

Daniel Ribeiro de Barros

710
JK
hang

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DO
SUBSISTEMA DE "PRE-COOLING" DO ERJ-145**

Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico

São Paulo

2001

Daniel Ribeiro de Barros

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DO
SUBSISTEMA DE “PRE-COOLING” DO ERJ-145**

Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico

Orientador:

Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli

São Paulo

2001

Aos meus pais, Nilton e Célia

A Juliana

Agradecimentos

Aos meus pais, Nilton e Célia, cuja força, caráter, amor e companheirismo impulsionam-me.

À minha namorada, amiga e companheira Juliana que divide e faz parte de cada instante importante da minha vida há 2 anos.

Ao professor Flávio A. S. Fiorelli pela orientação neste trabalho.

Aos colegas da EMBRAER que colaboraram com as informações necessárias.

Ao meu padrinho Benedito, pelo incentivo desde os tempos da ETFSP.

À amiga Alice Clara e aos novos e antigos amigos.

Índice

Agradecimentos

1.	Objetivo.....	1
2.	Composição do sistema pneumático.....	2
2.1	Funções do sistema pneumático.....	4
2.2	Descrição sucinta do sistema pneumático.....	4
2.3	O subsistema de pré – resfriamento.....	5
2.3.1	Descrição do subsistema.....	5
2.3.2	Trocador de Calor.....	6
2.3.3	A “Fan Air Valve”.....	7
2.3.4	Termostato.....	8
3	Modelagem.....	10
3.1	Introdução teórica.....	10
3.2	Tubos.....	12
3.3	Válvula.....	12
3.3.1	Modelo Matemático.....	12
3.4	Termostato.....	14
3.4.1	Modelo Matemático.....	15
4	Controle.....	18
4.1	Introdução.....	18
4.2	Determinação das funções de transferência dos elementos no domínio de Laplace (plano s).....	19
4.2.1	Válvula.....	19
4.2.2	Termostato.....	20
4.2.3	Trocador de calor.....	21
4.3	Diagrama de blocos.....	21
4.4	O programa de cálculo.....	22
4.4.1	Validação do programa.....	24
5	Análise dinâmica do sistema.....	25
5.1	Introdução.....	25
5.2	Desenvolvimento.....	25

5.3	Análise de sensibilidade	29
5.3.1	Constante elástica da mola.	29
5.4	A pré-carga da mola.	32
6	Conclusão.	36
7	Bibliografia	38
Anexo A		39
Anexo B		40
Anexo C		41
Anexo D		42

Lista de Figuras

Figura 2.1: Sistema Pneumático	3
Figura 2.2: Subsistema de pré-resfriamento ("pre-cooler")	5
Figura 2.3: Trocador de calor	7
Figura 2.5: Termostato-esquemático	9
Figura 3.1 : Modelo de válvula	13
Figura 3.2 :Esquema de forças	13
Figura 3.3: Modelo para a modelagem pelo método da capacitância global	15
Figura 3.4: Mecanismo do termostato	16
Figura 4.1: Diagrama de blocos simplificado	22
Figura 5.1: Lugar das raízes da válvula	26
Figura 5.2 : Resposta da válvula à excitação de degrau unitário	26
Figura 5.3 : Lugar das Raízes do Termostato	27
Figura 5.4: Resposta do termostato ao degrau unitário	28
Figura 5.5: Comportamento da temperatura de saída e posição do atuador da válvula usando a constante de mola $K= 6700 \text{ N/m}$ e pré-carga de mola 60N	30
Figura 5.6: Comportamento da temperatura de saída e posição do atuador da válvula usando a constante de mola $K= 670\text{N/m}$ e pré-carga de mola 60N	31
Figura 5.7: Comportamento da temperatura de saída e da posição do atuador da válvula usando a constante da mola $K=6700 \text{ N/m}$ e pré-carga de mola de 60N	32
Figura 5.8: Comportamento da temperatura de saída e posição do atuador da válvula usando a constante de mola $K= 6700\text{N/m}$ e pré-carga de mola 63N	33
Figura 5.9: Comportamento da temperatura de saída e posição do atuador da válvula usando a constante de mola $K= 6700\text{N/m}$ e pré-carga de mola 66N	34
Figura 5.10: Comportamento da temperatura de saída e posição do atuador da válvula usando a constante de mola $K= 6700\text{N/m}$ e pré-carga de mola 120N	35

Lista de Tabelas.

<u>Tabela 4.1: Dados de Vão.</u>	24
<u>Tabela 4.2 : Dados calculados pelo MATLAB-SIMULINK.</u>	24
<u>Tabela 4.3: Comparação entre os dados de voo e os calculados pelo MATLAB-SIMULINK.</u>	24

Lista de Símbolos.

a	Aceleração
$\dot{A}$	Área
A_{emb}	Área do êmbolo
A_{haste}	Área da haste
b	Coefficiente de amortecimento da mola
c_v	Calor específico a volume constante
c_p	Calor específico a pressão constante
D	Diâmetro
D_{emb}	Diâmetro do êmbolo
D_{lf}	Diâmetro da linha fria
D_{lq}	Diâmetro da linha quente
D_{haste}	Diâmetro da haste do termostato
ε	Rugosidade relativa
E_{conv}	Energia proveniente da convecção
F_s	Força do ar de comando da válvula
F_m	Força da mola
F_{amb}	Força ambiente
f	Fator de atrito
g	Aceleração da gravidade
h	Entalpia
H_{haste}	Coefficiente de convecção na haste do termostato
k	Coefficiente de condução de calor
K_m	Constante elástica da mola
l_{he}	Comprimento da haste externa
l_{hi}	Comprimento da haste interna
m_{vc}	Massa do volume de controle
$\dot{m}_e$	Fluxo de massa na entrada
$\dot{m}_s$	Fluxo de massa na saída
m_{emb}	Massa do embolo
Nu	Número de Nusselt
P_{amb}	Pressão ambiente
P_s	Pressão de comando da válvula
Pr	Número de Prandtl
$\dot{Q}$	Fluxo de calor por unidade de tempo
R	Resistência à troca de calor
Re	Número de Reynolds
R_{emb}	Resultante das forças no êmbolo
r	Raio
r_{int}	Raio interno da haste
r_{ext}	Raio externo da haste
T	Temperatura
T_{haste}	Temperatura da haste
T_m	Temperatura média do fluido na tubulação
T_{lq}	Temperatura do fluido na linha quente

T_{lf}	Temperatura do fluido na linha fria
V_{cam}	Volume da câmara
V	Velocidade
V_e	Velocidade na entrada do volume de controle
V_s	Velocidade na saída do volume de controle
Z_e	Altura na entrada do volume de controle
Z_s	Altura na saída do volume de controle
$\dot{W}$	potência
ρ_{ar}	Densidade do ar
α	Coefficiente de dilatação térmica

1. Objetivo.

Este trabalho visa o modelamento em regime transitório do subsistema de pré - resfriamento ("pre-cooler") pertencente a um sistema pneumático aeronáutico.

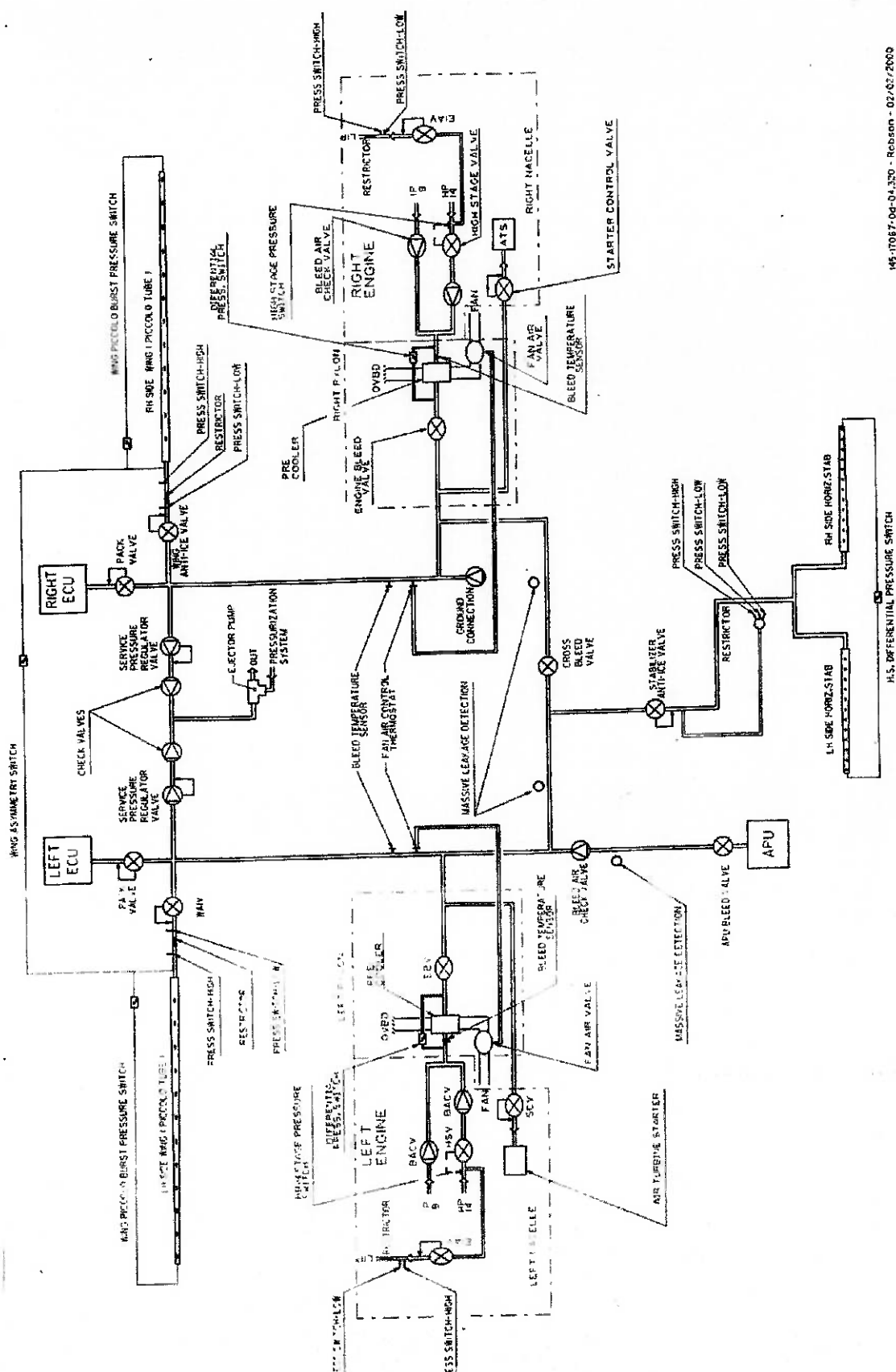
Após a modelagem de cada um dos elementos do subsistema, os mesmos serão vinculados e implementados no software MATLAB.

Uma vez realizada a implementação do modelo far-se-á um trabalho de análise desse subsistema no sentido de otimizar seu funcionamento.

2. Composição do sistema pneumático.

O sistema pneumático, ilustrado na figura 2.1 , é composto, de maneira geral, por:

- a. Dutos.
 - b. Juntas flexíveis e rígidas.
 - c. Válvulas de controle.
 - d. Válvulas totalmente abertas ou totalmente fechadas.
 - e. Sensores de pressão, temperatura e vazamento.
 - f. Atuadores de pressão para controle de válvulas.
 - g. Termostatos para controle de atuação de válvulas.
 - h. Restritores.
 - i. Trocadores de calor.
-



MS-17067-04-01.320 - Revisión - 02/02/2000

Figura 2.1: Sistema Pneumático.

2.1 Funções do sistema pneumático.

O sistema pneumático tem como funções:

- Extrair ar do motor a fim de alimentar seus subsistemas dentro de dadas condições de operação.
- Controlar a temperatura e pressão para o sistema de ar condicionado da tripulação e dos passageiros e para o sistema de antigelo do pára-brisa, das asas e dos estabilizadores.
- Controlar a pressão na cabine.
- Fornecer ar para o acionamento da APU (unidade de potência auxiliar) que posteriormente dará a partida no motor esquerdo e, em solo, fornecerá potência elétrica, hidráulica e ar (para o sistema pneumático).

2.2 Descrição sucinta do sistema pneumático.

Este sistema é alimentado pelo ar extraído do 9º estágio de compressão, através da “bleed air check valve” (uma válvula do tipo unidirecional totalmente aberta ou totalmente fechada) ,e/ou do 14º estágio de compressão, através da ação conjunta (embora não solidária) da “high stage valve” (uma válvula que permite aberturas intermediárias) e de outra “bleed air check valve”, conforme as solicitações de antigelo e ar condicionado, as quais dependem das condições de voo.

O ar extraído escoar para um trocador de calor (“pre-cooler”) que utiliza como fluido frio ar extraído da região do “ventilador” do motor. A quantidade deste ar extraído é proporcional à abertura da válvula de controle (“fan air valve”) determinada pelo atuador de um termostato bimetálico - que atua também como sensor - (“fan air control thermostat”), posicionado à jusante do trocador de calor no circuito 3 que está ligado ao subsistema de ar condicionado e ao subsistema de antigelo, como mostra na figura 2.2.

Já o fluido frio, após a troca de calor, flui para a região do pilone.

2.3 O subsistema de pré – resfriamento.

É constituído pelo trocador de calor (“pre cooler”), pela válvula de controle (“fan air valve”) e pelo termostato. Sua função é resfriar o ar extraído da turbina do motor usando como fluido frio o ar retirado da região do “fan” do motor.

O ar extraído chega no subsistema com temperaturas da ordem de até 450°C e deve ser resfriado até $(260 \pm 2)^\circ\text{C}$.

2.3.1 Descrição do subsistema.

O ar extraído da turbina do motor (“fluido quente”) segue pelo “linha quente” entrando no trocador de calor (“pre-cooler”) no ponto 1 e, depois de resfriado sai do mesmo pelo ponto 2 no sentido da linha 3 (restante do circuito pneumático).

Já o ar extraído da região do “fan” (“fluido frio”) segue para o trocador de calor pela “linha fria” entrando no mesmo pelo ponto 3 e saindo no pilone pelo ponto 4.

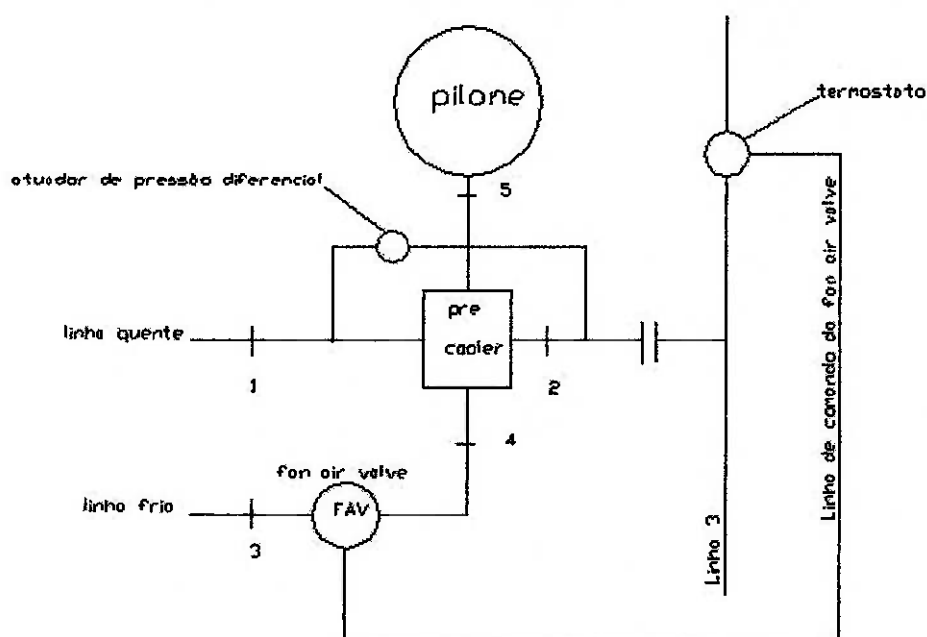


Figura 2.2: Subsistema de pré-resfriamento (“pre-cooler”).

