas as diferentes trajetórias para sair do estado (1) e alcançar o estado (2).

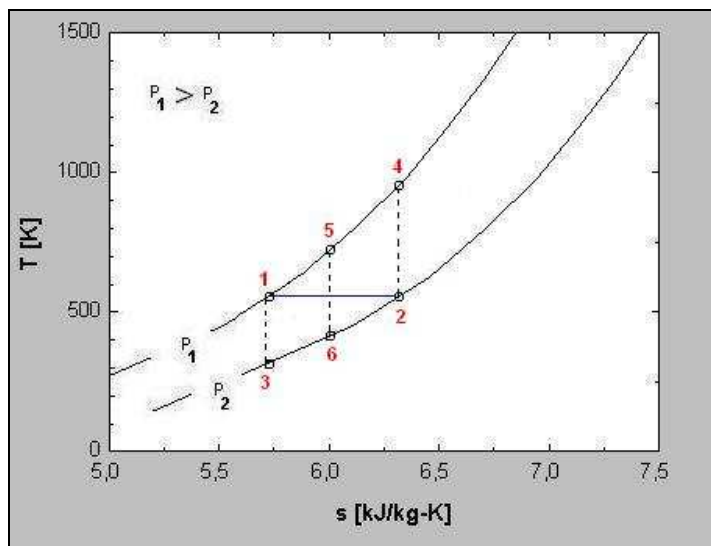


Figura 6 – Gráfico temperatura x entropia para estudo de casos

Pela lei da continuidade:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m} \quad (26)$$

Considerando o equipamento como um expensor ideal.

1º CASO:

Expansão isentrópica (processo 1-3) seguido de aquecimento isobárico (processo 3-2).

Potência elétrica gerada:

$${}_1\dot{W}_3 = \dot{m}(h_1 - h_3) \quad (27)$$

Potência térmica requerida:

$${}_3\dot{Q}_2 = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (28)$$

2º CASO:

Aquecimento isobárico (processo 1-4) seguido de expansão isentrópica (processo 4-2).

Potência elétrica gerada:

$${}_1\dot{W}_4 = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (29)$$

Potência térmica requerida:

$${}_4\dot{Q}_2 = \dot{m}(h_2 - h_4) \quad (30)$$

3º CASO:

Preaquecimento isobárico (processo 1-5), expansão isentrópica (processo 5-6) e aquecimento isobárico (processo 6-2).

Potência elétrica gerada:

$${}_5\dot{W}_6 = \dot{m}(h_5 - h_6) \quad (31)$$

Potência térmica requerida:

$${}_1\dot{Q}_5 + {}_6\dot{Q}_2 = \dot{m}(h_5 - h_1 + h_2 - h_6) \quad (32)$$

Em conformidade com os três casos examinados, graficamente pode-se concluir que:

- Como as curvas isobáricas tendem a divergir em função do aumento de entropia, a expansão da trajetória do 1º caso (processo 1-3) é menor do que a expansão da trajetória do 2º caso (processo 4-2).
- A expansão da trajetória do 3º caso (processo 5-6) é intermediária em relação às outras duas trajetórias, justificando o uso da trajetória do 2º caso quando se deseja uma maior potência elétrica, o que resulta também num maior fornecimento de calor, pois para haver equilíbrio térmico no expensor ideal a potência elétrica gerada deve ser igual à potência térmica requerida, ou seja,  $\dot{Q} = \dot{W}$ .

Concluindo, dentre os 3 casos examinados, o 2º caso é a melhor opção para se obter a maior potência elétrica gerada pelo expensor. Isto é plenamente compatível com o que a indústria de gás pratica atualmente, ou seja, na aplicação de expansores com aquecedores o gás natural primeiramente passa por um processo de aquecimento isobárico e logo em seguida passa por um processo de expansão isentrópica.

## 2.2 Expansores

Um expensor é essencialmente um compressor invertido. No caso do compressor, a potência de eixo da máquina é usada para elevar a pressão do gás, de forma inversa, no caso do expensor a potência de eixo é gerada pela expansão do gás a partir da queda de pressão do fluido de trabalho.

Expansores são comumente utilizados em aplicações de separação de ar, LNG e em processamento de hidrocarbonetos, processos que tem como característica vazão e diferencial de pressão elevados.

Para atender aos requisitos das estações de redução de pressão quanto à vazão e pressão, os expansores podem ser associados em série ou paralelo, tal como bombas hidráulicas. Outra característica importante é que o conjunto aquecedor-expensor deve ser instalado em paralelo com a estação de redução de pressão de gás natural, de forma que na falta de qualquer um dos dois sistemas, o outro possa assumir o controle imediatamente.

A Fig. 7 apresenta uma instalação típica de um conjunto aquecedor-expansor em paralelo com uma estação de redução de pressão.

