

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAMENTO MATEMÁTICO DE UM SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO EM REGIME  
PERMANENTE E TRANSITÓRIO, COM ANÁLISE  
COMPARATIVA DE DOIS TIPOS DE CONTRÔLE  
DE TEMPERATURA

AUTOR: MANUEL DA SILVA VALENTE DE ALMEIDA  
ORIENTADOR: PROF. Dr. LÁSZLÓ HALÁSZ  
CO-ORIENTADOR: PROF. Dr. CHANG-YU LIU

TESE APRESENTADA À FACULDADE DE  
ENGENHARIA DE CAMPINAS DA UNICAMP,  
COMO PARTE DOS REQUISITOS NECES  
SÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTU  
LO DE MESTRE EM CIÊNCIAS.

MARÇO/1982

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL

AGRADECIMENTOS:

Ao professor Dr. László Halász, orientador desta tese

Ao professor Dr. Chang-yu Liu, co-orientador desta tese

Aos colegas do Departamento de Projeto da EFEI e em especial ao professor Eli Silva pela ajuda e estímulo na elaboração deste trabalho.

Aos amigos, que nas horas mais difíceis sempre me apoiaram.

A todos que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

À minha esposa ...

## RESUMO

Primeiramente são desenvolvidos os modelos matemáticos para representar individualmente cada um dos componentes utilizados em sistemas de refrigeração, em função dos dados fornecidos pelos fabricantes. A seguir, desenvolve-se um modelo matemático para simular um sistema típico de refrigeração por compressão, que possui controle de temperatura de dois pontos, ligando ou desligando o sistema e controle de capacidade frigorífica do compressor em degraus.

Finalmente, os resultados da simulação do modelo matemático são comparados com valores experimentais obtidos de ensaios no sistema de refrigeração "TD-30" do laboratório de frio da FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA (FEAA) da UNICAMP, operando em regime transiente, obtendo-se resultados bastante satisfatórios.

### ABSTRACT

Mathematical models were elaborated to describe individually the components used in a compression refrigeration system, on the basis of manufacturer's data. Then, a mathematical model was developed to simulate a typical refrigeration system with two-position control, switching on and off the system, and stepwise capacity control of the compressor, respectively.

The results of the simulation by the mathematical model compared with experimental data obtained with the refrigeration system TD-30 in the laboratory of the Faculty of Food and Agricultural Engineering (FEAA) of UNICAMP showed quite good agreement, even in operation under transient conditions.

## ÍNDICE

ÍTEM	PÁGINA
1 - Introdução	1
1.1 - Apresentação	1
1.2 - Pesquisa bibliográfica	2
1.3 - Descrição do equipamento	3
2 - Propriedades termodinâmicas dos fluidos utilizados	9
2.1 - Refrigerante-12	9
2.2 - Solução de etileno glicol	12
3 - Análise dos Componentes da Instalação frigorífica	16
3.1 - Compressor alternativo	16
3.2 - Condensador "Shell and Coil"	42
3.3 - Trocador de calor intermediário	50
3.4 - Evaporador "Shell and Tube"	53
3.5 - Reservatório da solução de etileno glicol	63
4 - Materiais e métodos	67
4.1 - Banco de ensaio	67
4.2 - Experimentos	70
4.3 - Modelo matemático	72
4.4 - Controles	74
5 - Resultados e discussões	76
5.1 - Resultados experimentais	76
5.2 - Resultados de simulação	81

5.3 - Resultados de simulação com controle ON/OFF de temperatura do produto	87
5.4 - Resultados de simulação com controle ON/OFF e controle de capacidade do compressor "Step-Wise"	97
5.5 - Discussão dos resultados	107
5.6 - Conclusões e sugestões	109
LISTA DE SÍMBOLOS	143
Referências Bibliográficas	148
Apêndices	150

## 1 - INTRODUÇÃO

### 1.1 - Apresentação

Este trabalho tem como objetivo desenvolver um mo  
dêlo matemático para simular a dinâmica de resfriamento de um  
sistema frigorífico por compressão de vapor, determinar as con  
dições de regime e o tempo necessário para que este processo ocor  
ra conhecidas as condições iniciais e os parâmetros do sistema.  
Como passo seguinte, os resultados obtidos na simulação do modêlo  
matemático devem ser quantitativamente comparados com valores ex  
perimentais levantados no sistema de refrigeração TD-30 do labo  
ratório de frio da FEAA da UNICAMP.

Os resultados da simulação do sistema com contrô  
le de capacidade frigorífica e contrô  
le de temperatura do produ  
to são apresentados na forma gráfica. A simulação é feita para  
dois tipos de contrô  
le normalmente utilizados em sistemas de re  
friger  
ação:

a) Contrô  
le de dois pontos ou "ON/OFF", como é  
chamado técnicamente na literatura no idioma inglês,

b) Contrô  
le de capacidade frigorífica do compres  
sor por retirada de cilindros de funcionamento ou "Step - Wise  
Control", como é chamado técnicamente na literatura no idioma  
inglês.

O contrô  
le de dois pontos funciona através de um  
termostato localizado no reservatório de etileno glicol, que irá  
ligar o sistema frigorífico quando a temperatura se tornar supe  
ri



rior a um valor qualquer especificado ( $T_{\text{máx}}$ ) e desligá-lo quando a temperatura tiver caído a um valor mínimo especificado ( $T_{\text{min}}$ ). Na simulação apresentada a faixa de operação do termostato é de 4°C.

O controle de capacidade do compressor é um sistema em que um sensor de pressão, normalmente um pressostato, localizado na linha de sucção do compressor é previamente regulado para operar quando a pressão atingir um certo valor, neste caso, a operação consiste em manter aberta a válvula de admissão do cilindro. Estando um cilindro fora de funcionamento, o fluxo de massa circulado pelo compressor é menor e consequentemente, a capacidade frigorífica do sistema diminui.

## 1.2 - Pesquisa bibliográfica.

Os princípios básicos do sistema de refrigeração por compressão de vapor são didaticamente bem apresentados por Stoecker [12] e Dossat [2].

As análises dos sistemas de refrigeração são feitas sempre para regime permanente, através do balanço termodinâmico de Energia e balanço de massa.

Stoecker [1], [13] e [14], tem procurado fazer uma análise dos sistemas de refrigeração que possibilite a simulação do sistema em regime permanente. Alguns trabalhos apresentam sugestões de simulação da performance dos componentes em função de parâmetros característicos do sistema. As características de performance dos componentes são normalmente fornecidas

pelos fabricantes na forma de gráficos ou tabelas, para a simulação é mais interessante que estas características possam ser representadas na forma de equações.

Stoecker [1] apresenta um programa de computação em FORTRAN para regressão bi-quadrática, que possibilita determinar os coeficientes para uma equação polinomial de duas variáveis independentes e uma dependente até nove termos. Este programa foi utilizado neste trabalho sempre que houve necessidade de obter a equação representativa das características dos componentes em função de mais de uma variável independente.

Stoecker [14], apresenta um programa geral para simulação de sistemas térmicos em regime permanente, no entanto, não nos foi possível utilizá-lo uma vez que não se obteve convergência para o sistema de equações do sistema de refrigerante aqui apresentado. A não convergência para certas condições já havia sido prevista pelo autor.

Modelamentos matemáticos para simular regimes transientes em sistemas térmicos não foram encontrados na literatura pesquisada.

### 1.3 - Descrição do equipamento.

O esquema básico do equipamento de refrigeração do laboratório de frio da FEAA é utilizado como modelo físico para simular a dinâmica de resfriamento é apresentado na figura (1.3.1)

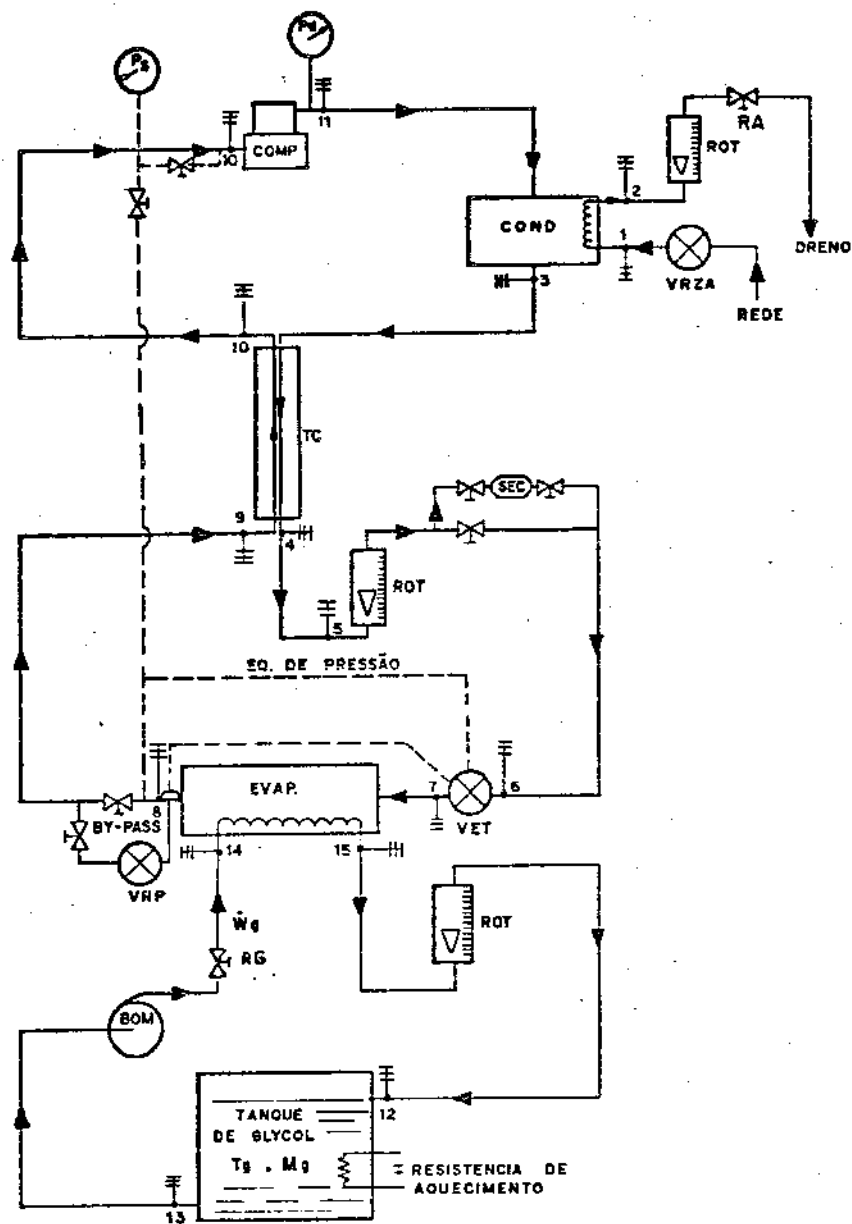
A figura (1.3.2) representa num diagrama P-h para refrigerante-12, o ciclo frigorífico teórico (linha tracejada),

e real (linha contínua), para um sistema de refrigeração a compressão de vapor.