As vazões do “fluido quente” e do “fluido frio” são funções das solicitações do sistema de ar condicionado e de antigelo e, portanto, são variáveis.

A vazão do “fluido quente” é determinada por um sensor de temperatura (“bleed temperature sensor”) - localizado na linha 3 – que abre *totalmente a “bleed air check valve”* e controla a abertura da (“high stage valve”) e, assim, a extração de ar do 14º estágio do compressor do motor.

Já a vazão de fluido frio é determinada pela abertura da válvula de controle (“fan air valve”) pelo termostato o qual está instalado no circuito 3.

Essas vazões devem ser tais que a temperatura do fluido que passa pelo termostato na linha 3 deve estar entre 266 °C e 300 °C. Abaixo de 266 °C a válvula de controle (“fan air valve”) é fechada e, acima de 300 °C a “high stage valve” é fechada.

Em algumas situações de voo em que os sistemas de ar-condicionado e antigelo estão acionados, há uma variação na temperatura de saída do trocador de calor (T2) superior à permitida (+/- 2° C).

Este fato leva tais sistemas a perderem eficiência e ter como consequência desconforto térmico da tripulação e passageiros e formação de gelo em áreas protegidas.

Com o presente trabalho pretende-se propor medidas para otimizar o controle deste subsistema de pré-resfriamento a fim de eliminar esta variação excessiva.

2.3.2 Trocador de Calor.

É um trocador do tipo compacto, de corrente cruzada e de um único passe sem que haja mistura, sendo constituído por vários tubos aletados de aço inoxidável (assim como as aletas). O fluido quente passa pelo interior dos tubos circulares ao passo que o fluido frio passa entre as aletas, as quais estão envoltas por uma região retangular.

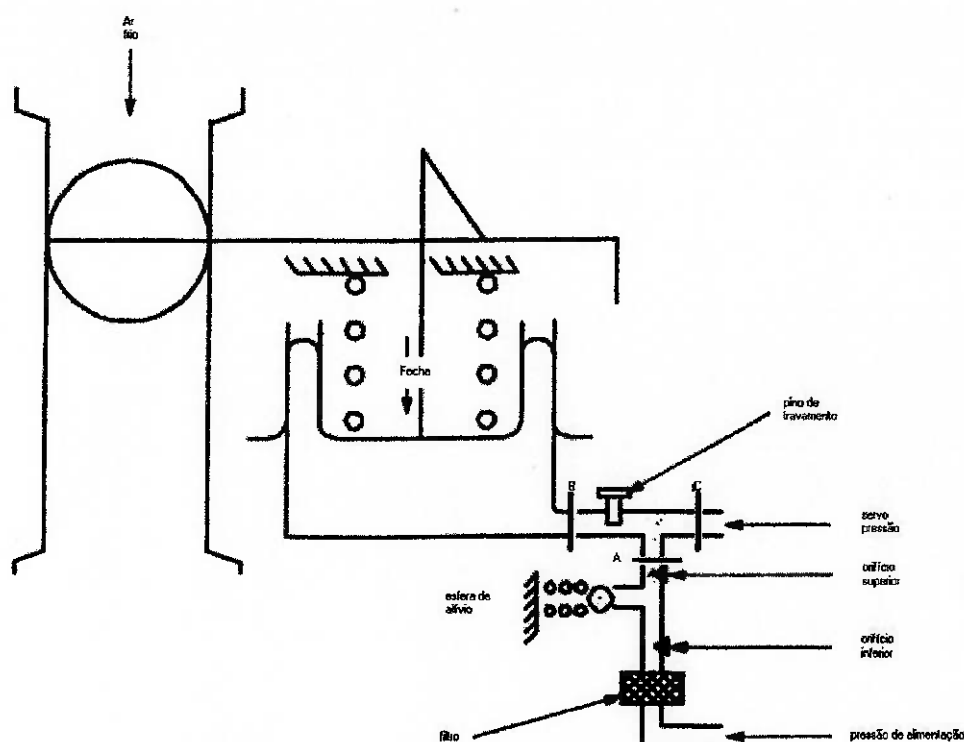


Figura 2.4: “Fan air valve” – esquemática.

Estando a pressão da câmara regulada, a mesma agirá sobre o êmbolo envolto por um diafragma e, a resultante entre as forças do ar sobre o êmbolo (pelo lado interno da câmara) e da mola e do ar atmosférico (pelo lado externo da câmara) acionará o mecanismo que determinará a abertura da válvula.

Vale ainda comentar a função do pino de travamento (“lock pin”) que é a de permitir a exaustão da câmara no caso de travamento da válvula, ou seja, tem a função de uma válvula de segurança.

2.3.4 Termostato.

É um elemento bimetálico composto por uma haste central interna e outra externa - cujos materiais são, respectivamente, uma liga à base de Níquel e aço inoxidável - um mecanismo e uma esfera atuadora; está localizado na linha 3.

A haste externa está exposta ao “fluido quente”, havendo uma transferência de calor por convecção forçada. Como existe uma alta expansão na haste externa e uma baixa expansão na haste interna - a qual está ligada à extremidade da haste externa por um pino - a diferença das dilatações é que determinará o deslocamento do mecanismo que posiciona a esfera de atuação.

Esta esfera, definirá uma restrição à qual será responsável pela determinação da pressão da câmara da válvula como explicado no item anterior.

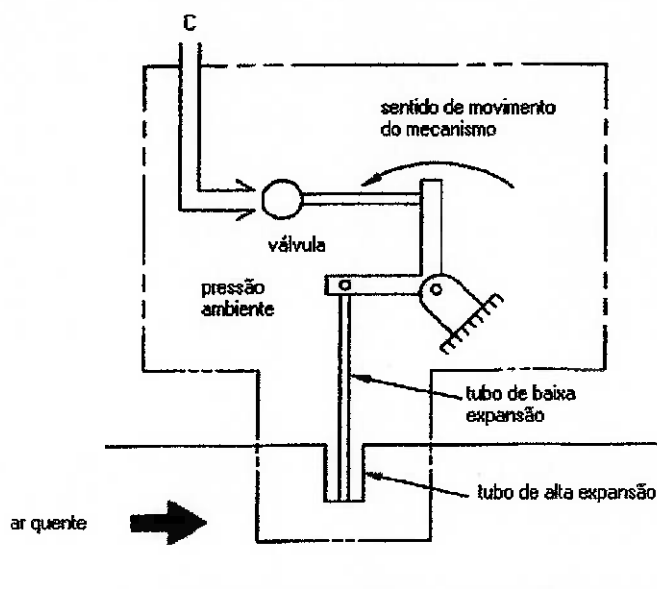


Figura 2.5: Termostato-esquemático.

3 Modelagem.

São apresentadas as hipóteses assim como os respectivos modelos matemáticos da válvula, do termostato, do trocador de calor e dos tubos, a serem aplicados no programa de cálculo e na análise do subsistema.

3.1 Introdução teórica.

Do princípio de conservação da massa tem-se:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_i = 0 \quad (3.1)$$

Já da primeira lei da termodinâmica para a configuração de volume de controle tem-se:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g \cdot z_i \right) = \frac{dE}{dt} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) + \dot{W} \quad (3.2)$$

Observando a equação acima, para efeito desse trabalho, pode-se assumir:

- Variação de energia potencial nula.
- Variação de energia cinética nula.

Assim, a primeira lei pode ser escrita como:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i (h_i) = \frac{dE}{dt} + \sum \dot{m}_e (h_e) + \dot{W} \quad (3.3)$$

Nas equações acima, $\frac{dm_{vc}}{dt}$ e $\frac{dE}{dt}$ caracterizam o regime transitório do volume de controle.

Outro aspecto ser abordado e de relevante importância para esse trabalho é aquele referente à transferência de calor tanto por convecção quanto por condução.

A transferência de calor por convecção pode ser representada pelo seguinte modelo matemático:

$$\dot{Q} = H.A.(\Delta T) \quad (3.4)$$

Em que o termo H é função do fluido, suas propriedades termodinâmicas, sua velocidade, sua temperatura e da geometria do corpo.

Já a transferência de calor por condução pode ser representada pela Lei de Fourier, a qual é apresentada na seguinte forma para escoamento unidimensional.

$$\dot{Q} = -k.A.\frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.5)$$

Na qual o termo $\frac{\partial T}{\partial x}$ representa a variação da temperatura ao longo de uma dimensão.

Outra lei importante é a lei de Colebrook para escoamento hidraulicamente rugoso que pode ser expressa por:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 + 2.\log\left(\frac{D}{2.\varepsilon}\right) \quad (3.6)$$

3.2 Tubos.

Antes de modelá-los em regime transitório, foi realizado um estudo das ordens de grandeza do subsistema, o qual incluiu a análise dos perfis de temperatura e pressão nos diferentes trechos da tubulação de onde se pode concluir que tais variações não são significativas a ponto de tornarem o modelo mais preciso. Dessa forma, as mesmas não serão consideradas no programa de cálculo.

O anexo A mostra tanto o modelo em regime permanente quanto os resultados obtidos.

3.3 Válvula.

Será apresentado um modelo em regime transitório a ser usado no programa de cálculo.

Hipóteses.

- Ar: gás perfeito.
- Regime transitório.
- Escoamento isoentrópico.
- Atrito entre êmbolo e parede desprezíveis.
- $P_1 \leq 15 \text{ PSIG}$.
- P_s = pressão na entrada do termostato.

3.3.1 Modelo Matemático.

Da figura a seguir:

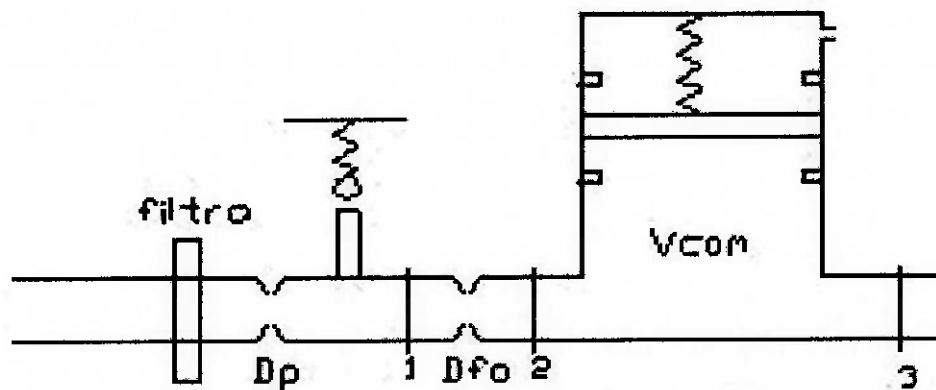


Figura 3.1 : Modelo de válvula.

A partir da qual algumas hipóteses são melhor interpretadas e do desenho a seguir que mostra o esquema de forças, pode-se entender o seguinte modelo matemático.

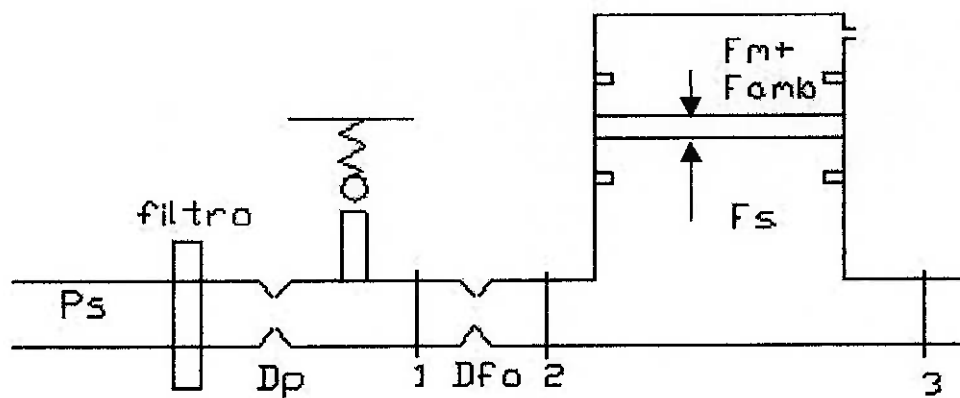


Figura 3.2 :Esquema de forças.

Da primeira lei de Newton:

$$R_{emb} = m_{emb} \cdot a \quad (3.7)$$

Temos o seguinte equilíbrio de forças:

$$R_{emb} = F_s - F_m - F_{pc} - F_{amb} \quad (3.8)$$

Que pode ser expresso por:

$$R_{emb} = P_s.A_{emb} - \left(K_m.y + F_{pc} + P_{amb}.A_{emb} + b.\frac{dy}{dt} \right) \quad (3.9)$$

Da definição de aceleração:

$$a = \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (3.10)$$

E de:

$$y = \frac{\forall_{cam}}{A_{emb}} \quad (3.11)$$

Então, (3.7) torna-se:

$$m_{emb} \cdot \frac{d^2 \forall_{cam}}{dt^2} + b \cdot \frac{d \forall_{cam}}{dt} + K_m \cdot \forall_{cam} = P_s.A_{emb}^2 - P_{amb}.A_{emb}^2 - F_{pc} \quad (3.12)$$

Da equação anterior fica claro que o volume da câmara é a variável única, ao passo que as demais são constantes conhecidas, à exceção de P_s que é determinada em função da temperatura da haste.

3.4 Termostato.

Será apresentado um modelo baseado no método da capacitância global a ser aplicado no programa de cálculo.

Hipóteses.

- Regime transitório.
-

- Condução unidimensional.
- Material metálico homogêneo.
- Deformações térmicas são pequenas e ocorrem no regime elástico-linear.
- Temperatura uniforme nas hastes.
- Convecção entre as hastes desprezível.
- Temperaturas nas hastes interna e externa iguais.

3.4.1 Modelo Matemático.

Baseado no modelo da figura 3.3:

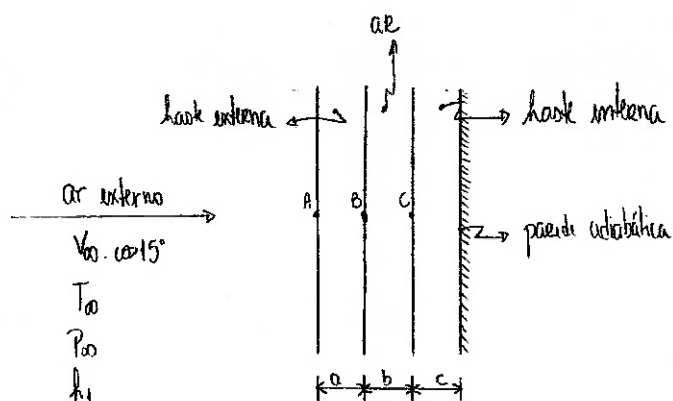


Figura 3.3: Modelo para a modelagem pelo método da capacitância global.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica na haste.

$$+ \dot{E}_{conv A} = \rho_2 \cdot \nabla_{haste} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{haste}}{dt} \quad (3.13)$$

$$H_{haste} \cdot A_{haste} \cdot (T_{haste} - T_2) = \rho_2 \cdot \forall_{haste} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{haste}}{dt} \quad (3.14)$$

Já o mecanismo do termostato foi modelado partindo do esquema físico a seguir:

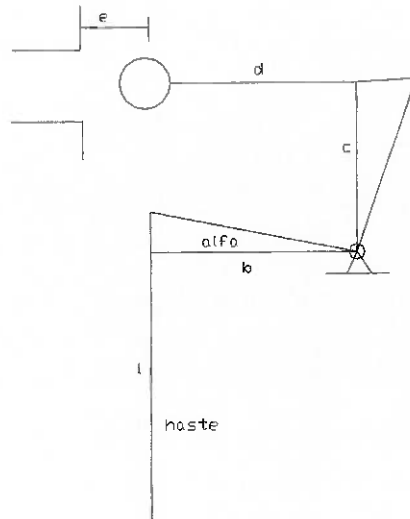


Figura 3.4: Mecanismo do termostato.