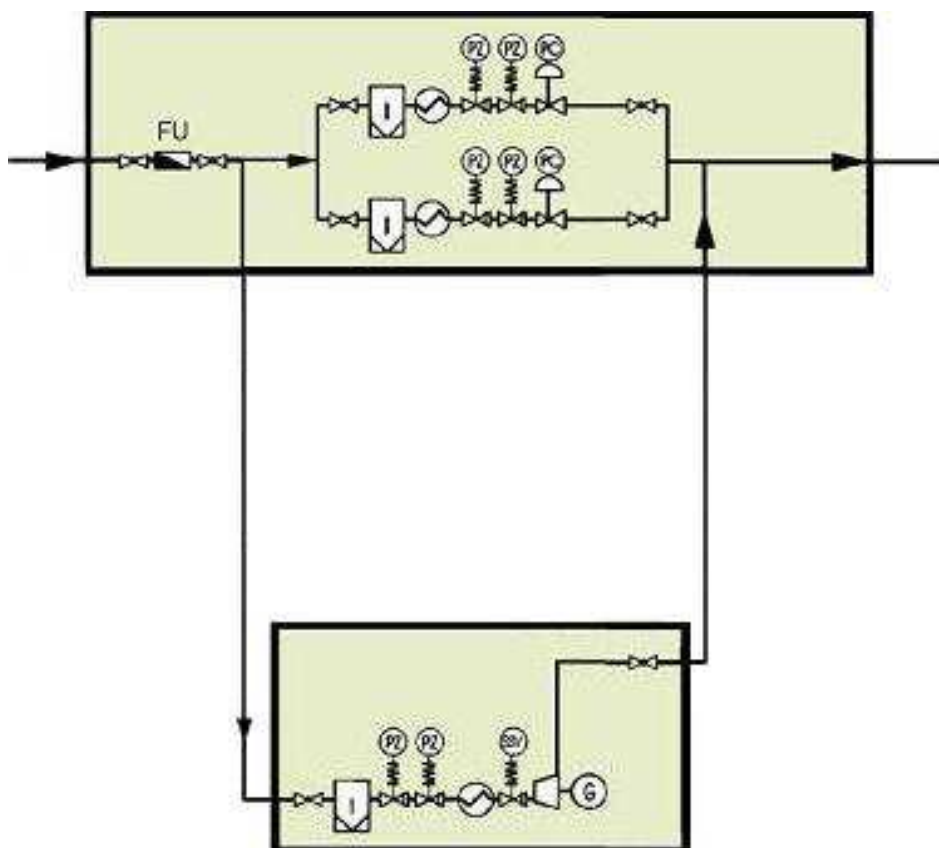


Figura 7 – Instalação típica de uma estação de redução de pressão com expansor em paralelo

A expansão através de um expansor é idealmente um processo isentrópico, oposto ao processo de estrangulamento do gás em uma válvula de controle, o qual é idealmente um processo isentálpico. No processo de estrangulamento real a temperatura do gás decresce devido ao efeito Joule-Thomson, mas não há alteração na entalpia, somente redução da pressão. Numa expansão isentálpica não existe transferência de calor e nem realização de trabalho para o ambiente ou vice-versa. Numa expansão isentrópica é gerado trabalho durante a expansão, removendo energia do gás e resultando numa temperatura mais baixa no gás expandido.

A Fig. 8 mostra dois tipos diferentes de expansores existentes no mercado: um alternativo de fabricação russa (URAL) e um rotativo de fabricação alemã (RMG).