O refrigerante-12 é circulado no sistema pelo compressor (comp), que aspira o vapor a baixa temperatura e pressão (10) e descarrega-o a alta temperatura e alta pressão (11). Normalmente, a literatura afim considera o processo de compressão no compressor como um processo isoentrópico, o processo real, no entanto, desvia-se um pouco desta hipótese. O gás de refrigerante ao deixar o compressor na condição (11) é transportado até o condensador pela linha de descarga, que neste caso está isolada, e pode-se considerar que não há perda de calor da linha para o meio externo.

No condensador, o vapor de refrigerante superaquecido na condição (11) é dessuperaquecido, condensado e sub-resfriado, praticamente à pressão constante. Na saída do condensador o refrigerante encontra-se na condição (3). O calor rejeitado pelo refrigerante é absorvido pela água de condensação. No sistema TD-30 da FEAA, a água utilizada no condensador vem da rede de abastecimento doméstica. Através da válvula manual (RA), pode-se regular o fluxo de água de condensação que é lido através do rotametro instalado na descarga da água para o dreno. As temperaturas de entrada e saída da água são lidas respectivamente pelos termopares 1 e 2.

O refrigerante na forma líquida, na condição 3 passa através do trocador de calor intermediário (TC) e troca calor com o vapor de refrigerante a baixa temperatura e baixa presção que sai do evaporador (evap.), saindo sub-resfriado à temperatura  $T_4$  menor que a temperatura  $T_3$ . A temperatura  $T_5$  e  $T_6$  são



☯	• TERMOPAR
⊙	• MANOMETRO
COMP	• COMPRESSOR
COND	• CONDENSADOR
EVAP	• EVAPORADOR
TC	• TROCADOR DE CALOR
BOM	• BOMBA, DE ÉTILENO GLICOL
ROT	• ROTAMETRO
VRZA	• VÁLVULA REG. VAZÃO H <sub>2</sub> O
VET	• VÁLVULA EXP. TERMOSTÁTICA
VVP	• VÁLVULA REG. PRESSÃO
SEC	• SECADOR DE REFRIGERANTE

DATA	21/10/81	
VISTO		
DESENHO		
ESCALA		
UNIDADE		ESQUEMA DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA TD-30 DO LABORATÓRIO DE FRIO DA FEAA UNICAMP
		FIGURA 1.3.1

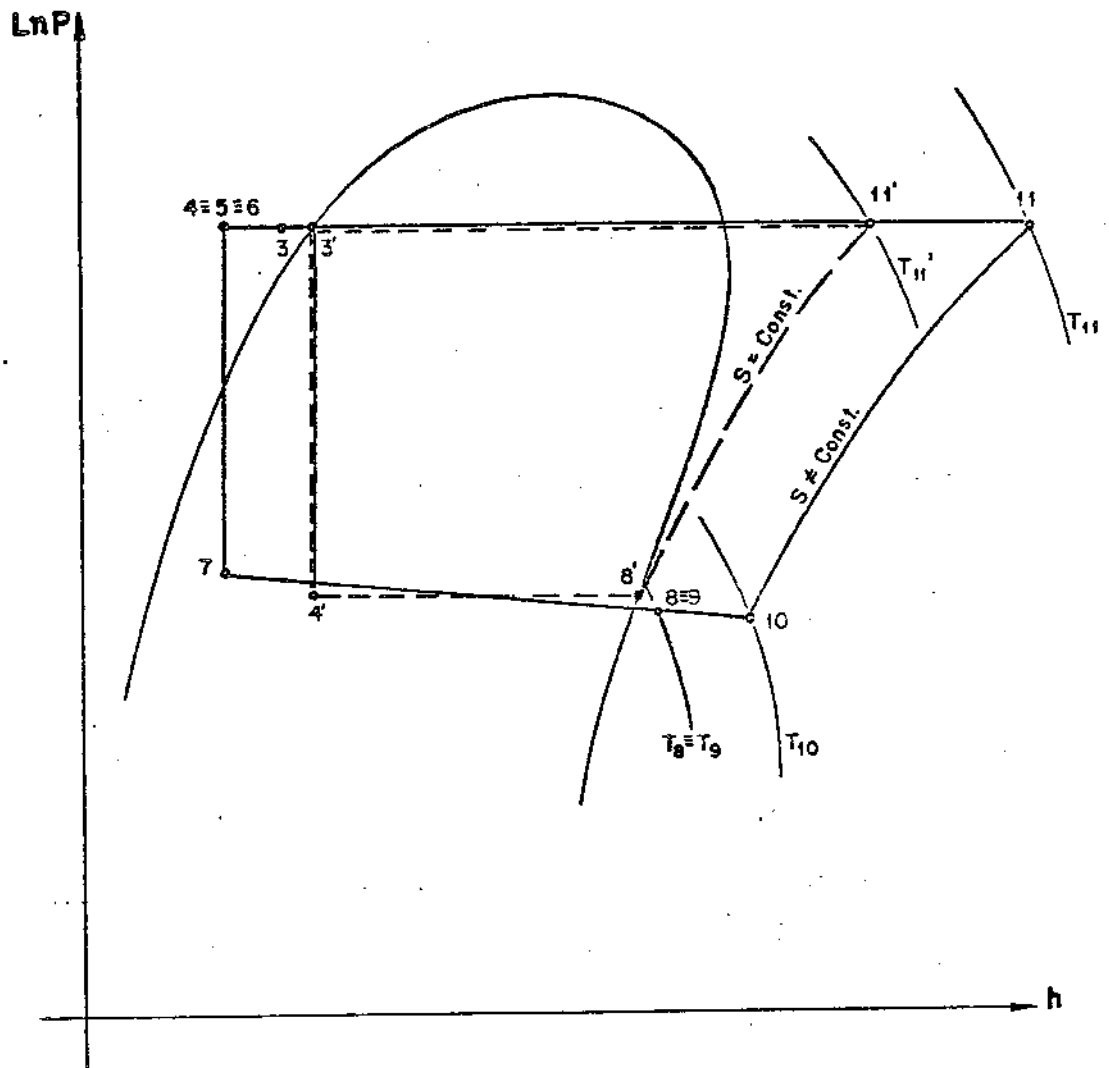


FIGURA 1.3.2 — CICLO FRIGORÍFICO TEÓRICO E PRÁTICO DE UM SISTEMA FRIGORÍFICO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.

praticamente iguais à temperatura  $T_4$ , pois além da linha de 4 a 6 ser isolada a temperatura do refrigerante nesta parte do sistema é praticamente igual a temperatura ambiente ( $T_\infty$ ).

O rotâmetro instalado entre o trocador intermediário de calor (TC) e a válvula de expansão termostática, onde o refrigerante se encontra totalmente na forma de líquido, nos permite medir o fluxo de refrigerante em qualquer instante.

O equipamento frigorífico utiliza uma válvula de expansão termostática com equalização extrema (VET), que possibilita o controle automático de refrigerante mantendo o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador (EVAP) constante. A válvula foi regulada previamente para superaquecimento de  $0^\circ\text{C}$ . O processo de expansão, que ocorre na válvula é considerado como isoentálpico no modelo matemático.

No evaporador (EVAP.), o fluido refrigerante retira calor do etileno glicol saindo na condição de vapor saturado seco (8). O vapor de refrigerante saturado recebe calor no trocador de calor (TC) e é aspirado pelo compressor (Comp) na condição 10, fechando o ciclo termodinâmico do fluido de trabalho.

As tubulações que interligam os componentes do sistema são todas isoladas evitando-se assim, ganhos e perdas de calor nas linhas. Todos os componentes do sistema, a menos do compressor e bomba de etileno glicol, são isolados permitindo-nos admitir que não há troca de calor com o meio externo.

A vazão de etileno glicol é fornecida através da bomba (Bom), e o fluxo pode ser regulado pelo registro (RG) e medido no rotamento após ter sido resfriado no evaporador.

No tanque de etileno glicol, que também é isolado, um conjunto de resistências elétricas simulam a carga térmica do sistema. Através de uma chave elétrica seletora pode-se selecionar um dos conjuntos de resistências, variando assim a carga térmica do sistema. A quantidade de etileno glicol no tanque ( $M_g$ ), e a temperatura inicial do etileno glicol no tanque ( $T_g$ ), são uns dos parâmetros mais importantes do sistema.

## 2 - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS FLUIDOS UTILIZADOS.

### 2.1 - Refrigerante-12

Um refrigerante é qualquer corpo ou substância que age como um agente refrigerante (têrmico), pela absorção de calor de outro corpo ou substância

Com relação ao ciclo de compressão do vapor, o refrigerante é o fluido de trabalho do ciclo que alternadamente vaporiza e condensa quando absorve e cede calor, respectivamente. Para ser adequado para o uso como refrigerante no ciclo de compressão do vapor, um fluido deve possuir propriedades químicas, físicas e termodinâmicas que o tornem tanto seguro como econômico para o uso.