A variação do comprimento de cada haste será calculada por:

$$\Delta l = l \cdot \alpha \cdot (T_{t+\Delta t} - T_t) \quad (3.15)$$

Assim a diferença de Δl entre as hastes é:

$$\Delta l = \Delta l_{total}^{int} - \Delta l_{total}^{ext} \quad (3.16)$$

$$\theta = \arctg\left(\frac{\Delta y}{b}\right) \quad (3.17)$$

$$\Delta x = c \cdot \text{tg} \theta \quad (3.18)$$

$$\text{distância} = e + \Delta x \quad (3.19)$$

Conhecida a distância, pode-se então determinar a perda de carga na sede da esfera e, portanto, P_s .

Como não foi possível obter as dimensões do fabricante, optou-se por usar a relação $P_s \times T_{haste}$, obtida num ensaio em laboratório, para determinar P_s .

4 Controle.

4.1 Introdução.

O controle do subsistema do “pre-cooler” monitora a temperatura de saída do trocador de calor na linha quente e regula a vazão mássica do fluido frio na entrada do trocador de calor de forma a se obter a temperatura desejada na linha quente.

No sistema em questão, podemos classificar:

- A válvula de controle como atuador já que é ela quem controla o fluxo de ar “frio” que reduz a temperatura no trocador de calor.
- O termostato como sensor controlador, já que ele é sensível à temperatura e transmite essa informação.
- Trocador de calor: não possui uma denominação específica.

Levantamentos em campo mostram que em alguns casos de sub-temperatura e sobre-temperatura ocorrem oscilações acima dos limites desejados na temperatura de saída, o que é indicativo de que o ganho do atuador ou controlador não são adequados.

Dessa maneira, se faz importante a valiação dos ganhos atuais:

$$Ganho_{haste-mecanismo} = \frac{100-0}{300-266} \cdot \frac{\%}{^{\circ}C} = 2,94 \cdot \frac{\%}{^{\circ}C}$$

$$Ganho_{mecanismo-válvula} = \frac{88-0}{100-0} \cdot \frac{^{\circ}}{\%} = 0,88 \cdot \frac{\%}{^{\circ}C}$$

$$Ganho_{termostato-válvula} = \frac{88-0}{300-266} \cdot \frac{^{\circ}}{^{\circ}C} = 2,588 \cdot \frac{\%}{^{\circ}C}$$

4.2 Determinação das funções de transferência dos elementos no domínio de Laplace (plano s).

Para tal será aplicada a Transformada de Laplace que forneceu as relações a seguir para cada elemento, admitindo que inicialmente, o sistema esta em regime permanente e que após a perturbação o mesmo retornará à condição de equilíbrio.

4.2.1 Válvula

De:

$$m_{emb} \cdot \frac{d^2 \forall_{cam}}{dt^2} + b \cdot \frac{d \forall_{cam}}{dt} + Km \cdot \forall_{cam} = P_s \cdot A_{emb}^2 - P_{amb} \cdot A_{emb}^2 - F_{pc} \quad (4.1)$$

$$m_{emb} * \left[\forall_{cam}(s) \cdot s^2 - \forall_{cam}(0) \cdot s - \dot{\forall}_{cam}(0) \right] + b \cdot [\forall_{cam}(s) \cdot s - \forall_{cam}(0)] + Km [\forall_{cam}(s) + \forall_{cam}(0)] = -F_{pc} + (P_s - P_{amb}) \cdot A_{emb}^2 \quad (4.2)$$

Admitindo:

$$\forall_{cam}(0) = 0 \quad (4.3)$$

$$\dot{\forall}_{cam}(0) = 0 \quad (4.4)$$

Assim,

$$m_{emb} \cdot \forall_{cam}(s) \cdot s^2 + b \cdot \forall_{cam}(s) \cdot s + Km \cdot \forall_{cam}(s) = (P_s - P_{amb}) \cdot A_{emb}^2 - F_{pc} \quad (4.5)$$

$$\forall_{cam}(s) \left[m_{emb} \cdot s^2 + b \cdot s + Km \right] = (P_s - P_{amb}) \cdot \frac{A_{emb}^2}{Km} - F_{pc} \quad (4.6)$$

$$\forall_{cam}(s) = \frac{1}{\left[\frac{m_{emb}}{Km} s^2 + \frac{b}{Km} s + 1 \right]} \left[(P_s - P_{amb}) \frac{A_{emb}^2}{Km} - F_{pc} \frac{A_{emb}}{Km} \right] \quad (4.7)$$

$$\forall_{cam}(s) = \frac{P_s \frac{A_{emb}^2}{Km}}{\mathfrak{I}_1 s^2 \mathfrak{I}_2 s + 1} + \frac{(-P_{amb}) \frac{A_{emb}^2}{Km}}{\mathfrak{I}_1 s^2 \mathfrak{I}_2 s + 1} - \frac{F_{pc} \frac{A_{emb}}{Km}}{\mathfrak{I}_1 s^2 \mathfrak{I}_2 s + 1} \quad (4.8)$$

Sendo:

$$\mathfrak{I}_1 = \frac{m_{emb}}{Km} \quad (4.9)$$

$$\mathfrak{I}_2 = \frac{b}{Km} \quad (4.10)$$

4.2.2 Termostato

De:

$$H_{haste} \cdot A_{haste} \cdot (T_{haste} - T_2) = \rho \cdot \forall_h \cdot c_p \cdot \frac{dT_{haste}}{dt} \quad (4.11)$$

Admitindo

$$T_{haste}(0) = 0 \quad (4.12)$$

Assim,

$$H_{haste} \cdot \forall_{haste} \cdot \rho \cdot [T_{haste}(s) \cdot s - T(0)] = H_{haste} \cdot A_{haste} \cdot [T_2(s) - T_{haste}(s)] \quad (4.13)$$

$$[H_{haste} \cdot \forall_{haste} \cdot \rho + H_{haste} \cdot A_{haste}] T(s) = H_{haste} \cdot A_{haste} \cdot [T_2(s) - T_{haste}(s)] \quad (4.14)$$

$$T_{haste}(s) = \frac{1}{\left[\frac{H_{haste} \cdot \forall_{haste} \cdot \rho}{H_{haste} \cdot A_{haste}} \right] s + 1} T_2(s) \quad (4.15)$$

$$T_{haste}(s) = \frac{1}{[\mathfrak{I}_3 s + 1]} T_2(s) \quad (4.16)$$

em que:

$$\mathfrak{I}_3 = \left[\frac{H_{haste} \cdot \forall_{haste} \cdot \rho}{H_{haste} \cdot A_{haste}} \right] \quad (4.17)$$

4.2.3 Trocador de calor

Como será usada a curva do fabricante, o seu comportamento dinâmico será representado pelo posicionamento de constantes de tempo antes da curva.

Tais constantes foram determinadas a partir de um modelo de trocador de calor, que está no anexo B.

4.3 Diagrama de blocos.

O diagrama de blocos completo do subsistema está no anexo C. A seguir apresenta-se o diagrama de blocos simplificado.

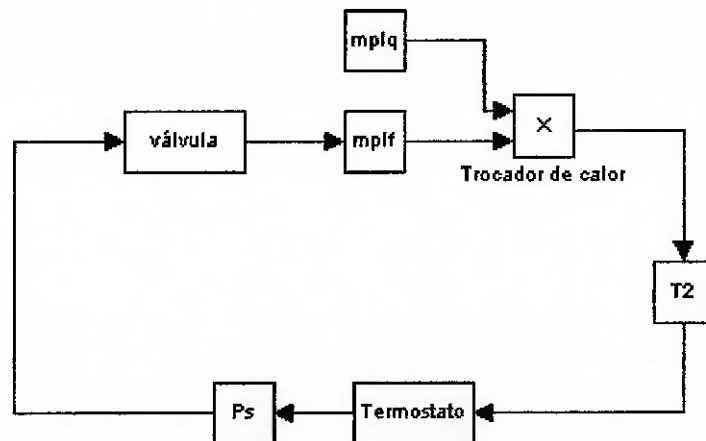


Figura 4.1: Diagrama de blocos simplificado.

4.4 O programa de cálculo.

O programa de cálculo, elaborado em MATLAB no módulo do SIMULINK, tem por objetivo representar a dinâmica do subsistema de pré- resfriamento. Tal programa tem como entradas:

- Condições de voo (altitude, velocidade, temperatura e pressão externas).
- Condições do ar da linha quente (vazão mássica, temperatura e pressão).
- Condições do ar da linha fria (temperatura e pressão).
- Parâmetros da mola (constante elástica e pré-carga)

O programa fornece as seguintes saídas:

- Temperatura e pressão na saída do trocador de calor na linha quente.
- Vazão mássica de ar “ frio “.

-
- Posicionamento do atuador da válvula.
 - Volume da câmara da válvula.
 - Dilatação das hastes do termostato.

Além das saídas, o programa também calcula todas as propriedades termodinâmicas necessárias. Na sua elaboração foram consideradas as seguintes fontes de dados:

- a. Curvas levantadas diretamente em laboratório e contidas no anexo D.
 - $P_s \times T_2$.
 - $\beta \times P_s$.
 - Constante de singularidade $\times \beta$.
 - b. Curvas obtidas da manipulação dos dados de ensaio em laboratório também contidas no anexo D.
 - $V_{cam} \times P_s$.
 - c. Dados fornecidos pelo fabricante.
 - Curvas de eficiência do trocador de calor em função das vazões mássicas “quente” e “fria”.
 - Curvas de perda de carga em função das vazões mássicas “quente” e “fria”.
 - d. Dados sobre propriedades termodinâmicas via software (EES).
-

4.4.1 Validação do programa.

Uma vez implementado, os resultados do programa de simulação foram comparados com dados de ensaios em voo do ERJ-145, apresentados na Tabela 4.1. As Tabelas 4.2 e 4.3 apresentam os valores calculados pelo programa e a comparação dos valores experimentais e de simulação. A partir destes resultados fica claro que o programa pode ser aplicado em análises via simulação.

Tabela 4.1: Dados de Voo.

CASO	Text °C	Pamb Pa	mplq kg/s	P1 Pa	T3 °C	P3 °C
1	-6,0	6,97E+04	0,645	4,50E+05	17,7	12,76
2	-10,0	6,97E+04	0,645	4,49E+05	13,3	12,77
3	-10,0	5,95E+04	0,623	4,28E+05	7,4	11,19
4	-13,3	5,95E+04	0,623	4,48E+05	16,2	11,71
5	-20,0	4,28E+04	0,620	3,79E+05	15,2	8,92
6	-30,0	5,95E+04	0,623	4,15E+05	-8,3	10,85

Tabela 4.2 : Dados calculados pelo MATLAB-SIMULINK.

T2 °C	Beta °	mplf kg/s
245,2	1,9	0,047
236,2	1,5	0,049
253,7	2,2	0,046
248,9	2,0	0,049
275,0	3,6	0,048
214,9	0,6	0,442

Tabela 4.3: Comparação entre os dados de voo e os calculados pelo MATLAB-SIMULINK.

T2 voo °C	T2 MATLAB °C	(T2 voo - T2 MAT)/T2 voo %
246,9	245,2	-0,69
239,1	236,2	-1,23
254,8	253,7	-0,44
252,2	248,9	-1,31
270,0	275,0	1,85
229,1	214,9	-6,21

5 Análise dinâmica do sistema.

5.1 Introdução.

Este item analisa a válvula, o termostato e o trocador de calor destacando aspectos ligados a sua estabilidade, às constantes de tempo e à resposta à excitação ao degrau unitário.

Além disso, este item compreende a análise de sensibilidade de todo o sistema de pré-resfriamento de forma a identificar quais os possíveis parâmetros a serem alterados para a sua otimização.

5.2 Desenvolvimento.

As constantes de tempo obtidas a partir do modelo matemático da válvula para os termos de primeira e segunda ordem são, respectivamente:

$$\mathfrak{T}_1 = 1,19.10^{-5} s^2$$

$$\mathfrak{T}_2 = 8,7.10^{-4} s$$

Onde a constante de tempo $\mathfrak{T}_1$ possui uma influência maior na caracterização da dinâmica da válvula e, conseqüentemente, na sua estabilidade. A diferença observada nas ordens de grandeza se dá sobretudo pela massa do êmbolo, que é muito pequena em relação à constante da mola.

Analisando o lugar das raízes da válvula, Figura 5.1, pode-se notar que as mesmas encontram-se na parte negativa do eixo real indicando que o equipamento é estável.

Quando exposta à entrada degrau unitário, a válvula apresenta a resposta apresentada na Figura 5.2, que evidencia a sua estabilidade, que é alcançada após 0,0215s.

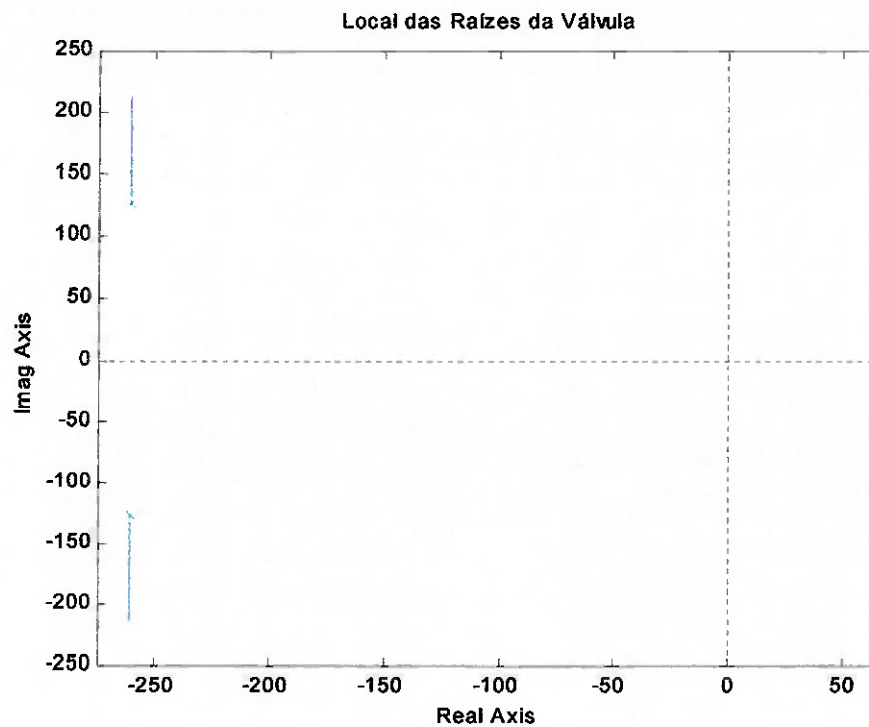


Figura 5.1: Lugar das raízes da válvula.

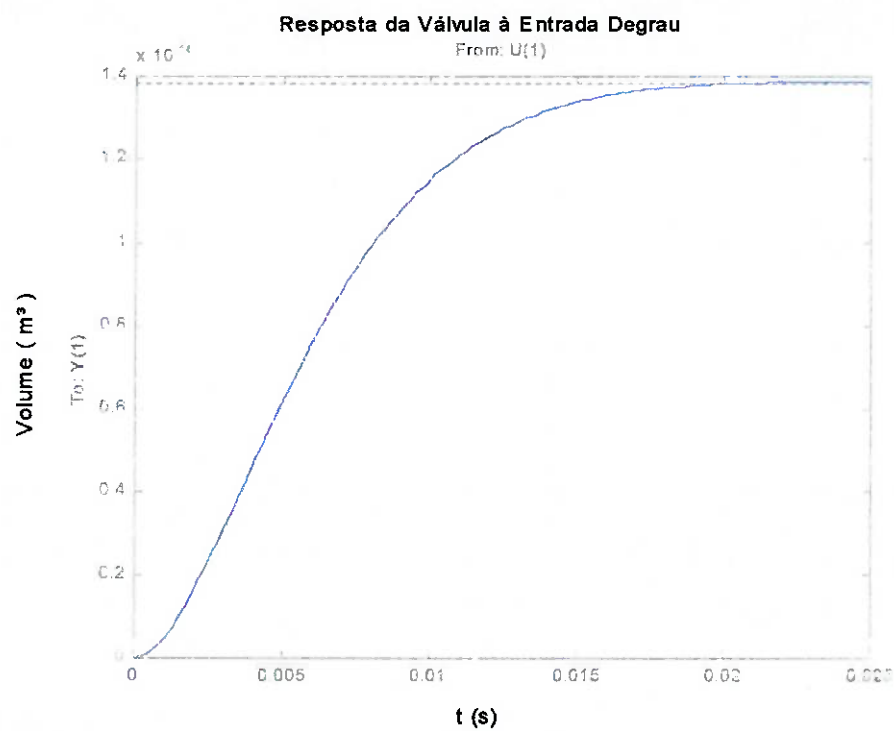


Figura 5.2 : Resposta da válvula à excitação de degrau unitário.