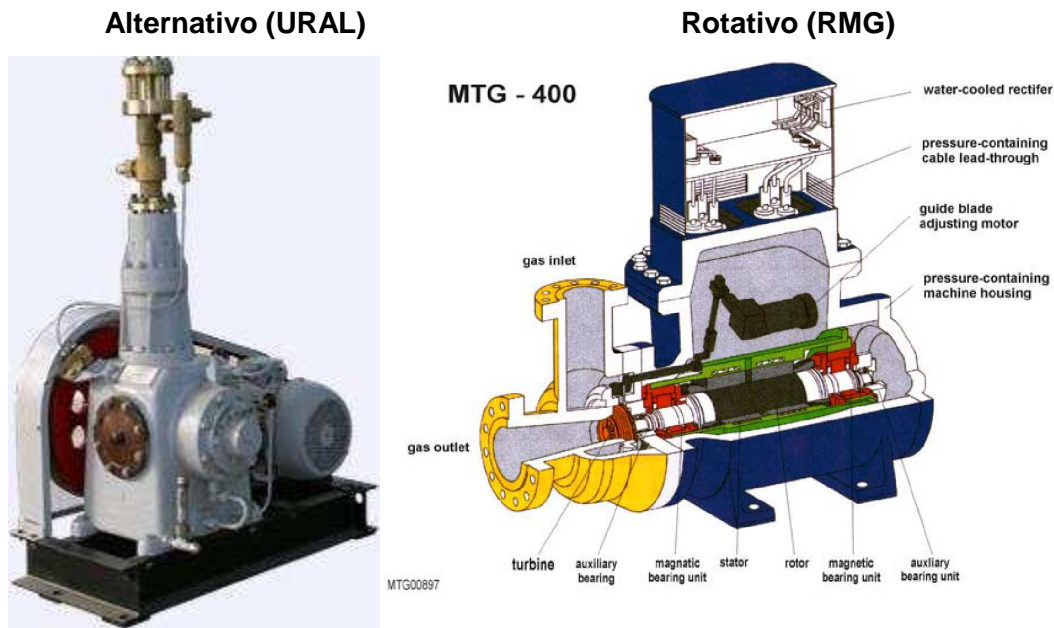


Figura 8 – Tipos de expansores existentes no mercado

### 2.2.1 Expansor alternativo

Basicamente o expansor alternativo trata-se de uma máquina térmica composta idealmente por uma ou mais câmaras, com válvula de admissão e descarga, e pistão de duplo efeito que utiliza três processos termodinâmicos distintos: admissão de gás a pressão constante (isobárica), expansão isentrópica e exaustão a pressão constante (isobárica).

A Fig. 9 abaixo apresenta o diagrama  $P$  versus  $v$  da seqüência de estados termodinâmicos que ocorre em um expansor alternativo real.

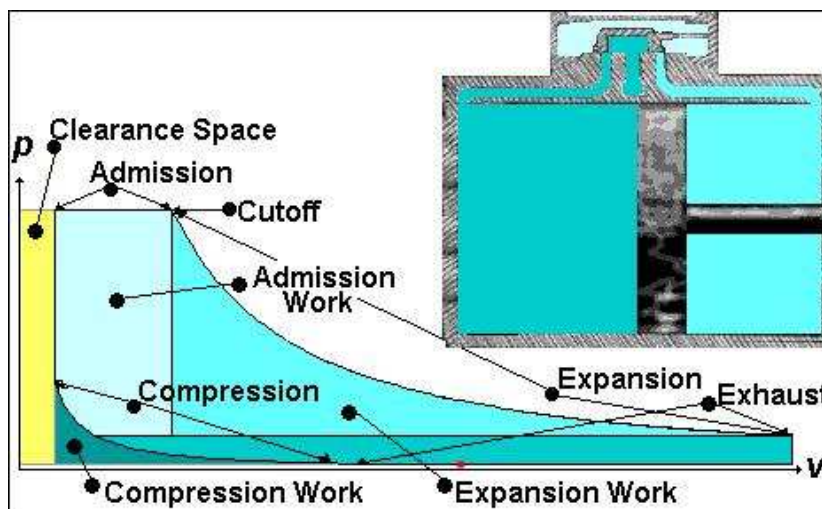


Figura 9 – Processo do expansor alternativo real

### 2.2.2 Expansor rotativo

O expansor rotativo trata-se de uma máquina térmica composta por um bocal de entrada (para admissão do gás), um conjunto câmara-impelidor (processo de expansão), um eixo de potência solidário ao impelidor (saída de potência) e um bocal de saída (descarga do gás).

Para elucidar o princípio de funcionamento, na Fig. 10 apresenta-se um esquemático do expansor rotativo.