O refrigerante-12 ( $\text{CCL}_2\text{F}_2$ ) provavelmente é um dos refrigerantes mais usado atualmente. É um refrigerante completamente seguro, visto que não é tóxico nem explosivo. Além disso, é um composto altamente estável, difícil de se alterar mesmo sob condições extremas de operação. Sob condições atmosféricas normais, tem uma temperatura de ebulição de  $-29,8^\circ\text{C}$  tornando-se um refrigerante apropriado para aplicações de temperaturas, altas, médias e baixas e com todos os tipos de compressores.

O fato de que o Refrigerante-12 é miscível ao óleo sob todas as condições de operação, não somente simplifica o problema de retorno do óleo, mas também tende a aumentar a eficiência e a capacidade do sistema, porque a ação solvente do refrigerante mantém os tubos do evaporador e do condensador rela



tivamente livres de película de óleo que de outro modo tenderiam a reduzir a capacidade de transmissão de calor destas duas unidades.

As relações entre temperatura, pressão, volume específico e entalpia específica para o Refrigerante-12 nas condições de saturação e vapor superaquecido são apresentadas normalmente em um diagrama pressão-entalpia e tabelas função de pressão e temperatura.

Para os cálculos numéricos algumas dessas propriedades são relacionadas por PLANK [10], e outras foram desenvolvidas para a faixa de trabalho normal dos sistemas de refrigeração por compressão do vapor. Essas equações são:

A entalpia específica do líquido saturado ( $h_{l_s}$ ), para o Refrigerante-12 em função da temperatura de saturação ( $T_s$ ), com dados tabelados da Du Pont [11], em kcal/kg é

$$h_{l_s} = 100,04373 + 0,21300 T_s + 0,000395 T_s^2 \quad (2.1.1)$$

$$0 < T_s < 70^\circ\text{C}$$

onde o erro percentual máximo  $(\epsilon\%)_{\text{máx}}$  dos valores de entalpia calculados pela equação (2.1.1) no domínio da equação é de 0,03%.

A entalpia específica do vapor saturado ( $h_{v_s}$ ), para o Refrigerante-12 em função da temperatura de saturação ( $T_s$ ), com dados tabelados da Du Pont [11], em kcal/kg é

$$h_{v_s} = 136,18579 + 0,100816 T_s - 0,00017980 T_s^2 \quad (2.1.2)$$

$$-40 < T_s < 45^\circ\text{C}$$

onde o erro máximo percentual  $(\epsilon\%)_{\text{máx}}$  no domínio da equação (2.1.2) é de 0,02%:

Para o campo saturado pressão e temperatura são relacionadas por Eiseman e Col. citada em [9].

$$\log P_s = 39,88381727 - 3436,632228/T_s - 12,47152228 \log T_s + 0,00473 T_s \quad (2.1.3)$$

onde  $T_s$ , temperatura de saturação, em °R e  $P_s$ , pressão de saturação absoluta em lbf/in<sup>2</sup>, (Psia).

A entalpia específica do vapor superaquecido ( $h_{vsa}$ ), pode ser relacionada em função da temperatura e da pressão, segundo Plank [10], a relação é

$$h_{vsa} = 108,15 + 0,0736 T + 0,0001195 T^2 - P \left( \frac{0,01119}{T} - 0,00001114 \right) \quad (2.1.4)$$

onde  $T$ , temperatura do vapor super-aquecido, em °K;  $h_{vsa}$ , entalpia do vapor super-aquecido em kcal/kg e  $P$ , pressão, em kgf/m<sup>2</sup>.

A equação (2.1.4) foi ligeiramente corrigida para ajustar os valores calculados com os dados fornecidos pela Du Pont [11].

O volume específico do vapor ( $v$ ), para o Refrigerante-12 em função da temperatura de saturação ( $T_s$ ), com dados tabelados da Du Pont [11], em m<sup>3</sup>/kg, foi correlacionado pela equação (2.1.5)

$$v = \text{EXP}(168,1200 + 0,0040(T - T_s) - 52,3710 \ln T_s + 3,9015 (\ln T_s)^2) \quad (2.1.5)$$

a equação (2.1.5) é válida na faixa de

$$233 < T_s < 303 \text{ } ^\circ\text{K}, \quad 0 \leq (T - T_s) \leq 70 \text{ } ^\circ\text{K}$$

onde  $T_s$ , temperatura de saturação, em  $^\circ\text{K}$ , e  $T$  temperatura do vapor superaquecido, em  $^\circ\text{K}$ .

A diferença  $(T - T_s)$  significa a quantidade de superaquecimento do Refrigerante-12 com relação à temperatura de saturação  $T_s$ , isto pode ser visualizado no diagrama esquemático da Figura (2.1.1).

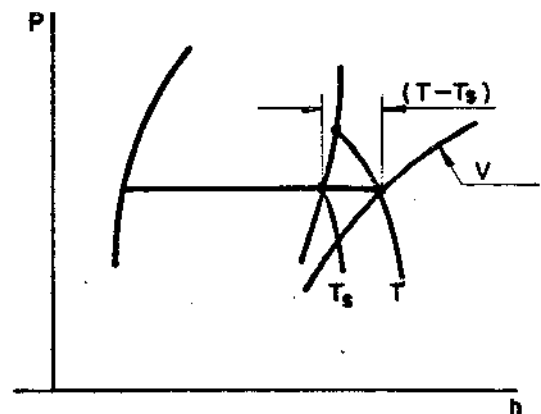


Figura 2.1.1

## 2.2 - Solução de Etileno glicol

O etileno glicol é uma salmoura utilizada normalmente como agente intermediário de resfriamento em sistema em que há necessidade de resfriamento de câmaras afastadas da central de resfriamento e temperaturas menores que zero graus Celsius.

As propriedades térmicas e de transporte são funções da temperatura e concentração em peso do etileno glicol.

Para o calor específico ( $C_{pg}$ ) temos

$$C_{pg} = 1,0304 + 0,7336 \cdot 10^{-3} T - 0,3268 \cdot 10^{-5} T^2 - 0,5680 \cdot 10^{-2} X + 0,4127 \cdot 10^{-5} X^2 + 1,1365 \cdot 10^{-5} XT \quad (2.2.1)$$

$$[C_{pg}] \cong [\text{kcal/kg } ^\circ\text{C}]$$

onde  $X$  = concentração em peso de etileno glicol na água, em porcentagem, para solução líquida

$T$  = temperatura em  $^{\circ}\text{C}$

$$20 \leq X \leq 90\%$$

$$-20 \leq T \leq 100^{\circ}\text{C}$$

O erro máximo porcentual  $(\epsilon\%)_{\text{máx}}$  para a equação (2.2.1) comparando com os dados tabelados pela Carrier [6] é de  $\epsilon\%_{\text{máx}} = 1,9\%$

Para a condutividade térmica ( $k_g$ ) duas equações são necessárias, são elas:

$$k_g = 0,04108 + 0,12037 \cdot 10^{-4} T + 0,47857 \cdot 10^{-7} T^2 - 0,35058 \cdot 10^{-3} X + 0,12940 \cdot 10^{-5} X^2 \quad (2.2.2)$$

$$[k_g] \equiv [\text{kcal/h m } ^{\circ}\text{C}]$$

A equação (2.2.2) é válida na faixa

$$-20 \leq T \leq 100^{\circ}\text{C}$$

$$20 \leq X \leq 40\%$$

Para concentrações maiores, a condutividade térmica é representada pela equação (2.2.3)

$$k_g = 0,047014 - 0,287936 \cdot 10^{-4} T - 0,31746 \cdot 10^{-7} T^2 - 0,3706 \cdot 10^{-3} X + 0,112857 \cdot 10^{-5} X^2 \quad (2.2.3)$$

válida na faixa de temperatura e concentração:

$$-20 \leq T \leq 100^{\circ}\text{C}$$

$$40 < X \leq 90\%$$

$$[k_g] \equiv [\text{kcal/h m } ^{\circ}\text{C}]$$

O erro máximo das equações (2.2.2) e (2.2.3) comparando a dados tabelados pelo Carrier[6] é de

$$(\epsilon\%)_{\text{máx}} = 3,0\%.$$

Para a massa específica do etileno glicol temos

$$\rho_g = 1012,17 - 0,528755 T - 0,00027 T^2 + 1,2081 X \quad (2.2.4)$$

$$[\rho_g] \quad [\text{kg/m}^3]$$

Para a faixa de temperatura e concentração de

$$-20 \leq T \leq 40^{\circ}\text{C}$$

$$20 \leq X \leq 90\%$$

O erro máximo da equação (2.2.4) é de

$$(\epsilon\%)_{\text{máx}} = 1,0\%$$

As equações até aqui apresentadas são usadas no modelo matemático para simulação do sistema de refrigeração. Os

erros das propriedades termodinâmicas calculadas pelas equações são menores que os erros admitidos na análise de sistemas térmicos, e portanto, não comprometem os resultados simulados.

### 3 - ANÁLISE DOS COMPONENTES DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA.

#### 3.1 - Compressor Alternativo

O compressor tem como função, num sistema de refrigeração a compressão de vapor, circular o fluido de trabalho pelo sistema, para que isto seja possível deve fornecer uma certa quantidade de energia ao fluido de trabalho. A energia é suprida ao compressor, normalmente, por um motor elétrico.

O desempenho do compressor e a eficiência do ciclo frigorífico variam consideravelmente com as condições de operação do sistema como um todo. O fator mais importante, que determina a capacidade do compressor é a temperatura de vaporização ( $T_0$ ) do fluido de trabalho no evaporador, isto é, a temperatura de admissão do vapor de refrigerante pelo compressor, que está intimamente ligada à temperatura da vaporização.