Em relação ao termostato, cujo comportamento dinâmico é de primeira ordem, percebe-se que a resposta do termostato dependerá da condição do escoamento já que o coeficiente de convecção é função direta do regime de escoamento e propriedades termodinâmicas tendo o seguinte valor médio obtido após várias simulações.

$$\mathfrak{T}_3 = 0,12s$$

Verificando-se a posição das raízes no diagrama abaixo, pode-se observar que todas as raízes estão no lado esquerdo do plano real-imaginário. Isso significa que o termostato apresenta estabilidade.

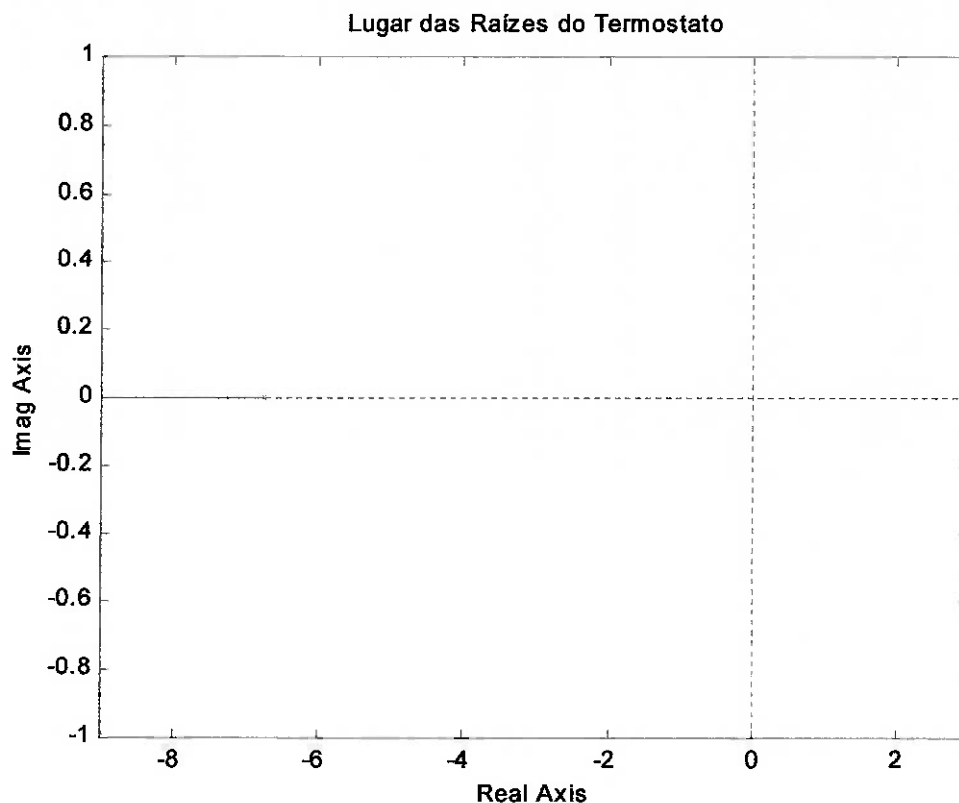


Figura 5.3 : Lugar das Raízes do Termostato.

Das entradas degrau unitário nota-se que o termostato apresenta uma resposta estável num intervalo de tempo de 0,82s, como mostra o gráfico abaixo.

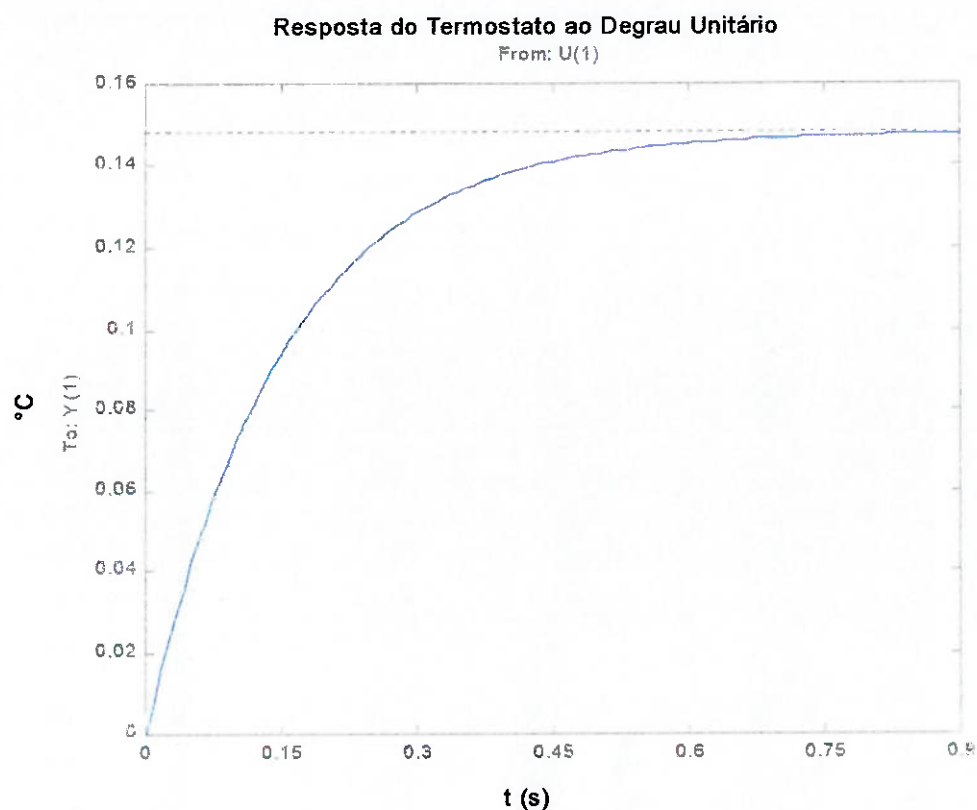


Figura 5.4: Resposta do termostato ao degrau unitário.

No trocador de calor, por sua vez, a resposta dinâmica é uma composição dos efeitos dos lados “frio” e “quente”. Tais constantes de tempo são:

$$\mathfrak{T}_{clq} = \left[\frac{\dot{m}_{lq} \cdot cp_{lq}}{\dot{m}_{lq} \cdot cp_{lq} + UA} \right]$$

$$\mathfrak{T}_{clf} = \left[\frac{\dot{m}_{lf} \cdot cp_{lf}}{\dot{m}_{lf} \cdot cp_{lf} + UA} \right]$$

Apresentando valores médios, respectivamente, de $0,55 \pm 0,5$ s e $0,1 \pm 0,05$ s.

Avaliando a ordem de grandeza das constantes de tempo fica claro que aquelas que representam fenômenos térmicos são da mesma ordem de grandeza, ao passo que

aquelas que representam a válvula tem uma ordem de grandeza três vezes menor em relação a essas.

Isso significa que a válvula é mais sensível a uma perturbação que os demais elementos, indicando que o volume da mesma terá uma frequência de oscilação maior que a temperatura do termostato e da temperatura de saída do trocador de calor até o regime permanente.

As simulações permitiram observar que, expondo o sistema a uma excitação de degrau unitário em condições de estabilidade ou de não estabilidade, este mantém o mesmo estado, ou seja, se estável antes da excitação, assim permanece após tal fenômeno e vice-versa .

5.3 Análise de sensibilidade

Nesta análise é avaliado o comportamento do ângulo de abertura da válvula e da temperatura de saída do trocador de calor (T_2) quando alterados alguns parâmetros do sistema.

5.3.1 Constante elástica da mola.

Espera-se que as grandezas tenham maior amplitude de oscilação em relação a um ponto médio quando esse parâmetro assume valor menor que a referência de 6700 N/m.

Os gráficos a seguir, foram obtidos diminuindo e aumentando a constante da mola em dez vezes, em relação ao valor de referência podendo-se observar que a temperatura de saída do trocador de calor é pouco sensível a essa variação. Já a posição do atuador apresenta maior sensibilidade, como comentado no item 5.2.

Reduzindo-se a constante da mola, nota-se que a posição da válvula oscila com uma amplitude maior que 25% e com frequência similar em relação ao caso de referência com $K_m = 6700 \text{ N/m}$ e pré-carga de 60N. Entretanto, quando aumenta-se a constante da

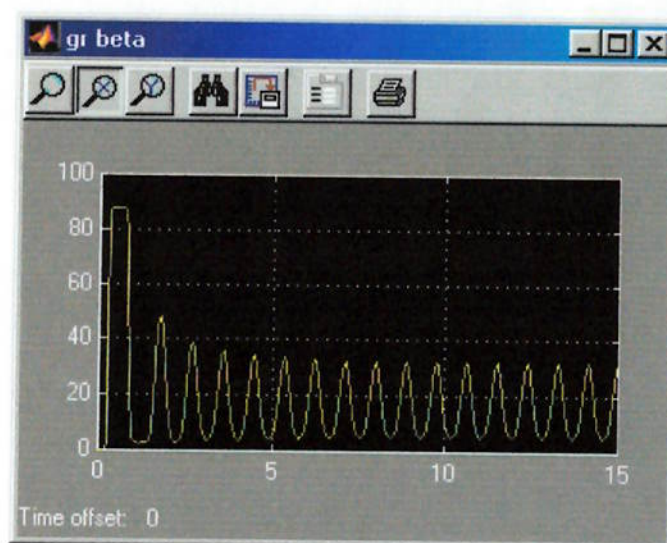
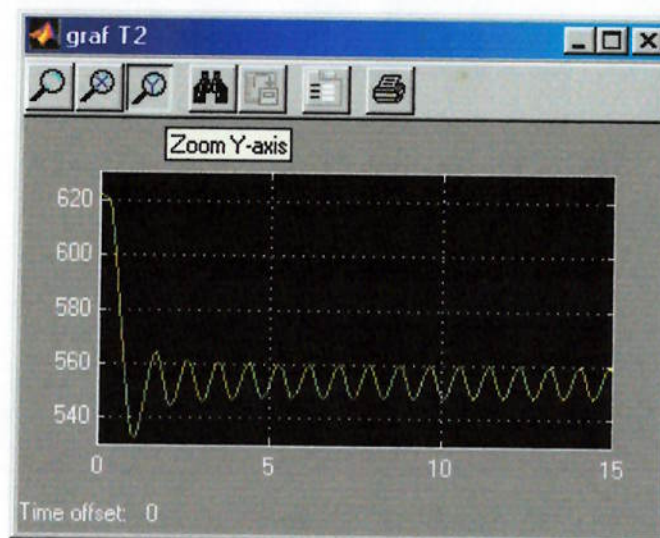


Figura 5.6: Comportamento da temperatura de saída e posição do atuador da válvula usando a constante de mola $K=670\text{N/m}$ e pré-carga de mola 60N .

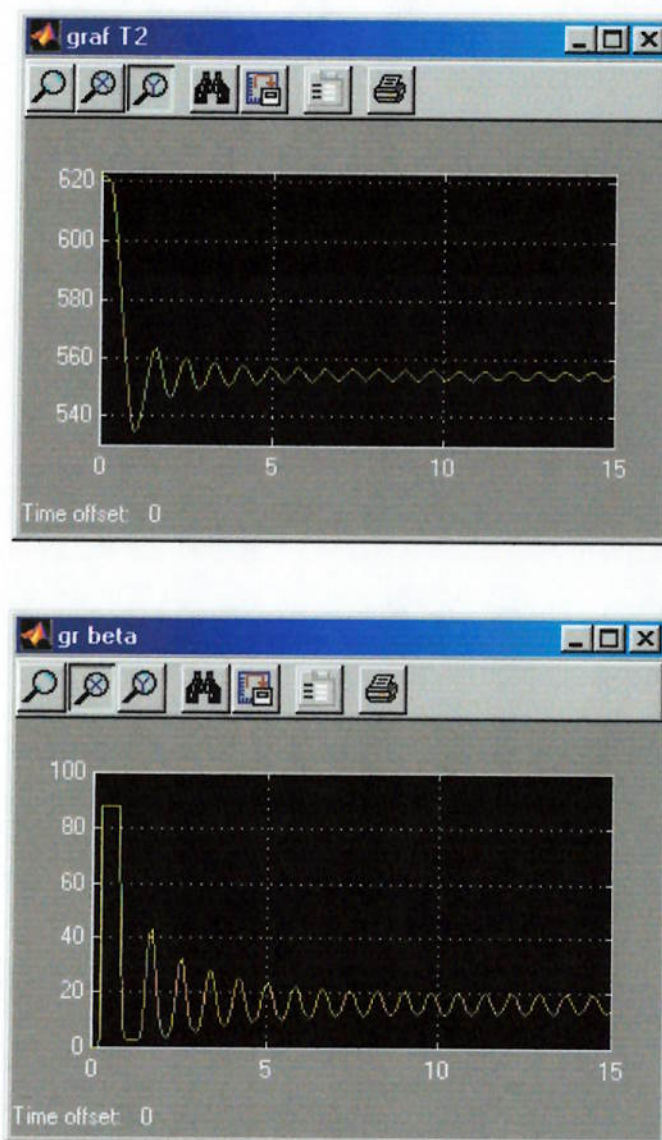


Figura 5.7: Comportamento da temperatura de saída e da posição do atuador da válvula usando a constante da mola $K=6700$ N/m e pré-carga de mola de 60N.

5.4 A pré-carga da mola.

A análise foi realizada usando-se as pré-cargas de 120N, 63N, 66N e a pré-carga atual de 60 N.

Em linhas gerais, o efeito da pré-carga sobre a temperatura de saída é significativo que o aumento da constante da mola, levando à redução da amplitude de oscilação tanto da temperatura de saída do trocador de calor quanto da posição da válvula.

Para pré-cargas de 63N e 66N nota-se que se obtém estabilidade da temperatura em 4,5s para ambos os casos e da posição da válvula em, respectivamente, 5,5s e 5,0s. Já para o caso com pré-carga de 120N, nota-se além da redução da amplitude de oscilação, a instabilidade da temperatura e da posição da válvula ocasionada pela grande intensidade da pré-carga, ou seja, após uma excitação inicial, o sistema passa a oscilar indefinidamente, pois o efeito da força na câmara passa a ser desprezível frente ao efeito da pré-carga. Dessa forma, o aumento da pré-carga em pequenos valores já melhora e muito a estabilidade da temperatura de saída e da posição do atuador.



Figura 5.8: Comportamento da temperatura de saída e posição do atuador da válvula usando a constante de mola $K=6700\text{N/m}$ e pré-carga de mola 63N.



Figura 5.9: Comportamento da temperatura de saída e posição do atuador da válvula usando a constante de mola $K = 6700\text{N/m}$ e pré-carga de mola 66N.