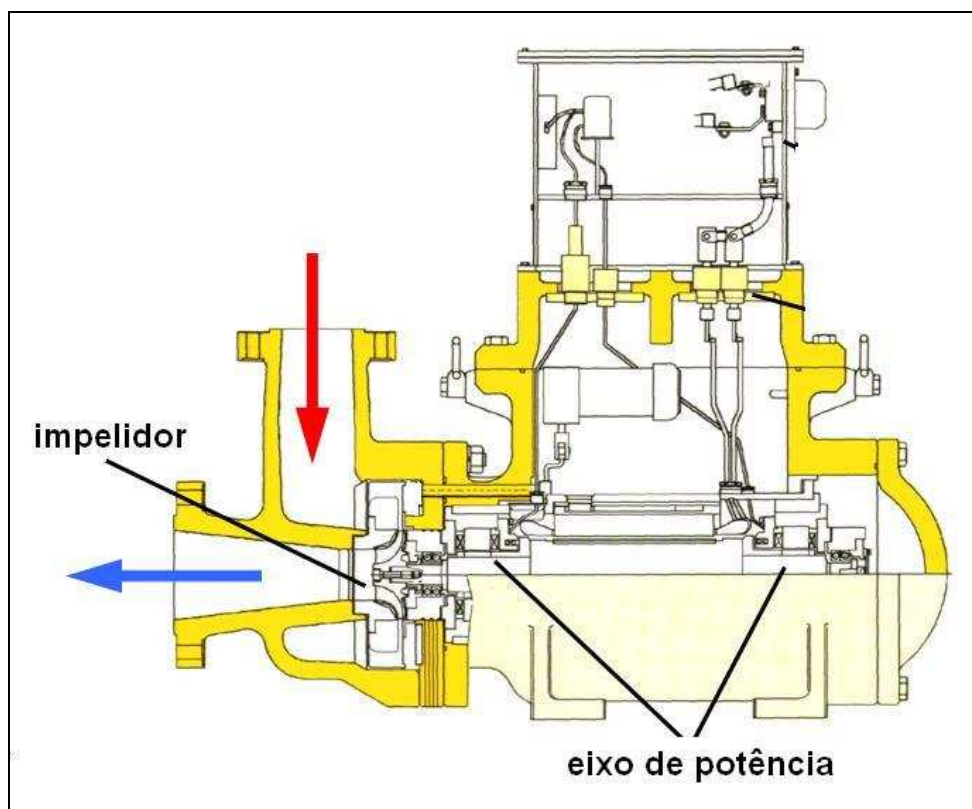


Figura 10 – Esquemático do expansor rotativo

O gás a alta pressão é admitido no bocal de entrada e atinge o conjunto câmara-impelidor. Nesse conjunto a energia de pressão é convertida em energia mecânica, pois ali ocorre um processo de expansão isentrópica, a qual gera rotação no impelidor, que por sua vez gera potência no eixo da máquina. Após a passagem e expansão do gás na câmara, o gás é desviado para o bocal de saída resultando em decréscimo na sua pressão e temperatura.

## 2.3

### Procedimento de cálculo de potência térmica e potência elétrica

#### 2.3.1

##### Parâmetros de cálculo

No sub-capítulo 2.1 foi visto que para um sistema ideal expensor-aquecedor a forma mais eficaz de obter o máximo de potência na saída do expensor é preaquecer o gás e depois expandi-lo. Num sistema real deve-se levar em consideração a perda de carga no aquecedor e a eficiência isentrópica do expensor. A Fig. 11 permite observar a trajetória do processo ideal e do processo real, tendo como base o diagrama  $T$  versus  $s$ .

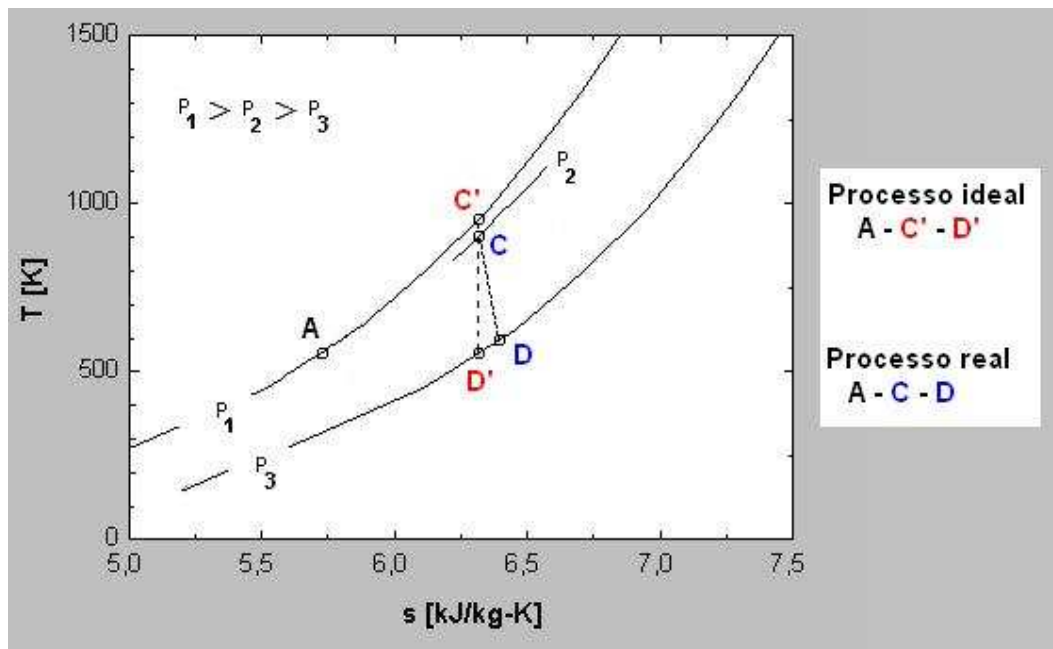


Figura 11 – Diagrama  $T$  versus  $s$  do conjunto expensor-aquecedor com processos termodinâmicos ideal e real

O ponto A caracteriza-se como o estado termodinâmico inicial, ou seja, a condição de entrada do gás natural no aquecedor. O ponto C' equivale ao estado do gás na saída do aquecedor ideal, ou seja, sem perda de carga no escoamento do gás. O ponto C representa a condição de saída do aquecedor real. O ponto D' caracteriza o estado do gás na saída do expensor ideal (eficiência igual a 1). Finalmente, o ponto D representa o estado do gás na saída do expensor real (levando em conta a eficiência isentrópica do mesmo), ou seja, o estado termodinâmico final para um processo real.