As grandes variações na capacidade frigorífica do compressor, que são acompanhadas de mudança na temperatura de admissão do gás de refrigerante, são principalmente um resultado da variação na densidade do vapor que enche o cilindro. Quanto maior a temperatura de vaporização do fluido de trabalho, mais elevada é a pressão de vaporização e maior é a densidade do vapor na sucção. E por este motivo, cada unidade de volume de vapor comprimida pelo compressor representa uma maior massa de refrigerante circulada na unidade de tempo.

Outro fator que determina o aumento de capacidade associado ao aumento de temperatura de vaporização ( $T_0$ ), é a eficiência volumétrica do compressor. Como já dito, aumentando

a pressão de vaporização, a relação de pressões absolutas diminue e a eficiência volumétrica aumenta. Outra contribuição ao aumento da capacidade decorrente do aumento de temperatura de vaporização é o aumento do efeito frigorífico do ciclo de trabalho. Entre todos os efeitos citados até aqui, o efeito preponderante, no entanto, é a variação na densidade do vapor do fluido de trabalho.

O trabalho executado pelo compressor é uma função da massa de fluido de trabalho que deve circular no sistema. As hipóteses necessárias para modelar matematicamente o compressor operando em regime permanente são as seguintes:

a) O regime de escoamento de fluido frigorífico é considerado constante, ou seja, não há variação do fluxo de massa de fluido no cilindro(s) do compressor no intervalo de tempo considerado.

b) As possíveis variações de energia cinética e potencial do fluido de trabalho entre a entrada e saída do cilindro do compressor são desprezadas.

c) Considera-se que a carga térmica não influencia a rotação do compressor, ou seja, a rotação do compressor é constante em todo o intervalo de tempo.

Considerando-se o ciclo termodinâmico do fluido de trabalho, a potência ( $\dot{W}_C$ ) que o compressor gasta para realizar um processo politrópico qualquer de compressão será:

$$\delta w_C / \delta t = (h_{11} - h_{10}) \delta m_f / \delta t + \delta Q_{VC} / \delta t \quad (3.1.1)$$

onde,  $\delta Q_{VC} / \delta t$  é o fluxo líquido de calor que flui do compressor



para o meio externo. Comparando-se este fluxo de calor ( $\delta Q_{VC}/\delta t$ ), ao fluxo  $(h_{11} - h_{10})\delta m_f/\delta t$ , o primeiro pode ser desprezado sem acarretar erros significativos na análise do sistema. Com esta simplificação a equação (3.1.1) fica:

$$\dot{w}_c = (h_{11} - h_{10}) \dot{m}_f \quad (3.1.2)$$

onde

$$\dot{w}_c = \delta w_c / \delta t \quad \text{e} \quad \dot{m}_f = \delta m_f / \delta t$$

A eficiência volumétrica teórica ( $\eta_v$ ), do compressor para uma transformação ideal é expressa pela equação (3.1.3) e observa-se que esta é uma função da relação de pressões absolutas entre entrada e saída do cilindro e do espaço morto do cilindro.

$$\eta_v = 1 - m(r^{1/n} - 1) \quad (3.1.3)$$

sendo:

$$m = V_o/V_d \quad (3.1.4)$$

$$r = P_c/P_s \quad (3.1.5)$$

A definição da eficiência volumétrica real ( $\eta_{vr}$ ), leva em consideração os efeitos, na mudança da temperatura do fluido ao entrar no cilindro ( $\lambda_t$ ), na variação da pressão que ocorre quando o fluido passa através das válvulas de admissão e descarga ( $\lambda_p$ ), e nas fugas de gás nas válvulas ( $\lambda_f$ ). Matematicamente a eficiência volumétrica real ( $\eta_{vr}$ ), pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\eta_{vr} = \eta_v \cdot \lambda_t \cdot \lambda_p \cdot \lambda_f \quad (3.1.6)$$

A equação (3.1.6) mostra que a eficiência volumétrica real ( $\eta_{vr}$ ), continua sendo uma função da relação de pressões absolutas ( $r$ ) como ocorre com a eficiência volumétrica teórica ( $\eta_v$ ).

O deslocamento volumétrico teórico ( $V_d$ ) que o compressor pode deslocar é função somente do seu tamanho e de sua rotação. Para rotação ( $N$ ) em rpm, o deslocamento volumétrico ( $V_d$ ) em  $m^3/h$  é dado pela seguinte expressão:

$$V_d = (\pi D^2/4) \cdot l \cdot i \cdot N \cdot 60 \quad (3.1.7)$$

O fluxo mássico real ( $\dot{m}_f$ ), deslocado pelo compressor é função do deslocamento volumétrico teórico ( $V_d$ ), da eficiência volumétrica real ( $\eta_{vr}$ ) e do volume específico do fluido de trabalho na entrada do compressor ( $v_{10}$ )

$$\dot{m}_f = V_d \eta_{vr} / v_{10} \quad (3.1.8)$$

A eficiência volumétrica real ( $\eta_{vr}$ ) pode ser determinada através da equação (3.1.8), se forem conhecidos: o compressor, o fluido de trabalho e o ciclo termodinâmico em que o sistema está operando.

Os valores tabulados na tabela (3.1.1) foram determinados com dados de ensaio em regime permanente e correlacionados pela equação (3.1.8). O valor médio encontrado para a eficiência volumétrica real do compressor foi de 67,8% valor este bem próximo aos valores médios encontrados na literatura. Os valores de eficiência volumétrica real tabelados são plotados na

figura (3.1.1).

Tabela 3.1.1 - Valores $\eta_{vr}$ em função de $P_C/P_S$							
$P_C$	$P_S$	$P_C/P_S$	$\eta_{vr}$	$P_C$	$P_S$	$P_C/P_S$	$\eta_{vr}$
BAR	BAR	-	%	BAR	BAR	-	%
10,00	1,90	5,26	64,7	8,85	1,90	4,66	68,1
10,35	1,95	5,31	68,8	8,85	2,00	4,43	67,6
10,55	2,00	5,28	69,0	8,85	2,00	4,43	68,3
10,55	2,10	5,02	69,2	9,05	1,55	5,84	67,5
10,65	2,15	4,95	69,9	9,25	1,80	5,14	65,8
9,05	1,75	5,17	65,6	9,35	1,90	4,67	67,9
9,55	1,95	4,90	65,0	9,35	1,90	4,67	69,2
9,75	2,05	4,76	66,1	9,35	2,00	4,45	68,4
9,75	2,05	4,76	66,9	8,85	1,55	5,71	66,1
9,75	2,07	4,71	67,6	9,05	1,70	5,32	71,1
8,65	1,55	5,58	64,7	8,65	1,90	4,55	67,3
9,05	1,80	5,03	67,3	8,65	1,90	4,55	68,6
8,85	2,00	4,66	66,5	8,75	2,75	3,20	69,4
10,25	3,15	3,25	68,4	8,85	3,05	2,90	68,6
10,65	3,22	3,31	68,8	10,25	3,15	3,25	63,6
10,45	3,22	3,24	69,1	10,25	3,25	3,15	67,2
10,65	3,35	3,20	71,2	10,25	3,15	3,25	69,5
10,75	3,40	3,16	71,7				

O fato da eficiência volumétrica real ( $\eta_{vr}$ ) ser praticamente constante no intervalo de funcionamento do sistema, que não abrange toda a faixa possível de funcionamento dos compressores frigoríficos, contrariando as equações (3.1.3) e (3.1.6) deve-se provavelmente à atuação do trocador de calor intermediário ( $T_c$ ). Para verificar a hipótese acima levantada seria necessário um conjunto de ensaios do sistema com e sem trocador, que demandaria um tempo considerável e fora do objetivo deste trabalho.

lho. Outra hipótese seriam possíveis erros nos ensaios, e ainda sendo a faixa de operação pequena, não nos é possível afirmar categoricamente a hipótese da influência do TC.

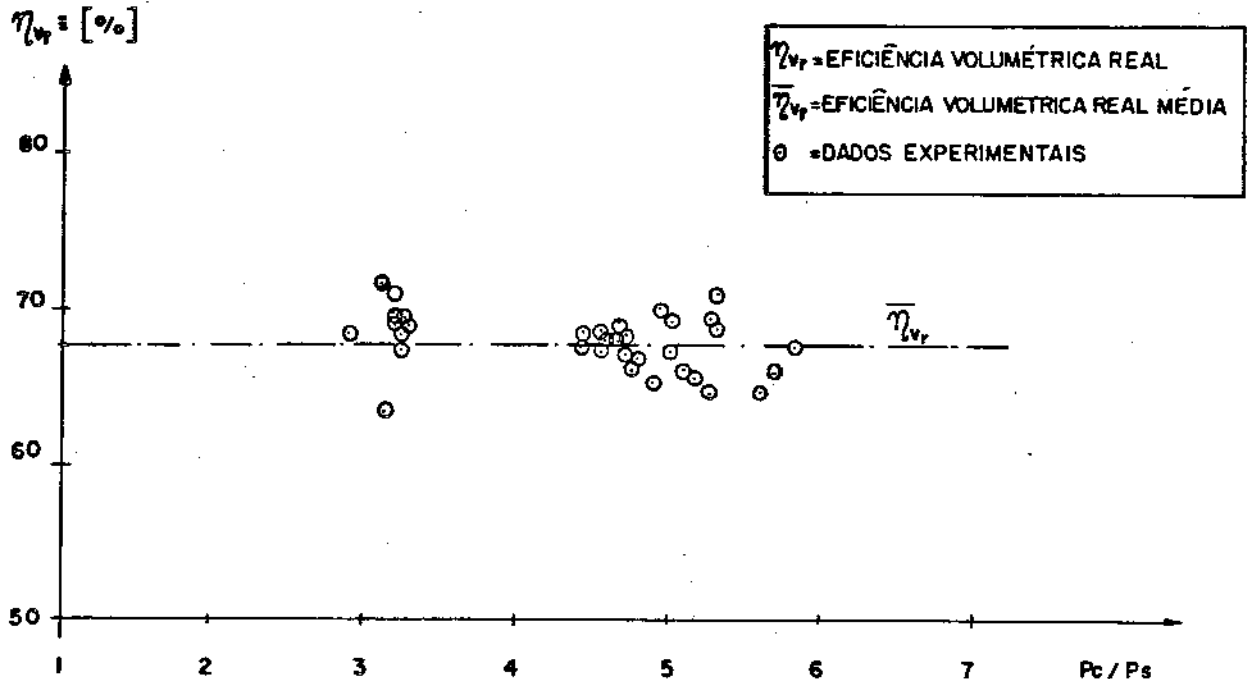


Figura 3.1.1 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA REAL DO COMPRESSOR DETERMINADO COM DADOS EXPERIMENTAIS.