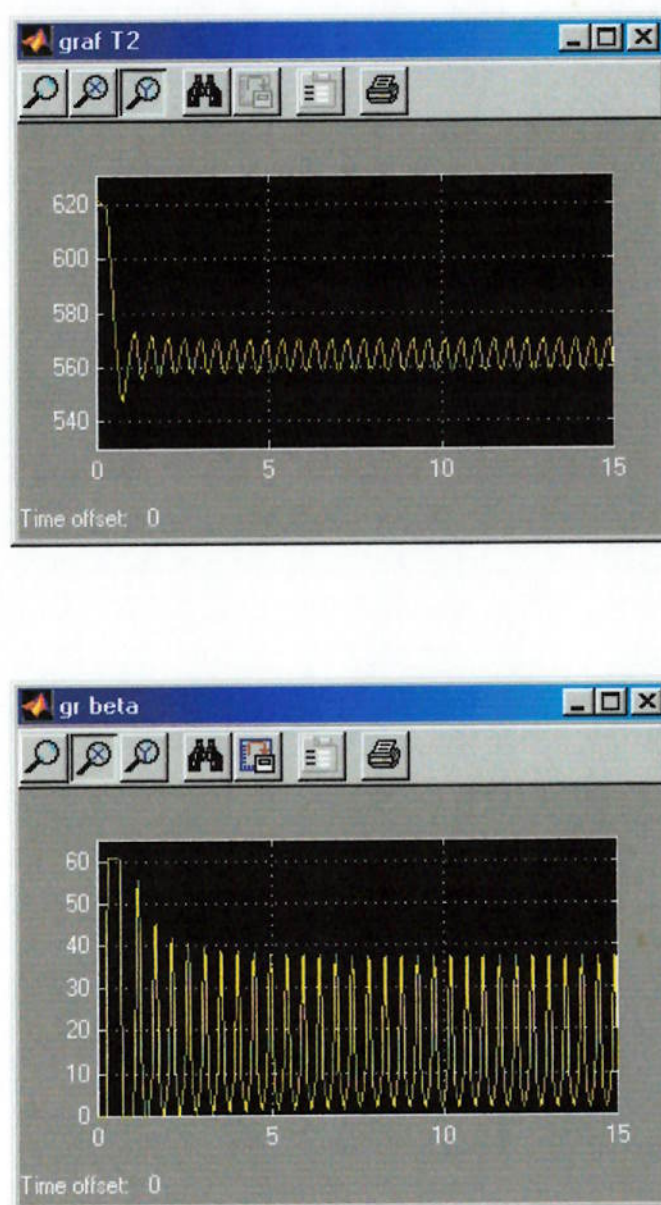


Figura 5.10: Comportamento da temperatura de saída e posição do atuador da válvula usando a constante de mola $K = 6700\text{N/m}$ e pré-carga de mola 120N .

6 Conclusão.

A partir dos resultados obtidos na validação pode-se considerar o modelo matemático adotado como adequado já que as diferenças entre os valores de T_2 ensaiados em vôo e obtidos na simulação são menores que 5% para a maioria dos casos analisados, uma margem considerada aceitável sobretudo em função das aproximações de propriedades termodinâmicas, que apresentam erros maiores que este.

Nota-se que o aumento da pré-carga é uma dos parâmetros que podem ser alterados a fim de otimizar o sistema, no entanto a opção por um valor excessivo pode levar à instabilidade, como mostrado na análise de sensibilidade, que também deixa claro que pré-cargas adicionais de 5% já trazem sensíveis atenuações na oscilação.

A constante da mola, tem pequena influência sobre o sistema devido ao fato da razão m_{emb}/K_m ser tão pequena que, somente alterando a ordem de grandeza da constante elástica é que há uma resposta diferenciada da temperatura e da posição da válvula, mas que não leva a temperatura T_2 e a posição do atuador à estabilidade.

Uma análise não realizada neste trabalho devido a falta de informações do fabricante, mas que seria muito interessante, é quanto ao aumento de pressão P_s para uma mesma temperatura T_2 . Esse aumento da faixa de pressão de comando traria, para uma mesma faixa de ação do atuador (0 à 88°), um ganho menor e maior precisão no posicionamento deste.

Um estudo preliminar indica que uma alteração na geometria do corpo de obstrução do termostato da forma esférica (atual) para a forma cônica, traria um aumento de P_s , o que também pode ser alcançado através de restritores de fluxo na linha de comando que se caracterizam por ter um custo menor em relação à primeira alternativa.

Assim uma otimização minuciosa do subsistema passa, necessariamente, por um modelo mais detalhado do termostato para que se possa analisar a sensibilidade à variação da pressão de atuação da válvula (P_s).

É importante salientar ainda que a diferença nos tempos de resposta dos elementos submetidos a fenômenos térmicos e não-térmicos é o aspecto crítico para a estabilidade do subsistema. Deve ser considerada a possibilidade da implementação de um controle discreto nesse conjunto, uma vez que isto sanaria o problema das discrepâncias de resposta no tempo de uma maneira mecânica mais simples, embora haja a inserção de componentes eletrônicos que incorporarão custos adicionais de manutenção e substituição no fim da vida útil.

7 Bibliografia

- [1] Van Wylyn, G.J.et al. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 3ª ed. Edgar Blucher, São Paulo, 1993.
 - [2] EMBRAER. Environmental System Reports.
 - [3] UNITED TECHNOLOGIES. Training Manual.
 - [4] EPUSP. Diretrizes para apresentação de Teses.
 - [5] Incropera, F.P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 4ª ed, LTC, Rio de Janeiro, 1998.
 - [6] Bird, R.B. et al. **Transport Phenomena**. 1ª ed. Wyley International Edition, 1960.
 - [7] www.matweb.com
-

Anexo A

Análise das ordens de grandeza do sistema.

Neste item analisa-se os perfis de temperatura e pressão dos diversos trechos de tubulação a fim de verificar quais são aqueles que influenciam na precisão do modelo.

Também é analisado o perfil de temperaturas na haste do termostato de forma a comprovar a adequação do modelo apresentado, ou então, optar pelo modelo do método explícito de discretização da equação do calor.

Todas essas análises têm como objetivo procurar simplificar o modelo sem que se perca a precisão e, principalmente, visualizar melhor o sistema.

Perfil de temperaturas na haste do termostato.

Para tal foi considerado-se:

- a. Regime permanente.
- b. Transferência de calor por condução.

Foi considerado um caso no qual o fluido da linha quente estava à 449 °C.

Admitindo-se que a temperatura nas faces superior e inferior da haste, T_0 e T_s , respectivamente, fossem:

$$T_0 = T_{lq} \text{ (verdadeiro)}$$

$T_s = T_{lf}$ (falso pois a temperatura do fluxo do ar de servo-atuação advém da linha do bleed e não do fan e, portanto, T_1 deve ser bem próximo a T_0).

No caso considerado para essa análise temos:

$$T_0 = T_{lq} = 722K$$

$$T_s = T_{lf} = 340K$$

Implicando numa transferência de calor por condução de 0,20W; um valor baixo. No caso verdadeiro:

$$T_0 = T_{lq} = 722 \text{ K}$$

$$T_{39} = T_{lf} = 721,78 \text{ K (diferença de temperatura obtida da análise do perfil de temperatura)}$$

Assim, essa transferência será de $1,13 \times 10^{-4} \text{ W}$ e, portanto, o perfil de temperatura na haste do termostato pode ser considerado homogêneo e, assim, o modelo adotado é adequado.

Perfil de temperatura e pressão nas tubulações.

Estes perfis foram levantados em regime permanente utilizando-se para o levantamento do perfil de temperatura, o modelo matemático dos dutos, implementado em uma planilha EXCEL, e para levantamento da perda de carga o programa específico denominado PERDOIDO utilizado na companhia.

Usando-se dados obtidos em ensaios em vôo, pode-se identificar condições que representassem os casos extremos de sobre-temperatura (“over temperature”) e sub-temperatura (“low temperature”).

Esses perfis foram levantados em cada trecho da tubulação, comparando-se para cada caso, em termos percentuais, a variação de pressão e temperatura. Após isso, comparou-se para cada trecho a variação percentual ocorrida nos casos de sobre-temperatura e sub temperatura.

Para a análise dos trechos adotou-se como diferença significativa aquelas cujas variações percentuais de temperatura e pressão fossem superiores a 2 %.

As tabelas comparativas, assim como os gráficos que mostram os perfis de temperatura e pressão são encontrados no final desse anexo .

Seguindo o critério pré-estabelecido, pode-se concluir que, independente do caso, as variações de pressão não serão relevantes para o modelo a ser implementado, assim como as variações de temperatura.

A seguir é apresentado o modelo em regime permanente aplicado na análise do perfil de temperatura nos diferentes trechos do subsistema.

Hipóteses:

- Regime permanente.
- Fluxo de calor constante.
- Fator de atrito segundo a lei de Colebrook.

Equacionamento.

Baseando-se no modelo das resistências à transferência de calor :

Temos:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (\text{A.1})$$

onde:

$$\Delta T = T_{m,int,s} - T_{ext} \quad (\text{A.2})$$

$$R = R_{cint} + R_{par} + R_{iso} + R_{cext} \quad (\text{A.3})$$

$$R_{cint} = \frac{1}{2\pi r_{int} H_{int} \Delta L} \quad (\text{A.4})$$

$$R_{par} = \frac{\ln\left(r_{ext}/r_{int}\right)}{2\pi.k_{tubo}.\Delta L} \quad (A.5)$$

$$R_{iso} = \frac{\ln\left(r_{iso}/r_{ext}\right)}{2\pi.k_{iso}.\Delta L} \quad (A.6)$$

$$R_{cext} = \frac{1}{2\pi.r_{iso}.h_{ext}.\Delta L} \quad (A.7)$$

Da primeira lei da termodinâmica tem-se:

$$T_{m,int,s} = T_{m,int,e} + \frac{\left(\dot{q}/L\right)}{\dot{m}.cp}.\Delta L \quad (A.8)$$

Onde:

$$\dot{Q} = H.A.\Delta T \quad (A.9)$$

$$Nu = \frac{H.D}{k}$$

$$\begin{aligned} \rho_2 \cdot \forall \cdot cp_2 \cdot \frac{dT_2}{dt} &= \dot{m}_{lq} \cdot cp_1 \cdot T_1 - \dot{m}_{lq} \cdot cp_2 \cdot T_2 - UA(T_2 - T_3) \\ \rho_2 \cdot \forall \cdot cp_2 \cdot T_2(s)s &= \dot{m}_{lq} \cdot cp_1 \cdot T_1(s) - \dot{m}_{lq} \cdot cp_2 \cdot T_2(s) - UA(T_2(s) - T_3(s)) \\ T_2(s) &= \frac{1}{\left[\frac{\rho_2 \cdot \forall \cdot cp_2 \cdot s}{\dot{m}_{lq} \cdot cp_2 + UA} + 1 \right]} \left[\dot{m}_{lq} \cdot cp_1 \cdot T_1(s) + UA \cdot T_3(s) \right] \\ \mathfrak{T}_{lq} &= \frac{\rho_2 \cdot \forall \cdot cp_2 \cdot s}{\dot{m}_{lq} \cdot cp_2 + UA} \\ \rho_5 \cdot \forall \cdot cp_5 \cdot \frac{dT_5}{dt} &= \dot{m}_{lf} \cdot cp_3 \cdot T_3 - \dot{m}_{lf} \cdot cp_5 \cdot T_5 + UA(T_2 - T_3) \\ \rho_5 \cdot \forall \cdot cp_5 \cdot T_5(s)s &= \dot{m}_{lf} \cdot cp_3 \cdot T_3(s) - \dot{m}_{lf} \cdot cp_5 \cdot T_5(s) + UA(T_2(s) - T_3(s)) \\ T_5(s) &= \frac{1}{\left[\frac{\rho_5 \cdot \forall \cdot cp_5 \cdot s}{\dot{m}_{lf} \cdot cp_5 + UA} + 1 \right]} \left[\dot{m}_{lf} \cdot cp_3 \cdot T_3(s) - UA \cdot T_3(s) \right] \\ \mathfrak{T}_{lf} &= \frac{\rho_5 \cdot \forall \cdot cp_5 \cdot s}{\dot{m}_{lf} \cdot cp_5 + UA} \end{aligned} \quad (A.10)$$

Sendo Nu obtido da relação de Petukhov, a seguir, em que as propriedades são obtidas à temperatura média do escoamento.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8} \right)^{0,5} \cdot (Pr^{0,67} - 1)} \quad (A.11)$$

Já o fator de atrito é obtido da relação de Colebrook para regime turbulento e hidraulicamente rugoso de escoamento.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 + 2 \cdot \log\left(\frac{D}{2 \cdot \varepsilon}\right) \quad (\text{A.12})$$

Variação de Temperatura

Linha Quente

	sobre-temperatura			sub-temperatura		
	dT °C	T °C	%	dT °C	T °C	%
m-pc	-1,43	449,25	-0,32	-0,86	290,79	-0,30
pc-t	-0,79	447,82	-0,18	-0,47	290,79	-0,16
t - fâv	-0,57	447,04	-0,13	-0,34	290,79	-0,12

Variação de Pressão

Linha Quente

	sobre-temperatura			sub-temperatura		
	dP Pa	Pa	%	dP Pa	Pa	%
m-pc	14617,40	1191553,85	1,23	290,79	498606,35	0,06
pc-t	758,45	1176936,45	0,06	290,32	498315,56	0,06
t - fâv	1792,70	1176178,00	0,15	289,97	498025,24	0,06

Legenda:

m-pc	motor - pre-cooler
pc-t	pre-cooler - termostato
t - fâv	termostato - válvula
m-fâv	motor - válvula
fâv-pc	válvula - pre-cooler

Linha Fria

sobre-temperatura			sub-temperatura		
dT °C	T °C	%	dT °C	T °C	%
-0,08	66,65	-0,13	-0,01	12,23	-0,05
-0,39	66,57	-0,58	-0,03	12,22	-0,25

Linha Fria

	sobre-temperatura			sub-temperatura		
	dP Pa	Pa	%	dP Pa	Pa	%
m-fâv	234,43	167025,80	0,14	12,22	99179,00	0,01
fâv-pc	2206,40	166791,37	1,32	12,19	99179,00	0,01

Tabela A1: Comparação dos perfis de temperatura e pressão.

dP
low temp

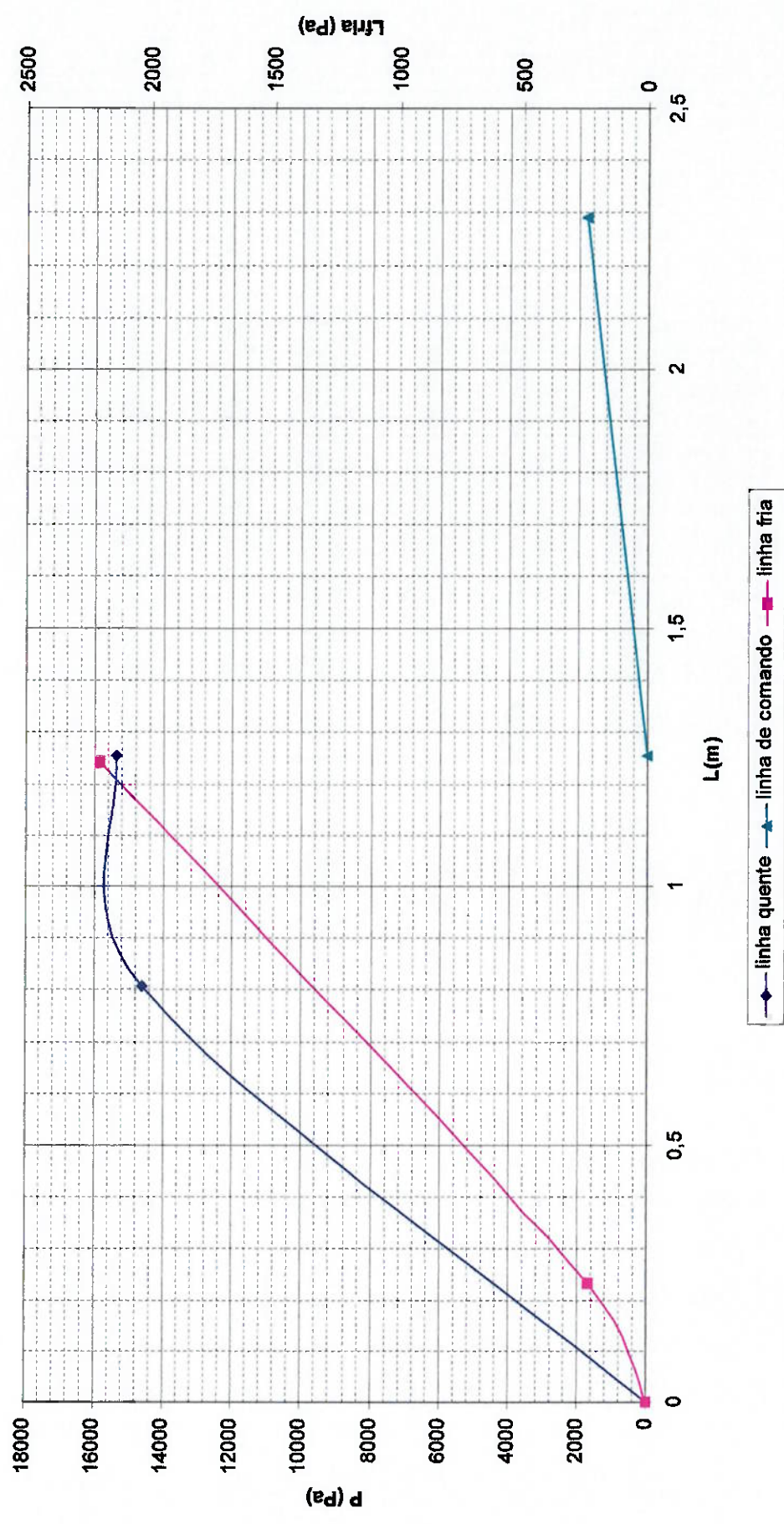


Figura A1: Diferença de pressão em caso de subtemperatura.