Por este diagrama é fácil observar que na trajetória A – C' ocorre aquecimento a pressão constante e que de C' para D' ocorre uma expansão isentrópica, caracterizando o processo ideal. De forma um pouco diferente, o processo real se realiza inicialmente com aquecimento e uma pequena queda de pressão, que reflete a trajetória A – C. Na fase seguinte, a trajetória C – D configura uma expansão com rendimento isentrópico menor que a unidade, em fase do seu afastamento do percurso ideal C' – D'.

Diante dessas observações resta apurar a perda de carga no aquecedor e o rendimento isentrópico do expensor iniciar os cálculos de potência térmica requerida no aquecedor e potência elétrica gerada pelo expensor. Nos projetos de estação de redução de pressão desenvolvidos pela PETROBRAS aplica-se 0,5 kgf/cm<sup>2</sup> (0,049 MPa) como valor padrão de perda de carga máxima aceitável no módulo de aquecimento. O rendimento isentrópico de um expensor tem influência da vazão do gás, a qual varia ao longo do dia. A indústria do gás natural, para efeito de projetos e estudos, emprega para eficiência isentrópica de um expensor o valor médio percentual de 80%.

Na dissertação serão assumidos esses dois valores como base de cálculo, isto é, o valor de 0,5 kgf/cm<sup>2</sup> (0,049 MPa) para perda de carga no aquecedor e 0,80 para rendimento isentrópico no expensor.

### 2.3.2

#### Método iterativo

A partir dos dados operacionais do sistema existente, redução de pressão com válvula de controle, tem-se bem definidas as condições de entra e saída desse processo no diagrama T *versus* s apresentado na Fig. 11. Assim, o ponto A está definido termodinamicamente pela pressão e temperatura ( $P_A$ ,  $T_A$ ) e o ponto D está definido por ( $P_D$ ,  $T_D$ ). Visto que no novo sistema proposto o conjunto aquecedor-expensor opera em paralelo com o conjunto aquecedor-válvula de controle, os pontos referidos acima equivalem ao estado do gás na entrada do aquecedor (ponto A) e ao estado na saída do expensor (ponto D).

Para se calcular a potência térmica requerida no aquecimento e a potência elétrica gerada pelo expensor falta definir o estado termodinâmico do ponto C. Como num processo ideal a expansão ocorre a entropia constante, logo:

$$s_C' = s_D' \quad (33)$$

Pelo diagrama  $T$  versus  $s$  da Fig. 11 pode-se observar que o ponto C se encontra dentro da trajetória  $C' - D'$ , assim podemos escrever que:

$$s_C' = s_D' = s_C \quad (34)$$

Para que se possa definir com exatidão o ponto C, deve-se levar em consideração a eficiência isentrópica do expensor, pois o estudo de caso trata-se de um processo real.

Em termos gerais, pode-se dizer que a determinação da eficiência de uma máquina térmica envolve a relação entre o desempenho real da máquina, sob estados termodinâmicos definidos, e o desempenho que ela teria num processo ideal. Assim, no caso do expensor, a eficiência isentrópica pode ser definida pela relação entre o trabalho real realizado (indicado por  $W_a$ ) pelo trabalho que seria realizado num processo adiabático e reversível (indicado por  $W_s$ ).

Portanto, a eficiência isentrópica do expensor pode ser escrita como:

$$\eta_{\text{expensor}} = W_a / W_s \quad (35)$$

Com base na Fig. 11, a primeira lei da termodinâmica para o processo real (irreversível) do gás que escoar pelo expensor se traduz na equação:

$$W_a = h_C - h_D \quad (36)$$

Em outras palavras, o trabalho real realizado é igual à diferença entre a entalpia do gás no estado que se encontra na seção de alimentação do expensor e a entalpia do gás na condição de descarga do expensor.