A capacidade frigorífica de um sistema de refrigeração vista pelo lado do ciclo termodinâmico do fluido de trabalho em regime permanente pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{of} = \dot{m}_f (h_8 - h_7) \quad (3.1.9)$$

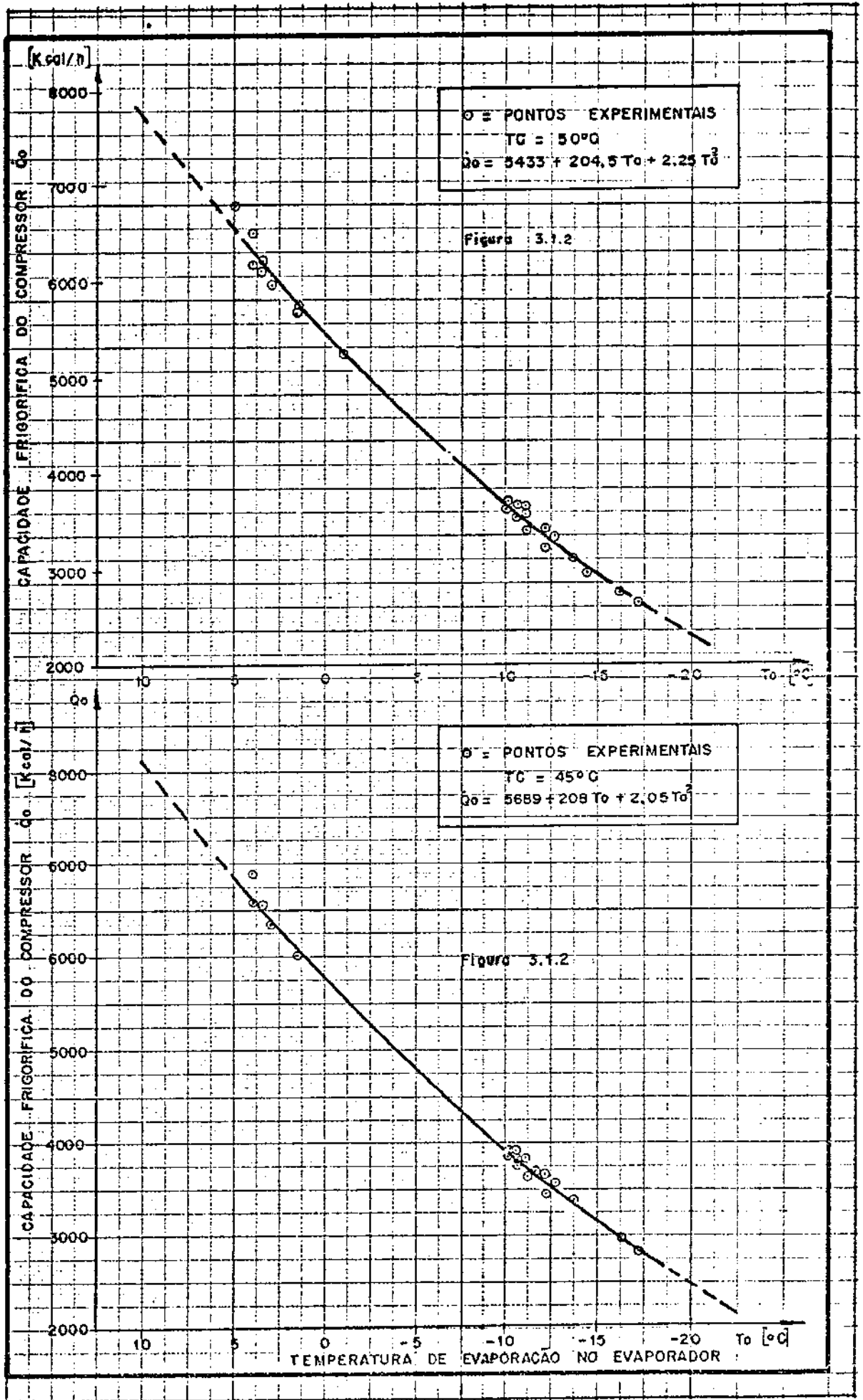
onde  $\dot{Q}_{of} = \delta Q_{of} / \delta t$ , fluxo de calor retirado pelo fluido de trabalho no evaporador do sistema e  $h_8$  e  $h_7$  as respectivas entalpias de saída e entrada do fluido frigorífico no evaporador do sistema frigorífico.

Tecnicamente dizemos que a capacidade frigorífica de um sistema que utiliza compressores do tipo aberto é igual a capacidade frigorífica do compressor ( $\dot{Q}_0$ ). Os fabricantes de compressores frigoríficos expressam, normalmente, a capacidade frigorífica dos compressores em função de dois parâmetros típicos dos sistemas de refrigeração, quais sejam; temperatura de condensação ( $T_c$ ) e temperatura de vaporização ( $T_0$ ), ao invés do deslocamento volumétrico do compressor. Outros parâmetros que normalmente acompanham o campo de capacidade de um compressor, citados pelos fabricantes são: temperatura de sucção do fluido de trabalho, rotação do compressor sub-resfriamento e superaquecimento do ciclo termodinâmico do fluido de trabalho.

Os dados de capacidade frigorífica dos compressores fornecidos pelos fabricantes devem estar baseados nas normas da ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, que estabelece as condições de ensaio para os vários grupos de compressores por ela classificados.

Tendo sido extraviado o catálogo de especificações técnicas do compressor do sistema de refrigeração "TD-30" do laboratório de frio da FEAA unicamp, foram realizados uma série de ensaios em regime permanente cujos resultados são mostrados nas figuras (3.1.2) e (3.1.3) e tabelados nas tabelas (3.1.2), (3.1.3), (3.1.4) e (3.1.5) que foram usados para se obter a regressão quadrática, que é suficiente para representar a capacidade do compressor em função da temperatura de vaporização ( $T_0$ ) quando se mantém a temperatura de condensação constante.

A capacidade frigorífica do compressor em função das temperaturas de condensação ( $T_c$ ), e vaporização ( $T_0$ ) apresen



## TABELA 3.1.2

COEFICIENTES CALCULADOS ATRAVES DE REGRESSAO  
QUADRATICA PARA A EQUACAO -  $Y = A_0 + A_1(X) + A_2(X)(X)$

A0	A1	A2
5433.14941406	204.50680542	2.24794149

VALORES DE YC CALCULADOS COM OS COEFICIENTES

TEMPERATURA DE CONDENSACAO TC= 50.0000

X	Y	YC	ERROP
GRAU CELSIUS	KCAL/H	KCAL/H	--
-14.00000	2919.00000	3010.65088	-3.140
-12.50000	3294.00000	3228.05518	2.002
-12.00000	3380.00000	3302.77148	2.285
-11.00000	3522.00000	3455.57568	1.886
-10.50000	3636.00000	3533.66357	2.815
-10.00000	2710.00000	2736.51367	-9.978
-12.00000	3185.00000	3302.77148	-3.698
-11.00000	3362.00000	3455.57568	-2.783
-10.50000	3484.00000	3533.66357	-1.425
-10.00000	3594.00000	3612.87549	-5.525
-17.00000	2579.00000	2606.18896	-1.054
-13.50000	3058.00000	3081.99512	-7.85
-12.00000	3350.00000	3302.77148	1.410
-11.00000	3581.00000	3455.57568	3.503
-10.00000	3670.00000	3612.87549	1.557
1.50000	5639.00000	5744.96680	-1.879
3.50000	6130.00000	6176.45996	-7.58
3.50000	6174.00000	6176.45996	-0.040
4.00000	6476.00000	6287.14355	2.916
5.00000	6772.00000	6511.88184	3.841
-1.00000	5232.00000	5230.89063	.021
1.50000	5708.00000	5744.96680	-6.648
3.00000	5941.00000	6066.90137	-2.119
4.00000	6140.00000	6287.14355	-2.396
3.50000	6098.00000	6176.45996	-1.287

TABELA 3.183

COEFICIENTES CALCULADOS ATRAVES DE REGRESSAO  
QUADRATICA PARA A EQUACAO -  $Y = A_0 + A_1(X) + A_2(X)(X)$

A0	A1	A2
5688.79199219	208.06158447	2.04462671

VALORES DE YC CALCULADOS COM OS COEFICIENTES

TEMPERATURA DE CONDENSACAO TC= 45.0000

X	Y	YC	ERROP
GRAU CELSIUS	KCAL/H	KCAL/H	--
-12.50000	3471.00000	3407.49512	1.830
-12.00000	3560.00000	3486.47900	2.065
-11.00000	3710.00000	3647.51465	1.684
-10.50000	3830.00000	3729.56543	2.622
-16.00000	2860.00000	2883.23096	-.812
-12.00000	3355.00000	3486.47900	-3.919
-11.00000	3542.00000	3647.51465	-2.979
-10.50000	3670.00000	3729.56543	-1.623
-10.00000	3785.00000	3812.63916	-.730
-17.00000	2714.00000	2742.64209	-1.055
-13.50000	3290.00000	3252.59375	1.137
-11.50000	3601.00000	3566.48584	.958
-10.50000	3729.00000	3729.56543	-.015
-10.00000	3849.00000	3812.63916	.945
1.50000	5924.00000	6005.48535	-1.376
3.00000	6240.00000	6331.37793	-1.464
3.50000	6407.00000	6442.05469	-.547
3.50000	6438.00000	6442.05469	-.063
3.50000	6484.00000	6442.05469	.647
4.00000	6447.00000	6553.75195	-1.656
4.00000	6800.00000	6553.75195	3.621