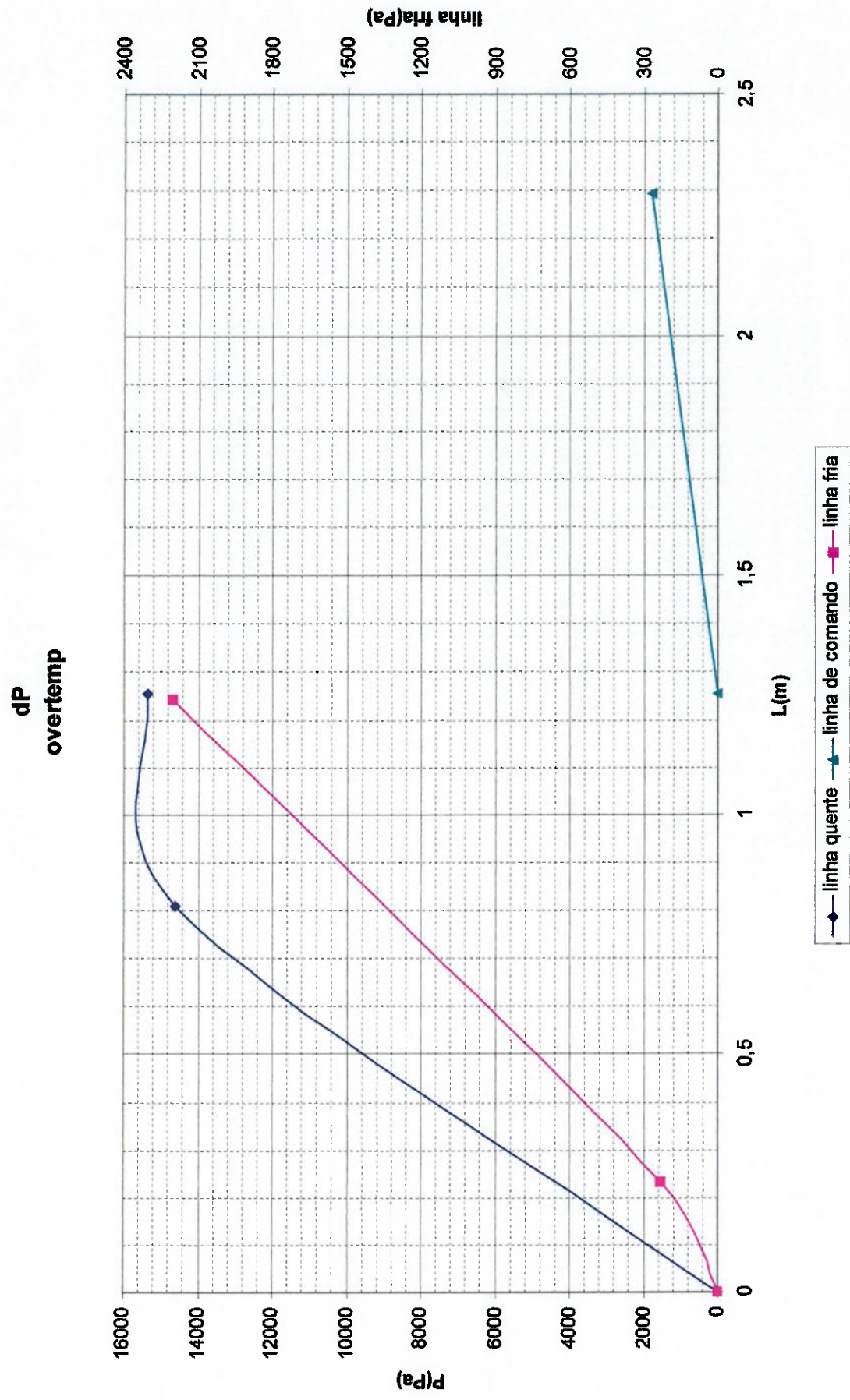


Figura A2: Diferença de pressão em caso de sobre-temperatura.

dT
caso de lowtemp

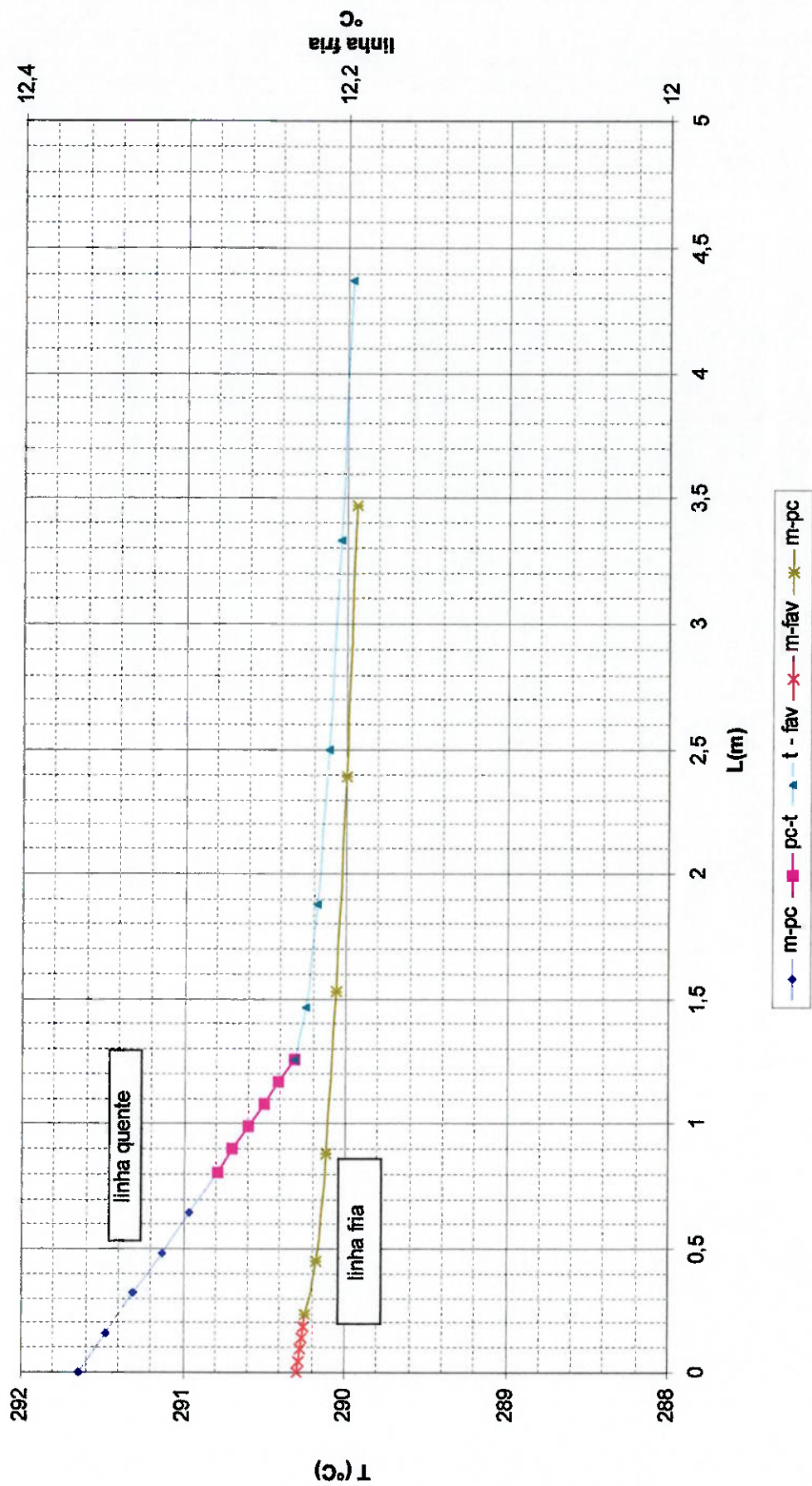


Figura A3: Diferença de temperatura em caso de subtemperatura.

dT
caso de lowtemp

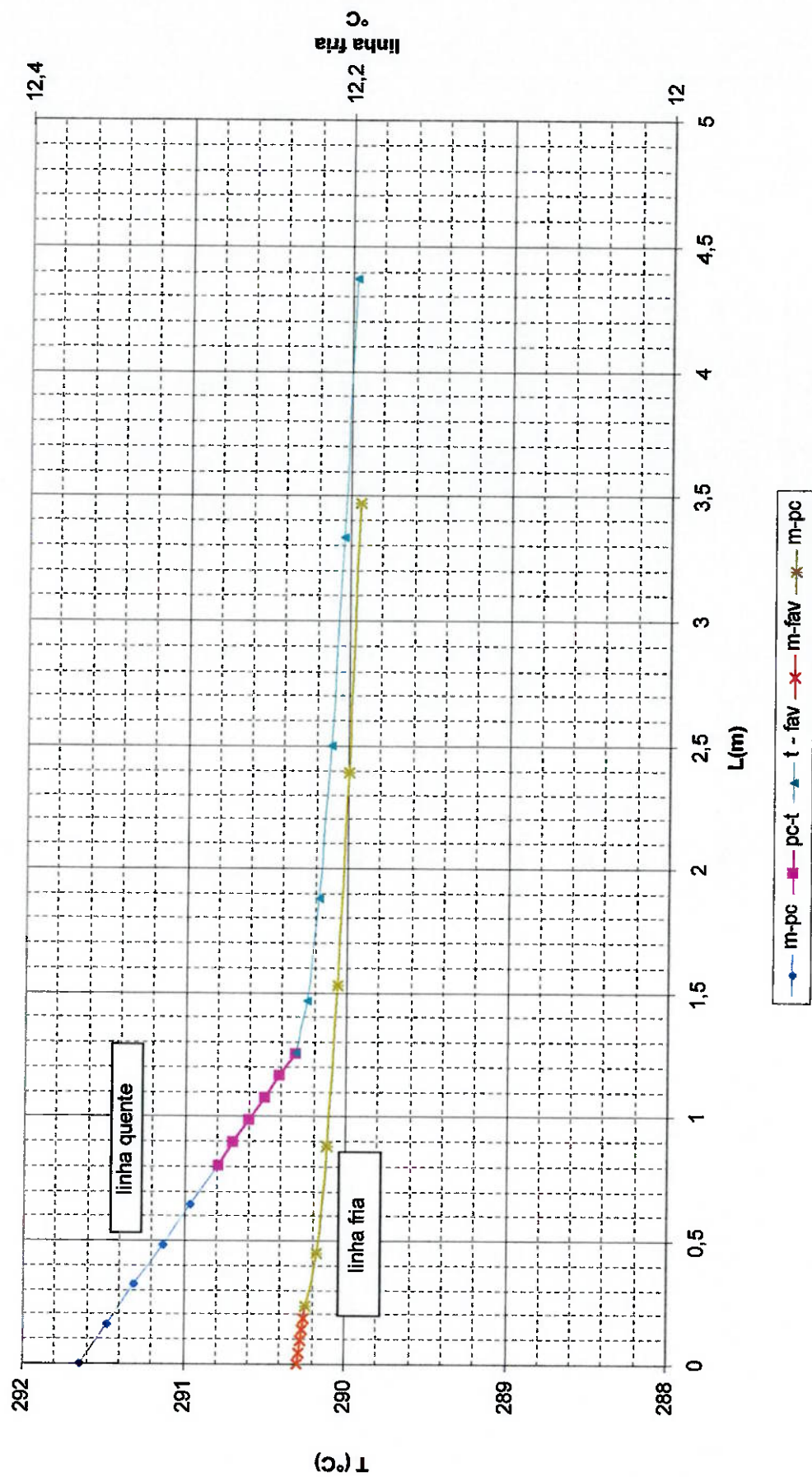
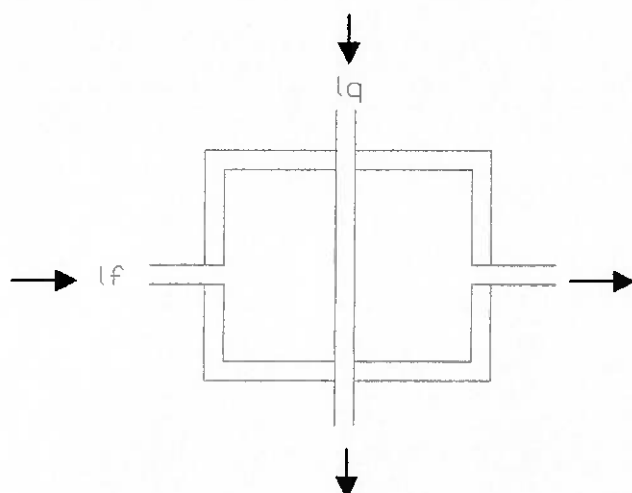


Figura A3: Diferença de temperatura em caso de subtemperatura.