A primeira lei para o processo isentrópico (adiabático e reversível) entre o estado termodinâmico do gás na entrada do expensor e seu estado na saída deste é:

$$W_s = h_C - h_D' \quad (37)$$

Substituindo as Eq. (36) e Eq. (37) na Eq. (35), em termos de entalpia o rendimento do expensor pode ser reescrito como sendo:

$$\eta_{\text{expansor}} = \frac{h_C - h_D}{h_C - h_D'} \quad (38)$$

Substituindo na Eq. (38) o valor assumido para rendimento isentrópico do expansor (igual a 0,8) e rearmando esta equação obtém-se:

$$h_D = 0,2h_C + 0,8h_D' \quad (39)$$

Diante da Eq. (37) pode-se chegar ao valor de  $h_C$  de forma iterativa, pois o valor de  $h_D$  é conhecido e os pontos C e D' guardam uma similaridade entre eles, ou melhor, possuem a mesma entropia ( $s_D' = s_C$ ), tal como visto na Eq. (34).

Considerando-se que a pressão no ponto C pode ser encontrada a partir da pressão de entrada do aquecedor ( $P_A$ ) subtraída da perda de carga do equipamento, em nosso estudo  $\Delta P = 0,5 \text{ kgf/cm}^2$  (0,049 MPa), tem-se:

$$P_C = P_A + 0,5 \quad (40)$$

Sabendo-se a pressão ( $P_C$ ), para que o ponto esteja definido é necessário identificar a temperatura ( $T_C$ ) na entrada do expansor. Nesse passo, basta seguir o procedimento abaixo para encontrar o que se quer:

- (i) Calcular  $h_A$  e  $h_D$ ;
- (ii) Atribuir um valor inicial para a temperatura no ponto C ( $T_C$ ) e calcular a entalpia e a entropia desse ponto ( $h_C$  e  $s_C$ );
- (iii) Calcular  $h_D'$  a partir do ponto D' definido por  $P_D' = P_D$  e  $s_D' = s_C$ ;
- (iv) Com base na Eq. (39) calcular  $h_D'' = 0,2h_C + 0,8h_D'$ ;
- (v) Comparar os valores de  $h_D$  e  $h_D''$  encontrados nos subitens (i) e (iv) acima. Se estes forem diferentes deve-se incrementar ou decrementar o valor de  $T_C$ , voltar para o subitem (ii) e repetir os passos de (iii) a (v) até que os valores de  $h_D$  e  $h_D''$  sejam iguais;
- (vi) Calcular a potência térmica requerida no aquecedor ( $\dot{Q} = h_C - h_A$ ) e a potência elétrica gerada pelo expansor ( $\dot{W} = h_C - h_D$ ).

Para facilitar o entendimento do método iterativo, a seguir, na Fig.12, apresenta-se o fluxograma detalhado do mesmo e sua aplicação numérica.