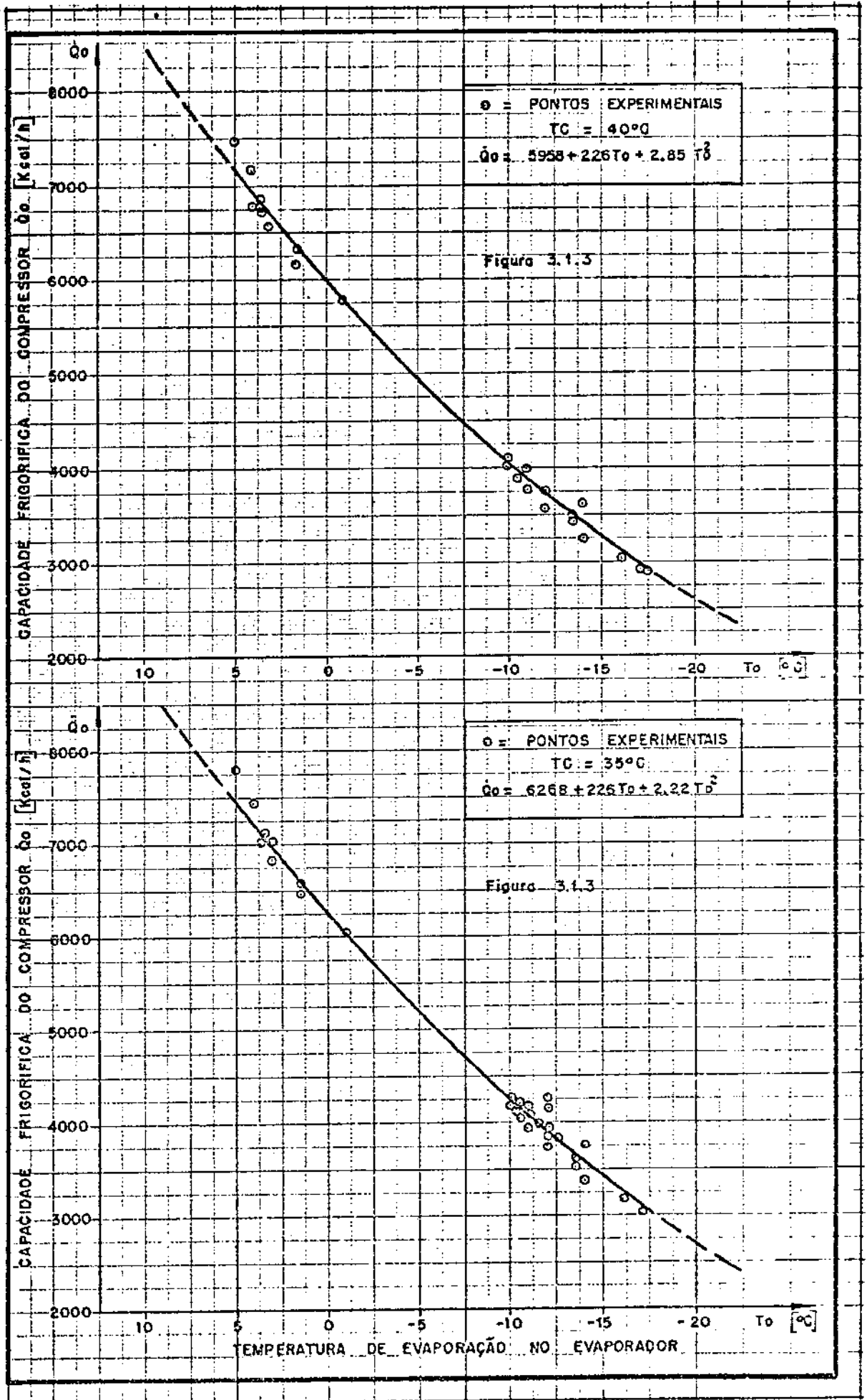


TABELA - 3.1.4

COEFICIENTES CALCULADOS ATRAVES DE REGRESSAO  
QUADRATICA PARA A EQUACAO -  $Y = A_0 + A_1(X) + A_2(X)(X)$

A0	A1	A2
5958.33398438	226.34930420	2.84458160

VALORES DE YC CALCULADOS COM OS COEFICIENTES

TEMPERATURA DE CONDENSACAO TC= 40.0000

X	Y	YC	ERROP
GRAU CELSIUS	KCAL/H	KCAL/H	--
-14.00000	3231.00000	3346.98193	-3.590
-16.00000	3005.00000	3064.95801	-1.995
-12.00000	3523.00000	3651.76172	-3.655
-11.00000	3719.00000	3812.68604	-2.519
-10.50000	3853.00000	3895.28174	-1.097
-10.00000	3973.00000	3979.29883	-.159
-13.30000	3455.00000	3421.04346	.983
-17.00000	2860.00000	2932.47998	-2.534
-13.50000	3385.00000	3421.04346	-1.065
-12.00000	3705.00000	3651.76172	1.437
-11.00000	3960.00000	3812.68604	3.720
-10.00000	4056.00000	3979.29883	1.891
-17.50000	2860.00000	2868.37451	-.293
-14.00000	3575.00000	3346.98193	6.378
-11.00000	3933.00000	3812.68604	3.059
1.50000	6123.00000	6304.25879	-2.960
3.50000	6740.00000	6785.40234	-.674
3.50000	6788.00000	6785.40234	.058
4.00000	7120.00000	6909.24512	2.960
5.00000	7442.00000	7161.19531	3.773
-1.00000	5762.00000	5734.82910	.472
1.50000	6280.00000	6304.25879	-.386
3.00000	6533.00000	6662.98340	-1.990
4.00000	6749.00000	6909.24512	-2.374
3.50000	6710.00000	6785.40234	-1.124

TABELA 3.1.5

COEFICIENTES CALCULADOS ATRAVES DE REGRESSAO  
QUADRATICA PARA A EQUACAO -  $Y = A_0 + A_1(X) + A_2(X)(X)$

A0	A1	A2
6268.53808594	225.98086548	2.21889448

VALORES DE YC CALCULADOS COM OS COEFICIENTES

TEMPERATURA DE CONDENSACAO TC= 35.0000

X	Y	YC	ERROP
GRAU CELSIUS	KCAL/H	KCAL/H	--
-14.00000	3382.00000	3539.70947	-4.663
-12.50000	3815.00000	3790.47949	.643
-12.00000	3913.00000	3876.28857	.938
-11.00000	4076.00000	4051.23486	.608
-10.50000	4206.00000	4140.37207	1.560
-10.00000	3150.00000	3220.88135	-2.250
-12.00000	3690.00000	3876.28857	-5.048
-11.00000	3893.00000	4051.23486	-4.065
-10.50000	4032.00000	4140.37207	-2.688
-10.00000	4158.00000	4230.61914	-1.746
-17.00000	3000.00000	3068.12402	-2.271
-13.50000	3617.00000	3622.18994	-.143
-11.50000	3960.00000	3963.20703	-.081
-10.50000	4096.00000	4140.37207	-1.083
-10.00000	4227.00000	4230.61914	-.086
-17.00000	3000.00000	3068.12402	-2.271
-13.50000	3543.00000	3622.18994	-2.235
-12.00000	3879.00000	3876.28857	.070
-11.00000	4144.00000	4051.23486	2.239
-10.00000	4244.00000	4230.61914	.315
-17.50000	3000.00000	2993.40967	.220
-14.00000	3744.00000	3539.70947	5.456
-12.00000	4132.00000	3876.28857	6.189
-12.00000	4223.00000	3876.28857	8.210
-11.00000	4116.00000	4051.23486	1.573
1.50000	6480.00000	6612.50195	-2.045
3.50000	7036.00000	7086.65234	-.720
3.50000	7086.00000	7086.65234	-.009
4.00000	7431.00000	7207.96387	3.001
5.00000	7767.00000	7453.91504	4.031
-1.00000	6020.00000	6044.77637	-.412
1.50000	6558.00000	6612.50195	-.821
3.00000	6821.00000	6966.45020	-2.132
4.00000	7045.00000	7207.96387	-2.313
3.50000	7007.00000	7086.65234	-1.137