Anexo B



Do balanço de energia na linha quente:

$$\rho_2 \cdot \forall \cdot cp_2 \cdot \frac{dT_2}{dt} = \dot{m}_{lq} \cdot cp_1 \cdot T_1 - \dot{m}_{lq} \cdot cp_2 \cdot T_2 - UA(T_2 - T_3) \quad (B.1)$$

$$\rho_2 \cdot \forall \cdot cp_2 \cdot T_2(s)s = \dot{m}_{lq} \cdot cp_1 \cdot T_1(s) - \dot{m}_{lq} \cdot cp_2 \cdot T_2(s) - UA(T_2(s) - T_3(s)) \quad (B.2)$$

$$T_2(s) = \frac{1}{\left[\frac{\rho_2 \cdot \forall \cdot cp_2 \cdot s}{\dot{m}_{lq} \cdot cp_2 + UA} + 1 \right]} \left[\dot{m}_{lq} \cdot cp_1 \cdot T_1(s) + UA \cdot T_3(s) \right] \quad (B.3)$$

Logo, a constante de tempo da linha quente é:

$$\tau_{lq} = \frac{\rho_2 \cdot \forall \cdot cp_2 \cdot s}{\dot{m}_{lq} \cdot cp_2 + UA} \quad (B.4)$$

Balanço de energia na linha fria.

$$\rho_5 \cdot \forall \cdot cp_5 \cdot \frac{dT_5}{dt} = \dot{m}_{lf} \cdot cp_3 \cdot T_3 - \dot{m}_{lf} \cdot cp_5 \cdot T_5 + UA(T_2 - T_3) \quad (B.5)$$

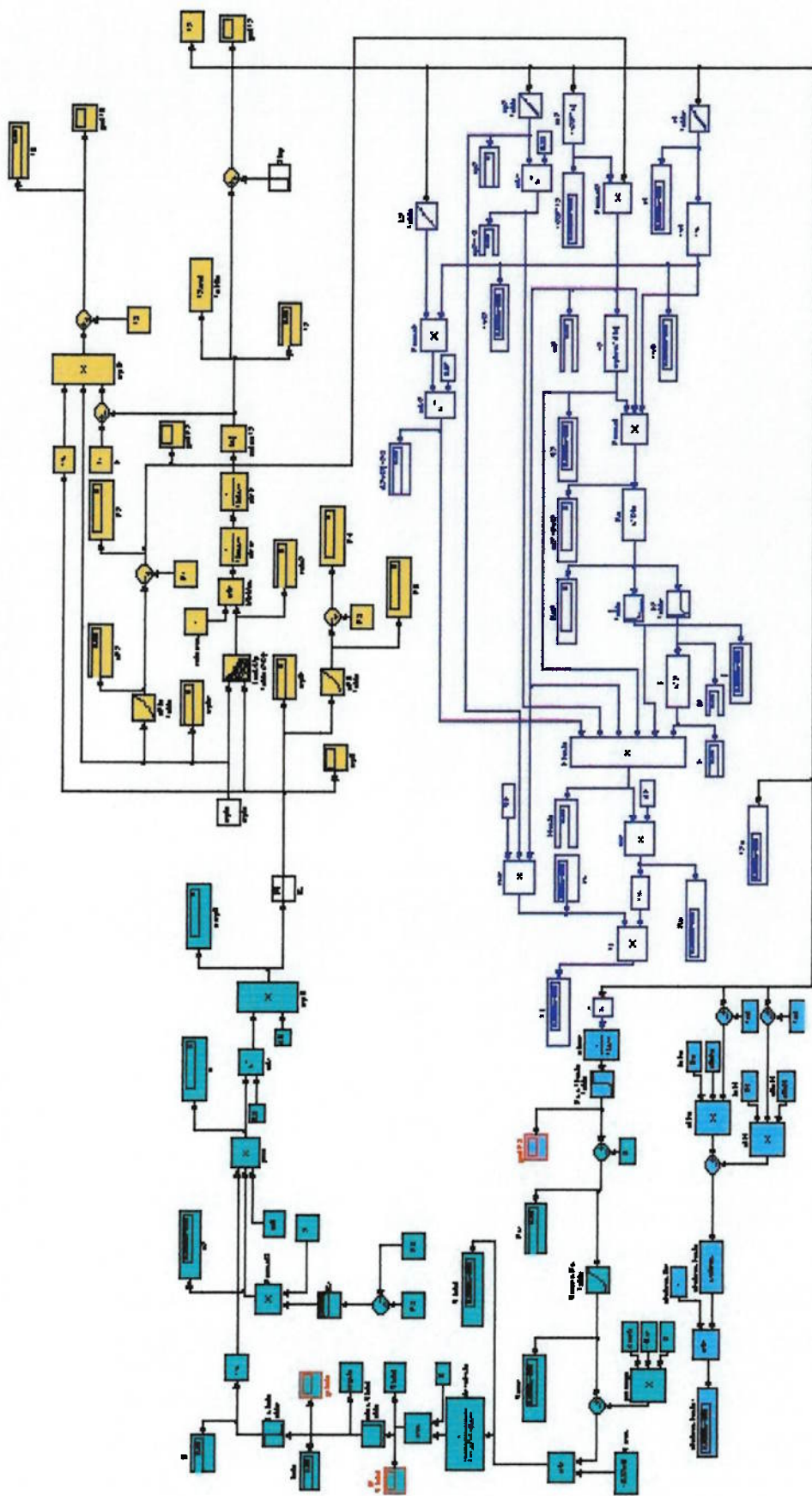
$$\rho_5 \cdot \forall . cp_5 T_5(s)s = \dot{m}_{lf} . cp_3 T_3(s) - \dot{m}_{lf} . cp_5 T_5(s) + UA(T_2(s) - T_3(s)) \quad (\text{B.6})$$

$$T_5(s) = \frac{1}{\left[\frac{\rho_5 \cdot \forall . cp_5 s}{\dot{m}_{lf} . cp_5 + UA} + 1 \right]} \left[\dot{m}_{lf} . cp_3 T_3(s) - UA T_3(s) \right] \quad (\text{B.7})$$

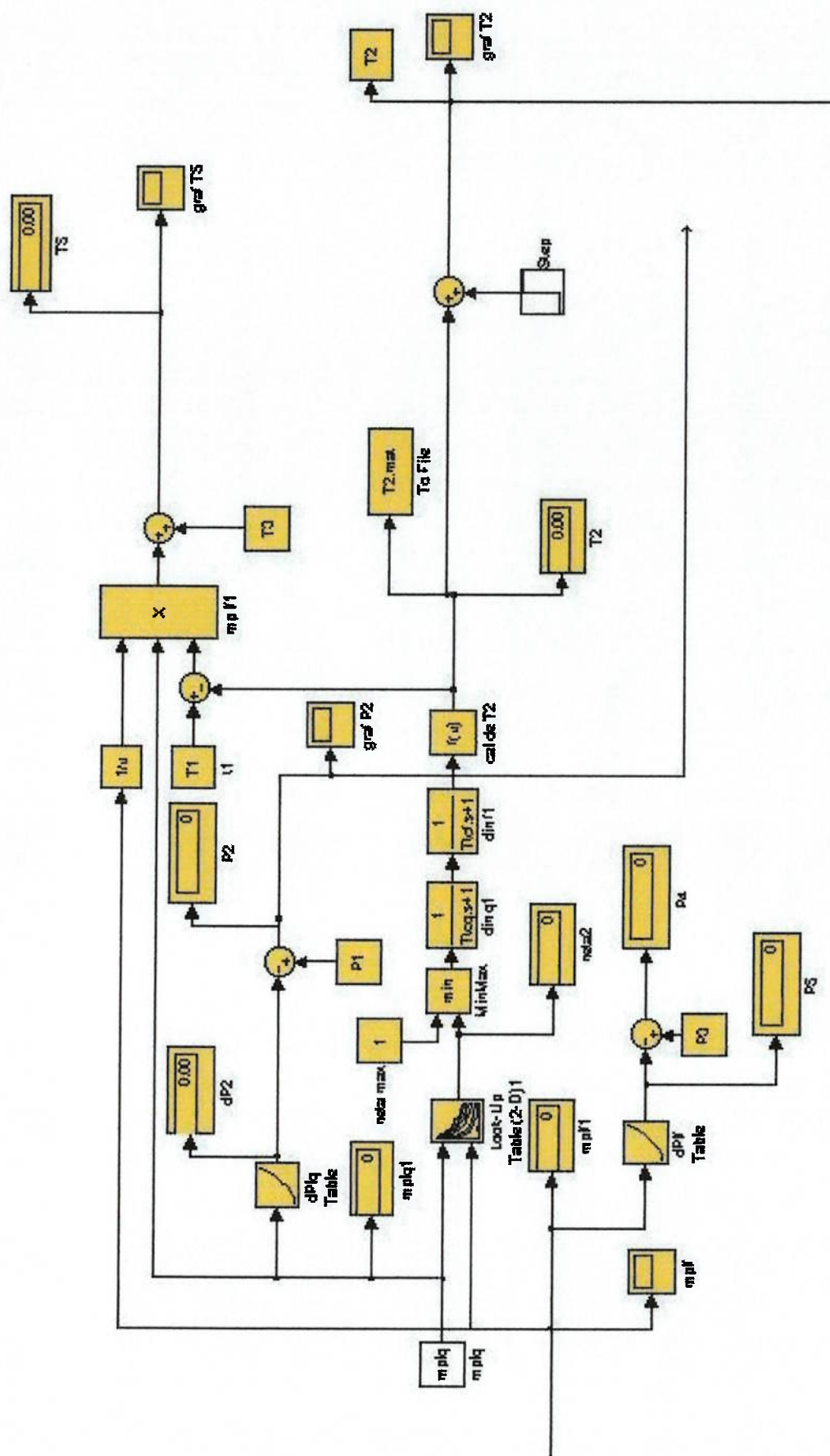
Assim, a constante de tempo da linha fria é:

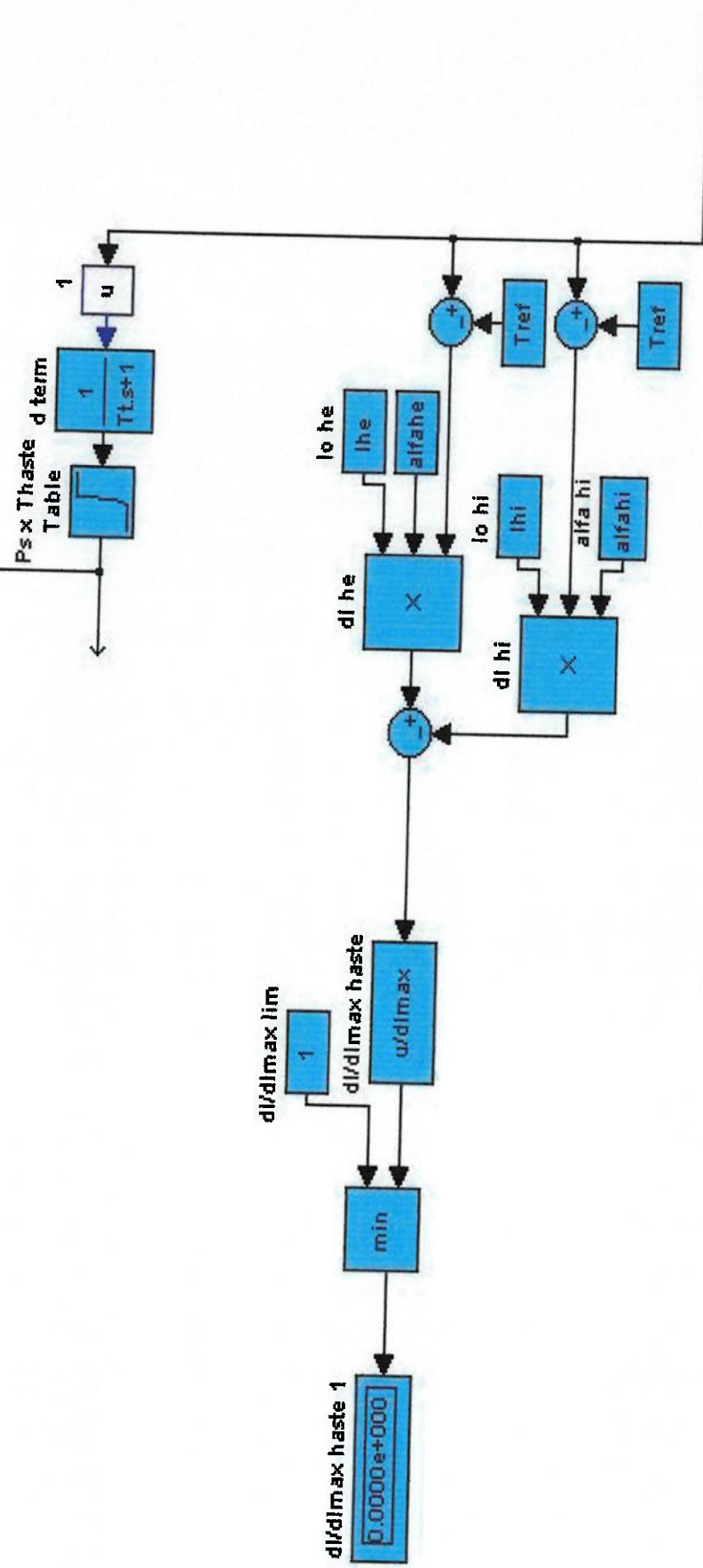
$$\mathfrak{T}_{lf} = \frac{\rho_5 \cdot \forall . cp_5 s}{\dot{m}_{lf} . cp_5 + UA} \quad (\text{B.8})$$

Anexo C



Anexo D1: Diagrama de bloques completo.



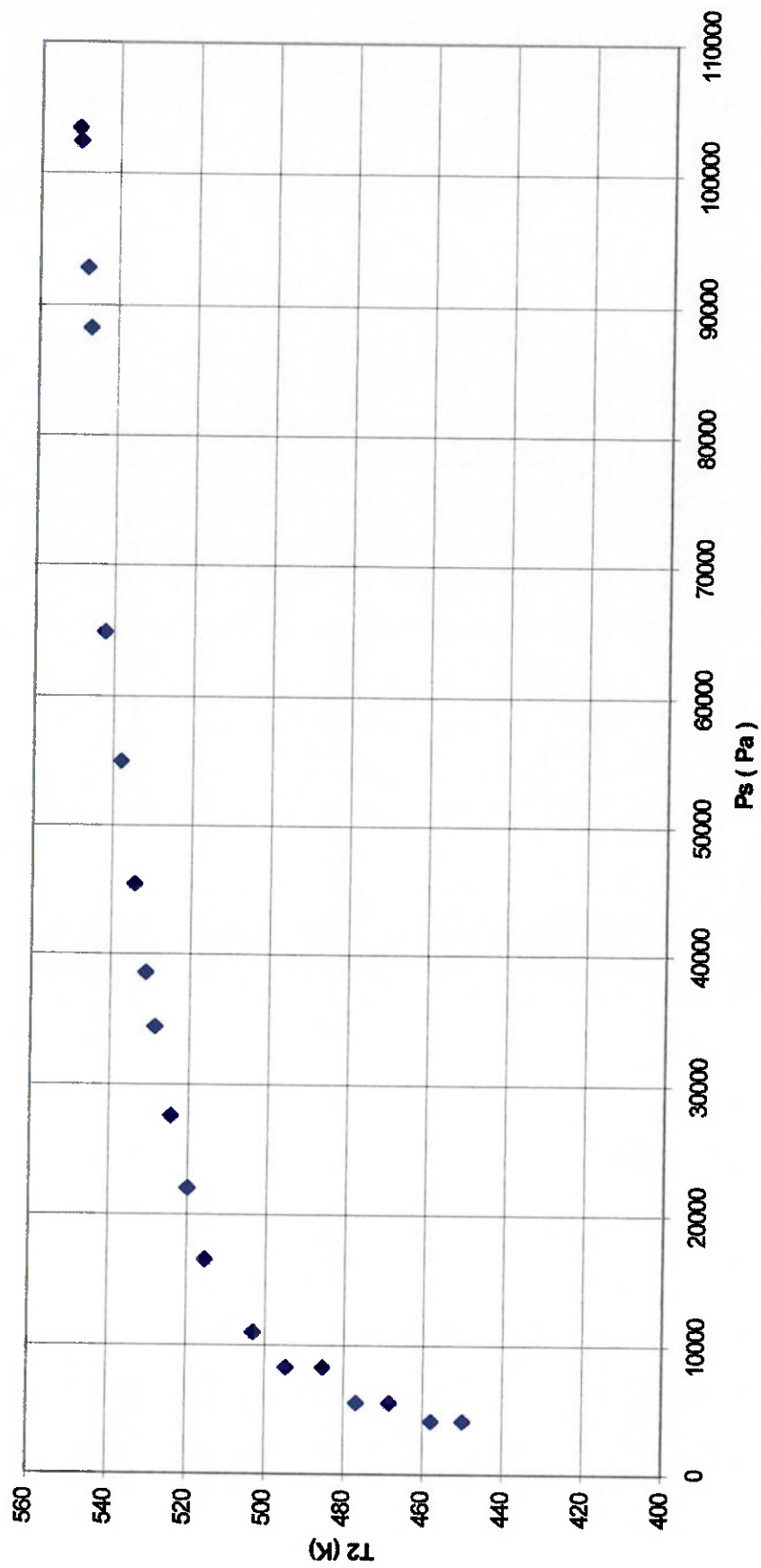


Anexo D3: Diagrama de blocos do termostato.