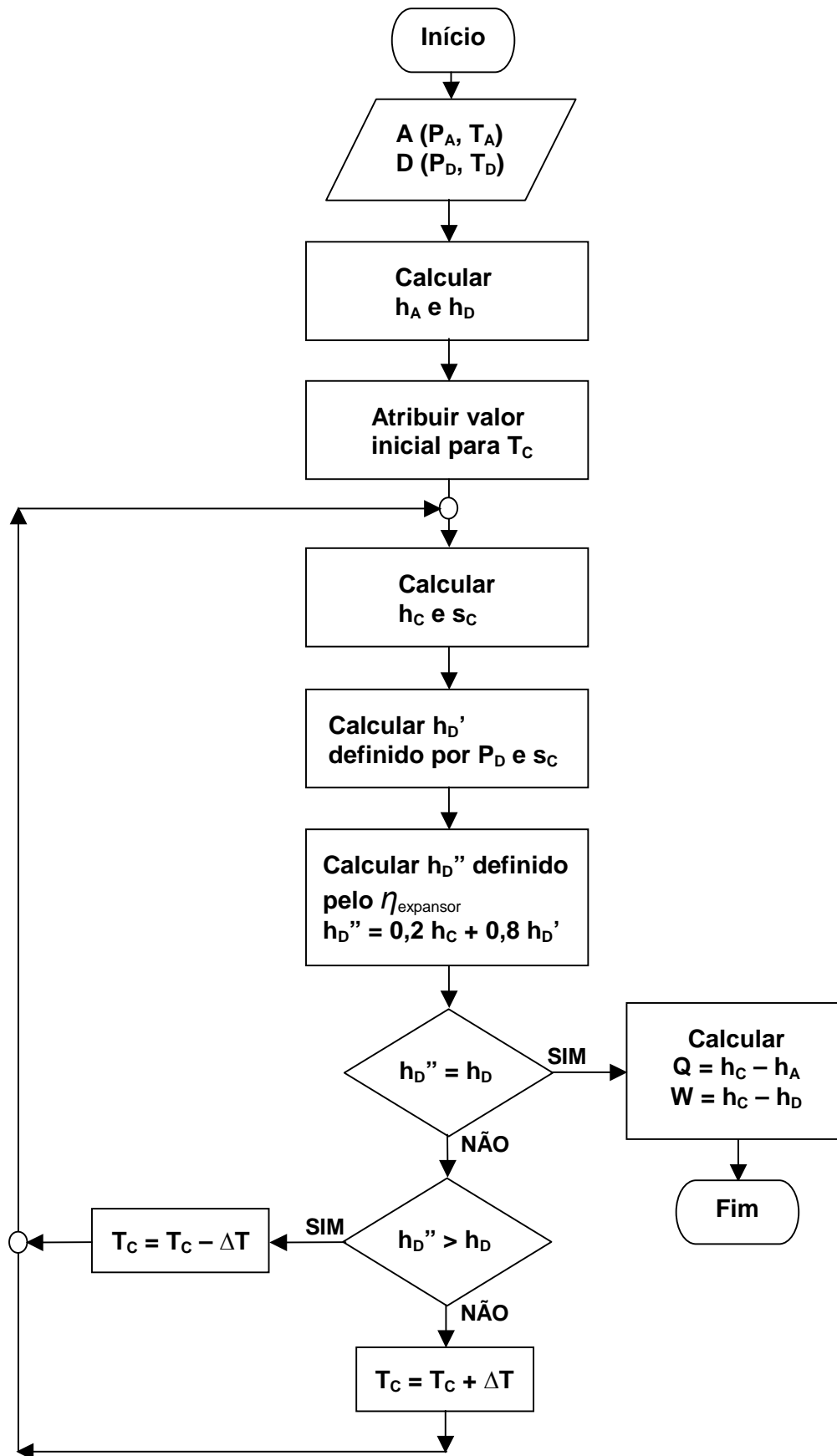


Figura 12 – Fluxograma do método iterativo

Como aplicação do método iterativo, será admitido que o aquecedor tem perda de carga igual a  $0,5 \text{ kgf/cm}^2$  ( $0,049 \text{ MPa}$ ) e que o fluido de trabalho seja metano puro, componente que figura com o maior percentual na composição de gás natural (em geral maior que 75%). A vazão mássica é de  $1267,2 \text{ kg/h}$  e os estados inicial e final do processo são definidos pelos pontos: A ( $T_A = 305,15 \text{ K}$ ;  $P_A = 5,0 \text{ MPa}$ ) e D ( $T_D = 296,15 \text{ K}$ ;  $P_D = 1,0 \text{ MPa}$ ). As propriedades físico-químicas serão calculadas pelo programa computacional HYSYS [8] e o fluxograma do método iterativo será seguido com o preenchimento da Tabela 1, imediatamente abaixo:

Tabela 1 – Aplicação do método iterativo

Tentativa	Ponto	T (K)	P (MPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	comparação $h_D'' = h_D$ ?
	A	305,15	5,000	-4708,2	9,3310	
	D	296,15	1,000	-4685,8	10,1580	
1	C	425,00	4,951	-4391,2	10,2105	
	D'	302,94	1,000	-4670,0	10,2105	
	D''	326,75	1,000	-4614,2		$h_D'' > h_D$
2	C	275,00	4,951	-4786,7	9,0643	
	D'	182,76	1,000	-4942,7	9,0643	
	D''	196,34	1,000	-4911,5		$h_D'' < h_D$
3	C	400,00	4,951	-4459,2	10,0455	
	D'	281,29	1,000	-4718,3	10,0455	
	D''	304,48	1,000	-4666,5		$h_D'' > h_D$
4	C	390,00	4,951	-4486,0	9,9776	
	D'	273,70	1,000	-4737,1	9,9776	
	D''	295,66	1,000	-4686,9		$h_D'' < h_D$
5	C	390,57	4,951	-4484,5	9,9815	
	D'	274,18	1,000	-4736,1	9,9815	
	D''	296,14	1,000	-4685,8		$h_D'' = h_D$

De posse de  $h_A$ ,  $h_C$  e  $h_D$  já se pode calcular a potência térmica requerida e a potência elétrica gerada:

Potência térmica requerida:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_C - h_A) = 1267,2 \times (-4483,1 + 4708,2) / 3600 = 79,2 \text{ kW} \quad (41)$$

Potência elétrica gerada:

$$\dot{W}_D = \dot{m}(h_C - h_D) = 1267,2 \times (-4483,1 + 4685,8) / 3600 = 71,3 \text{ kW} \quad (42)$$

### 2.3.3 Aplicação do HYSYS

Além de manipular sem dificuldade variáveis de processo e calcular propriedades termodinâmicas, dentre outras características, o programa computacional HYSYS é capaz de simular numericamente plantas de processo e processos em regime permanente. Outra facilidade importante do HYSYS é que ele dispõe de modelo matemático que simula a operação de expensor e de aquecedor.