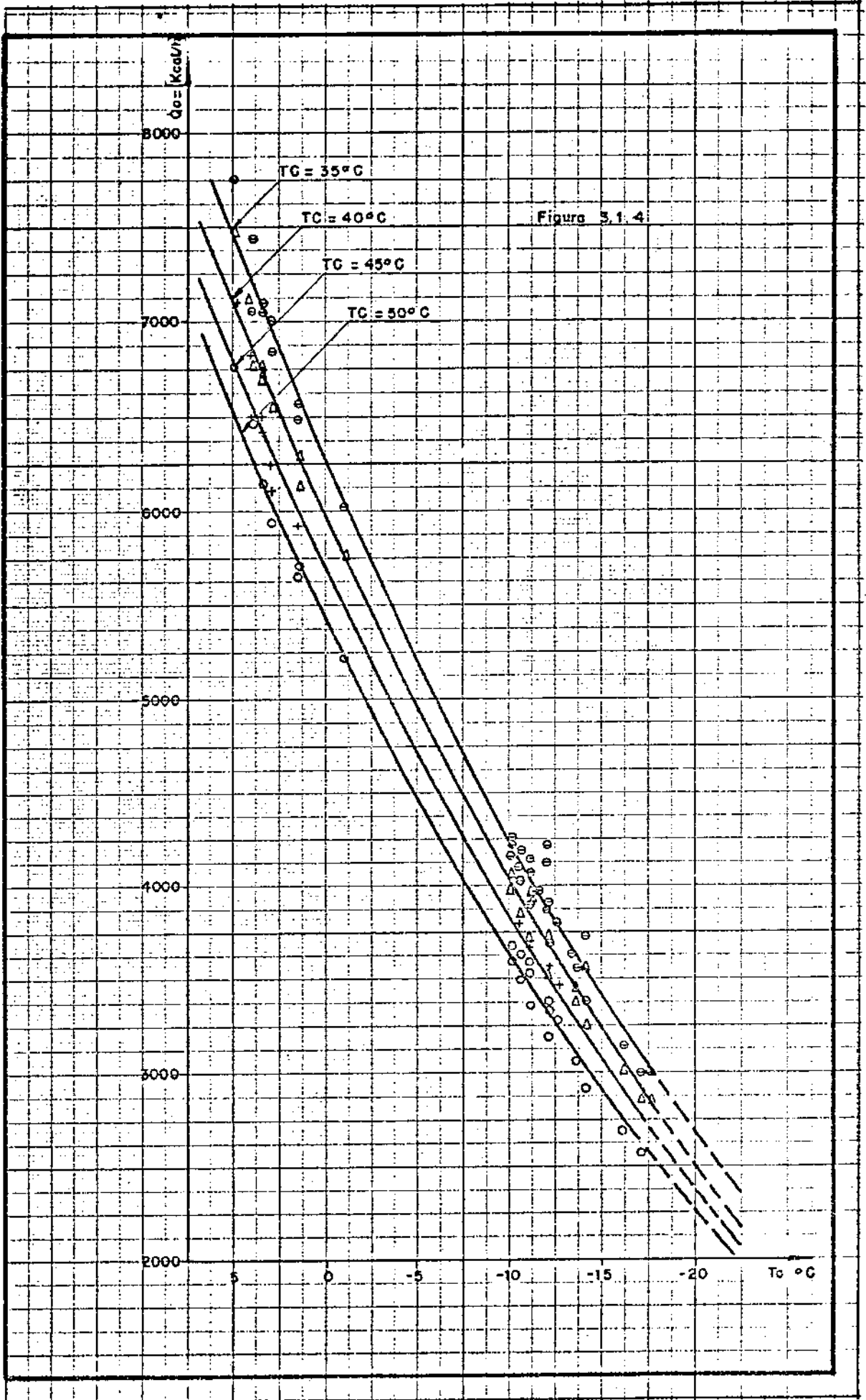
tada nas figuras (3.1.2) e (3.1.3) é válida para as seguintes condições de funcionamento do sistema:

- fluido de trabalho:- refrigerante-12
- sub-resfriamento no condensador:- zero graus Célcius
- superaquecimento útil:- zero graus Célcius
- temperatura de sucção:-  $T_0 + 28 \pm 4^{\circ}\text{C}$
- Rotação média:- 900 rpm.

Stoecker [1] sugere que o campo de capacidade frigorífica do compressor pode ser representado com boa concordância por um polinômio de nove (9) termos em função da temperatura de condensação e vaporização. Utilizando-se o programa em linguagem FORTRAN Stoecker [1], para regressão bi-quadrática obteve-se os coeficientes do polinômio para os valores calculados com dados de ensaio. A equação polinomial que representa a capacidade frigorífica do compressor do sistema TD-30 será:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_0 = & 8800,35 + 444,08 T_0 + 11,2295 T_0^2 - 84,7918 T_C \\ & + 0,347853 T_C^2 - 9,89015 T_0 T_C - 0,454356 T_0^2 T_C \\ & + 0,102597 T_0 T_C^2 + 0,0055382 T_0^2 T_C^2 \end{aligned} \quad (3.1.10)$$

Os dados de entrada, os coeficientes determinados e os desvios da equação (3.1.10) em relação aos dados são mostrados nas tabelas (3.1.6) e (3.1.7). Na figura (3.1.4) são plotados os dados experimentais e as curvas obtidas da equação (3.1.10) para comparação. A figura (3.1.5) é a equação (3.1.10) extrapolada para temperaturas de vaporização e condensação fora da faixa ensaiada.



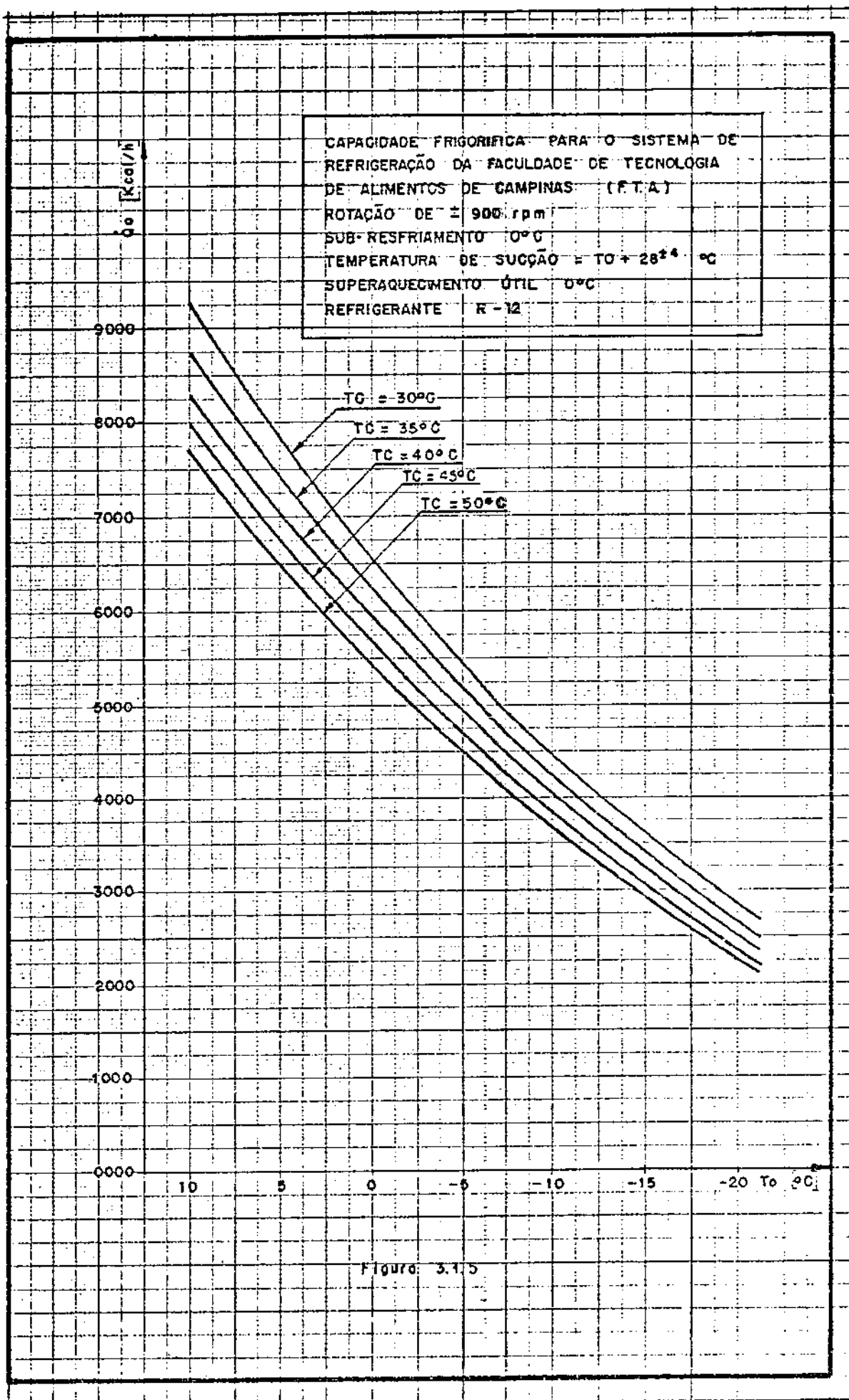


TABELA 3.1.6

## LISTAGEM DOS DADOS DE ENTRADA

NUMERO DE PONTOS = 28  
 MENOR NUMERO DE TERMOS A SER CONSIDERADO = 9  
 MAIOR NUMERO DE TERMOS A SER CONSIDERADO = 9  
 NUMERO DE VARIAVEIS INDEPENDENTES = 2

X	Y	DEP
-20.000000000000000	50.000000000000000	2243.0000000000000
-15.000000000000000	50.000000000000000	2872.0000000000000
-10.000000000000000	50.000000000000000	3613.0000000000000
-5.000000000000000	50.000000000000000	4467.0000000000000
.0000000000000000E+00	50.000000000000000	5433.0000000000000
5.000000000000000	50.000000000000000	6455.0000000000000
10.000000000000000	50.000000000000000	7703.0000000000000
-20.000000000000000	45.000000000000000	2350.0000000000000
-15.000000000000000	45.000000000000000	3050.0000000000000
-10.000000000000000	45.000000000000000	3825.0000000000000
-5.000000000000000	45.000000000000000	4700.0000000000000
.0000000000000000E+00	45.000000000000000	5700.0000000000000
5.000000000000000	45.000000000000000	6840.0000000000000
10.000000000000000	45.000000000000000	8100.0000000000000
-20.000000000000000	40.000000000000000	2500.0000000000000
-15.000000000000000	40.000000000000000	3209.0000000000000
-10.000000000000000	40.000000000000000	3983.0000000000000
-5.000000000000000	40.000000000000000	4899.0000000000000
.0000000000000000E+00	40.000000000000000	5958.0000000000000
5.000000000000000	40.000000000000000	7159.0000000000000
10.000000000000000	40.000000000000000	8053.0000000000000
-20.000000000000000	35.000000000000000	2636.0000000000000
-15.000000000000000	35.000000000000000	3377.0000000000000
-10.000000000000000	35.000000000000000	4230.0000000000000
-5.000000000000000	35.000000000000000	5194.0000000000000
.0000000000000000E+00	35.000000000000000	6268.0000000000000
5.000000000000000	35.000000000000000	7454.0000000000000
10.000000000000000	35.000000000000000	8750.0000000000000