Anexo D4: Diagrama de blocos da válvula.

Anexo D

Temperatura da Haste do Termostato x Pressão na Câmara da Válvula

Figura D1: T_2 x P_s

Ângulo de Abertura da Válvula X Pressão na Câmara da Válvula

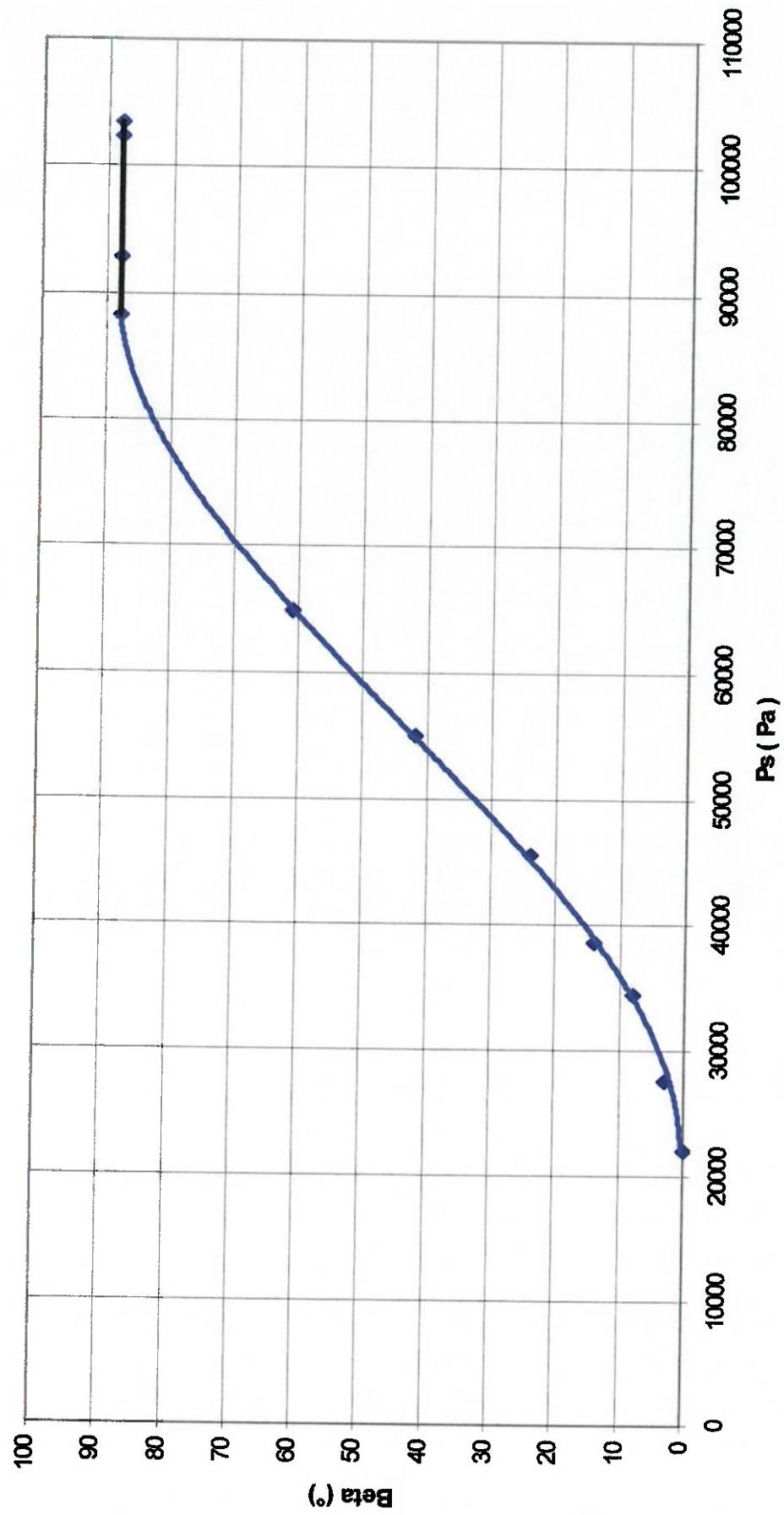
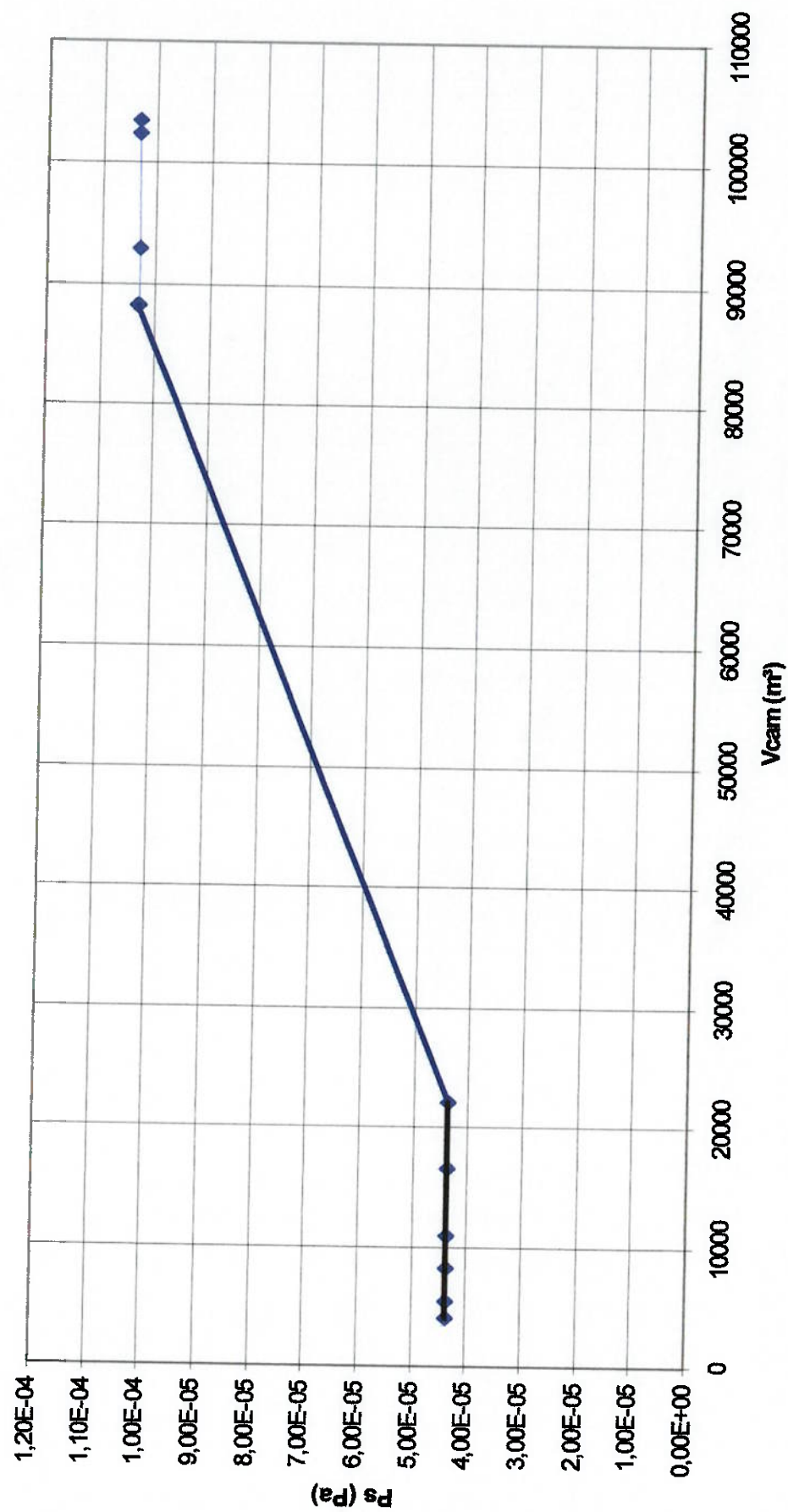


Figura D2: Beta x Ps

Pressão na Câmara da Válvula x Volume da Câmara da Válvula

Figura D3: P_s x Volume da Câmara.

Ângulo de Abertura da Válvula x Volume da Câmara

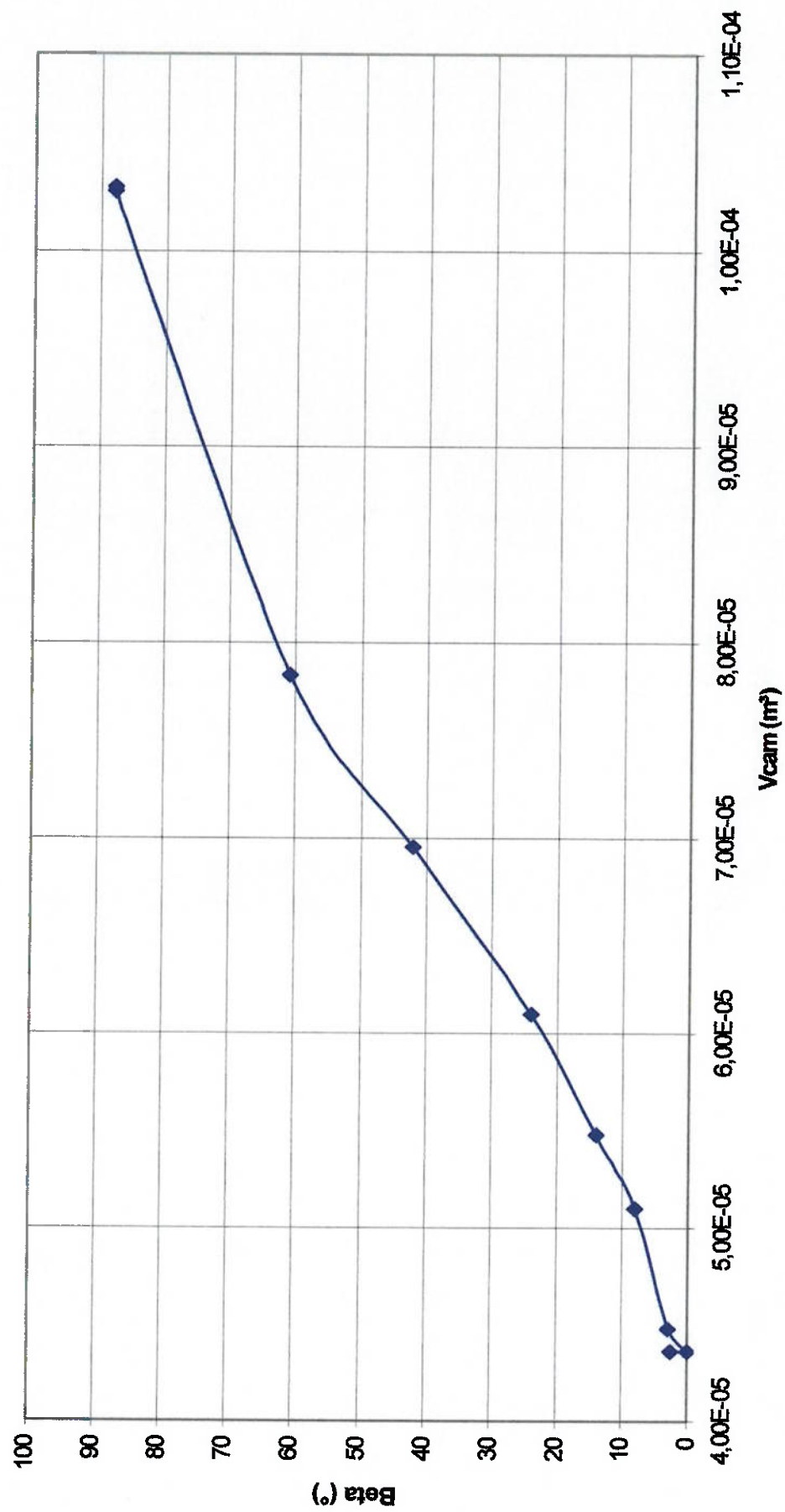


Figura D4: Beta x Volume da Câmara.

Coefficiente de singularidade x Beta (°)

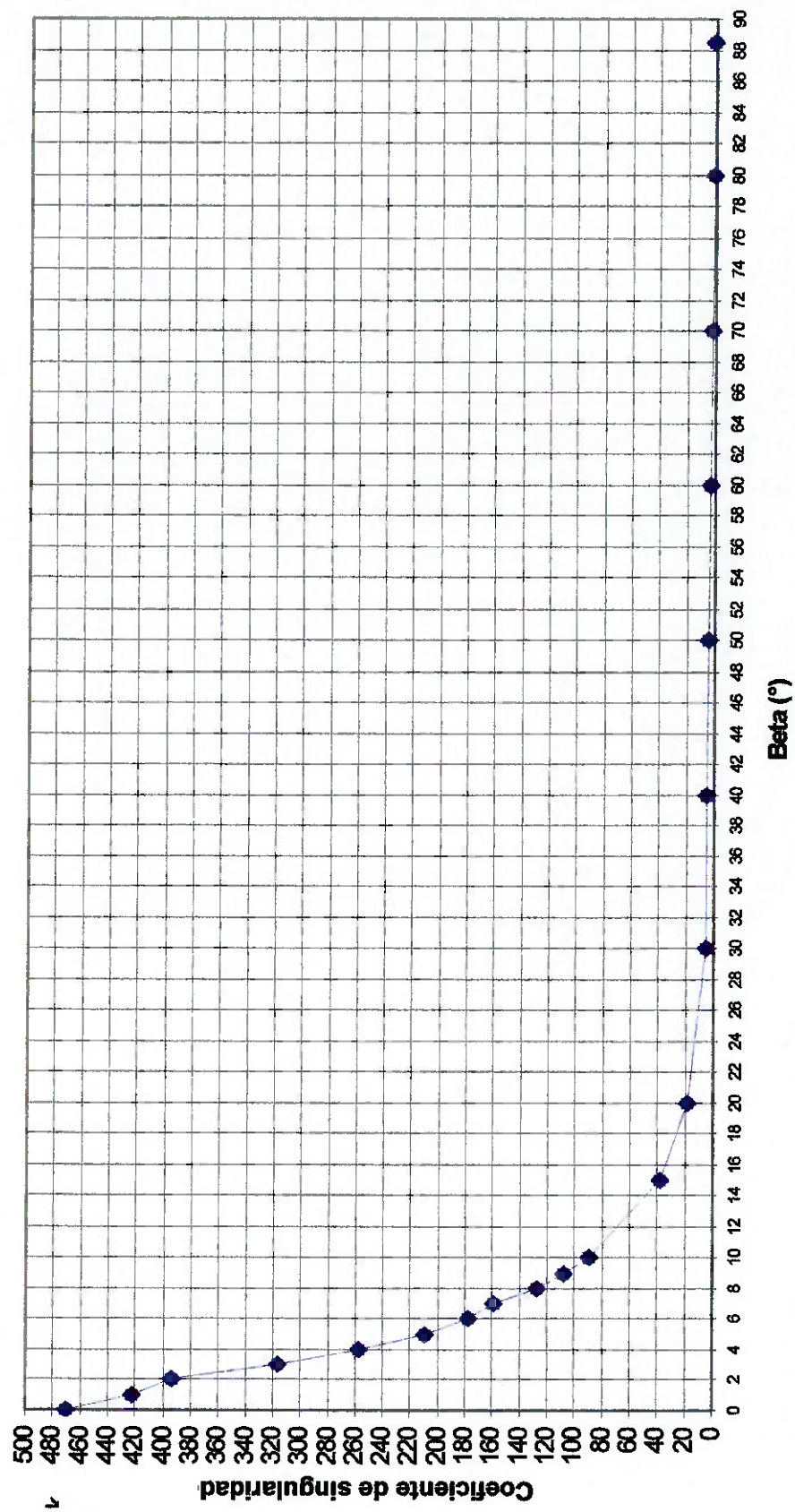


Figura D5: Coeficiente de singularidade x Beta.