Aproveitando essa facilidade, elaborou-se um modelo de simulação no HYSYS para computar, em regime permanente, a potência térmica requerida no aquecedor e a potência elétrica gerada pelo expensor. O modelo elaborado foi composto sequencialmente pelos seguintes elementos:

- (i) Corrente de gás de entrada (*inlet gas*);
- (ii) Aquecedor (*heat exchanger*) com potência térmica requerida (*additional heat*);
- (iii) Corrente de gás preaquecido (*preheated gas*);
- (iv) Expensor (*expander*) com potência elétrica gerada (*additional energy*);
- (v) Corrente de gás de saída (*outlet gas*).

Em seguida alimentou-se o modelo do programa com os mesmos dados que foram empregados no exemplo de aplicação do método iterativo:

- Fluido: metano
- Vazão mássica: 1267,2 kg/h

- Temperatura da corrente de entrada:  $305,15\text{ K}$
- Pressão da corrente de entrada:  $5,0\text{ MPa}$  (manométrica)
- Perda de carga no aquecedor:  $0,5\text{ kgf/cm}^2$  ( $0,049\text{ MPa}$ )
- Eficiência isentrópica do expensor:  $80,0\%$
- Temperatura da corrente de saída:  $296,15\text{ K}$
- Pressão da corrente de saída:  $1,0\text{ MPa}$  (manométrica)

Executada a simulação esta retornou valores idênticos àqueles encontrados na aplicação do método iterativo: potência térmica requerida no aquecedor =  $78,7\text{ kW}$ ; temperatura na entrada do expensor =  $390,57\text{ K}$  e potência elétrica gerada pelo expensor =  $70,8\text{ kW}$ . Tais valores podem ser confrontados com a tela de saída de resultados do simulador HYSYS apresentada na Fig. 13.

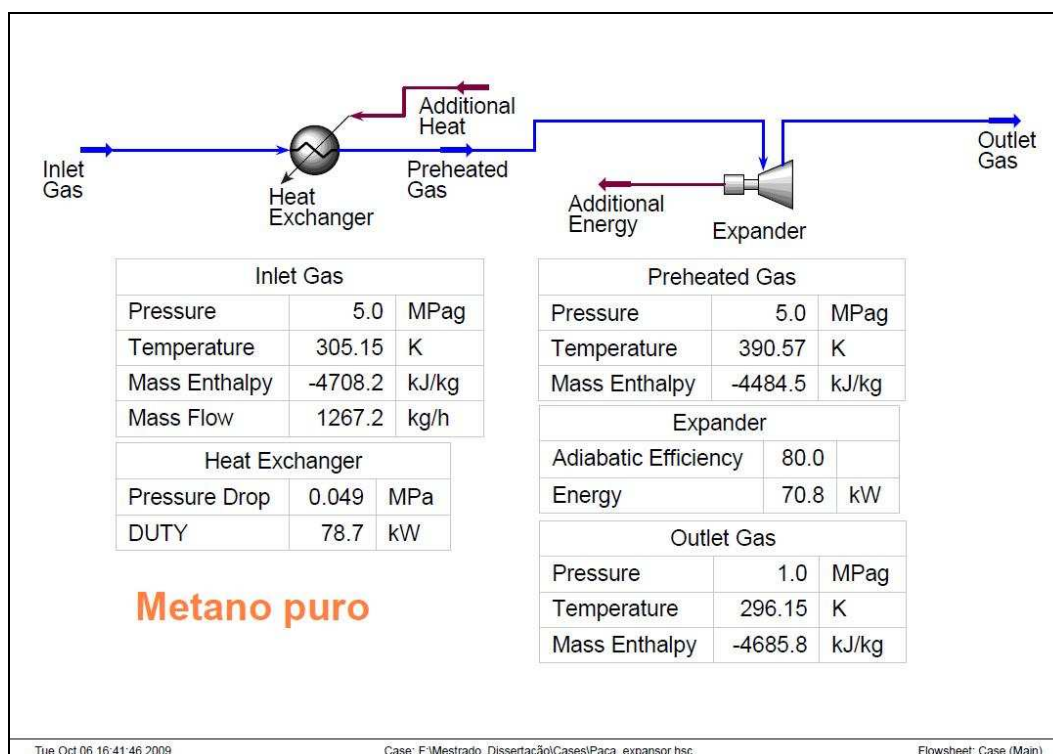


Figura 13 – Resultado da simulação numérica com o programa HYSYS

Desta forma, os resultados obtidos pelo método iterativo desenvolvido no sub-capítulo anterior coincidem com os resultados obtidos pelo HYSYS, dando confiabilidade a sua utilização.

Aproveitando esta poderosa ferramenta de simulação, todos os cálculos de potência térmica requerida no aquecedor e a potência elétrica gerada pelo

expansor para a nova proposta de estação de redução de pressão foram realizados pelo simulador HYSYS, tomando-se o modelo de simulação acima como um padrão para avaliação de todas as estações de redução de pressão.