TERMOS	COEFICIENTES
1	8800.35
2	444.087
3	11.2295
4	-84.7918
5	.347853
6	-9.89015
7	-.454356
8	.102597
9	.553820E-02

EQUACAO DA FORMA :

TABELA 3.1.7

$$DEP = C1 + C2*X + C3*X*X + C4*Y + C5*Y*Y + C6*X*Y + C7*X*X*Y + C8*X*Y*Y + C9*X*X*Y*Y$$

XYAR	DEP	ORG DEP VAR	CAL DEP VAR	DIFERENCA	PORCENTAGEM
-20,0000000000000000	50,0000000000000000	2243,00000000000000	2251,83	-8,82910	-,393629
-15,0000000000000000	50,0000000000000000	2872,00000000000000	2869,68	2,32324	,80928E-01
-10,0000000000000000	50,0000000000000000	3613,00000000000000	3605,39	7,61182	,210679
-5,0000000000000000	50,0000000000000000	4467,00000000000000	4458,96	8,04189	,180031
.0000000000000000E+00	50,0000000000000000	5433,00000000000000	5430,39	2,61133	,480642E-01
5,0000000000000000	50,0000000000000000	6455,00000000000000	6519,68	-64,6816	-1,00204
10,0000000000000000	50,0000000000000000	7703,00000000000000	7726,84	-23,8369	-,309450
-20,0000000000000000	45,0000000000000000	2350,00000000000000	2352,67	-2,67090	-,113655
-15,0000000000000000	45,0000000000000000	3050,00000000000000	3036,91	13,0938	,429303
-10,0000000000000000	45,0000000000000000	3825,00000000000000	3821,06	3,94043	,103018
-5,0000000000000000	45,0000000000000000	4700,00000000000000	4705,13	-5,12793	-,109105
.0000000000000000E+00	45,0000000000000000	5700,00000000000000	5689,12	10,8818	,190909
5,0000000000000000	45,0000000000000000	6840,00000000000000	6773,02	66,9756	,975175
10,0000000000000000	45,0000000000000000	8100,00000000000000	7956,85	143,149	1,76728
-20,0000000000000000	40,0000000000000000	3209,00000000000000	2479,07	20,9268	,837070
-15,0000000000000000	40,0000000000000000	3983,00000000000000	3200,88	2,11523	,659157E-01
-10,0000000000000000	40,0000000000000000	4899,00000000000000	4030,52	-47,5161	-1,19297
-5,0000000000000000	40,0000000000000000	5952,00000000000000	4949,97	-50,9668	-1,04035
.0000000000000000E+00	40,0000000000000000	7159,00000000000000	5965,24	-7,23926	-,121505
5,0000000000000000	40,0000000000000000	8053,00000000000000	7076,33	82,6689	1,15476
10,0000000000000000	40,0000000000000000	8637,00000000000000	8283,24	-230,242	-2,85509
-20,0000000000000000	35,0000000000000000	2636,00000000000000	2631,04	4,96338	,188292
-15,0000000000000000	35,0000000000000000	3377,00000000000000	3379,61	-2,61279	-,773702E-01
-10,0000000000000000	35,0000000000000000	4230,00000000000000	4233,76	-3,75879	-,886603E-01
-5,0000000000000000	35,0000000000000000	5194,00000000000000	5193,47	,529297	,101905E-01
.0000000000000000E+00	35,0000000000000000	6268,00000000000000	6258,75	9,24609	,147513
5,0000000000000000	35,0000000000000000	7454,00000000000000	7429,60	24,3975	,327307
10,0000000000000000	35,0000000000000000	8750,00000000000000	8706,02	43,9785	,502612



Normalmente, admite-se que o processo de compressão nos compressores frigoríficos operando com fluidos halogenados se aproxima bastante de uma transformação isentrópica quando o resfriamento do cabeçote do compressor é unicamente devido a convecção natural.

Consideremos aqui, uma transformação politrópica e o modelo de gás perfeito para o vapor de refrigerante-12 superaquecido. Com estas considerações pode-se relacionar facilmente as temperaturas de sucção ( $T_{10}$ ) e descarga ( $T_{11}$ ) do fluido de trabalho com a relação de pressão absoluta ( $r$ ) quando ocorre uma compressão.

$$T_{11} = T_{10} (P_C/P_S)^{(n-1)/n} \quad (3.1.11)$$

onde  $T_{11}$  e  $T_{10}$  são em graus Kelvin e as pressões  $P_C$  e  $P_S$  são absolutas. Para um gás ideal o coeficiente da politrópica ( $n$ ) é constante, enquanto que, para vapores e gases reais isto não ocorre.

Para se verificar o comportamento do gás de refrigerante-12 comparativamente ao gás perfeito calculou-se o coeficiente de compressibilidade ( $Z$ ) com dados de pressão, temperatura e volume específico fornecidos pela Du Pont [11]. Os valores de compressibilidade ( $Z$ ) calculados são apresentados na tabela (3.1.8) e na figura (3.1.6).

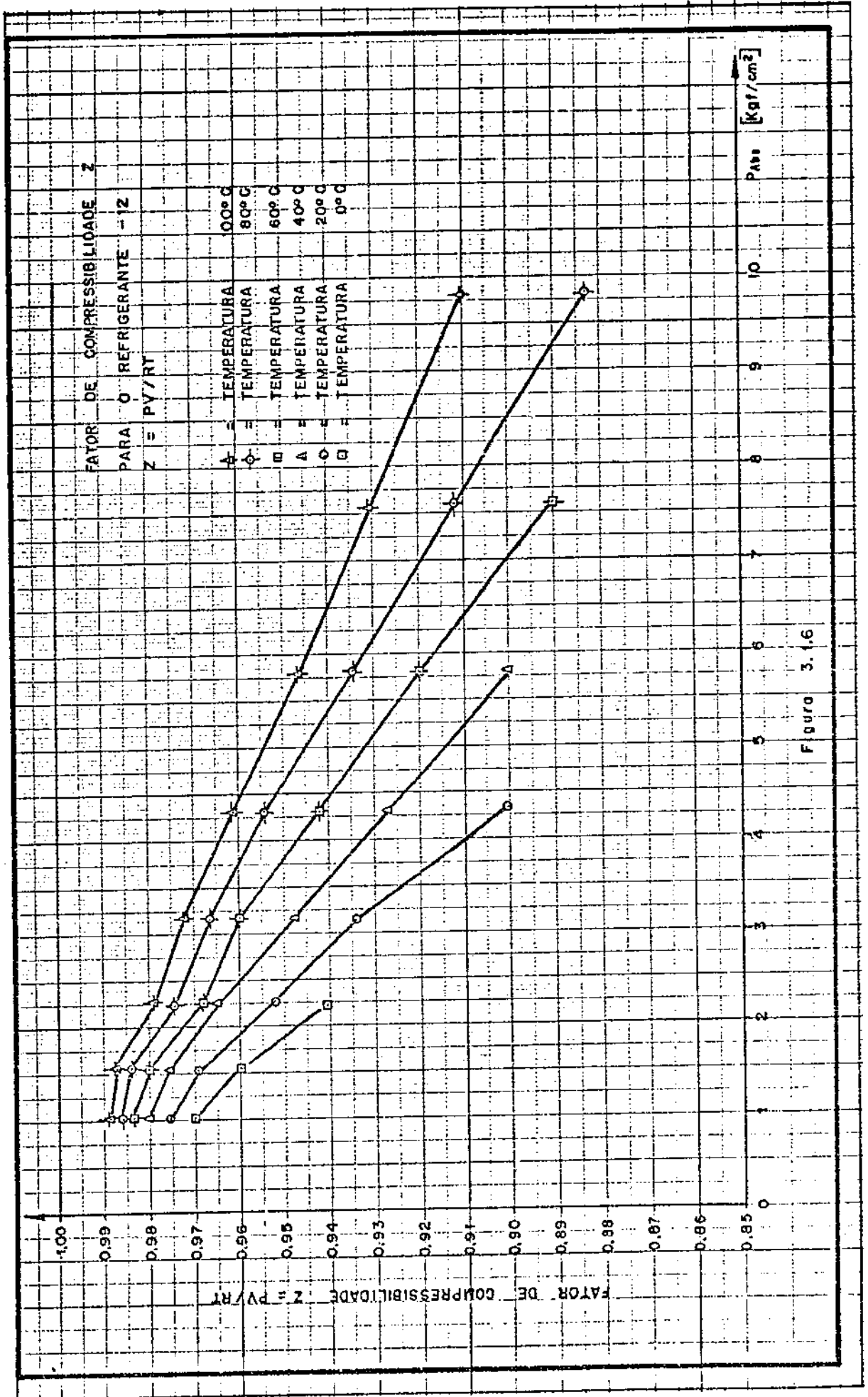
Da figura (3.1.6) verifica-se facilmente que o fator de compressibilidade ( $Z$ ) calculado com dados fornecidos pela Du Pont [11] apresenta um ponto desalinhado em relação aos demais, provavelmente devido a algum erro de impressão da tabela.

Tabela 3.1.8

Análise do fator de compressibilidade "Z" para gás de refrigerante 12 - difluordiclorometano

$$Z = \frac{pV}{RT}, R = 7,01042 \text{ kgf.m/kg } ^\circ\text{K}$$

TEMPERATURA DE SATURAÇÃO	PRESSÃO	TEMPERATURA DO GÁS	VOLUME ESPECÍFICO DO GÁS	FATOR DE COM PRESSIBILIDADE "Z"
°C	kgf/cm <sup>2</sup>	°K	m <sup>3</sup> /kg	—
-30	1,02	273,15	0,1819	0,970
-20	1,54	273,15	0,1192	0,960
-10	2,23	273,15	0,0804	0,940
0	3,15	273,15	0,0554	0,912
-30	1,02	293,15	0,1964	0,980
-20	1,54	293,15	0,1292	0,970
-10	2,23	293,15	0,0876	0,951
0	3,15	293,15	0,0609	0,934
10	4,32	293,15	0,0430	0,904
-30	1,02	313,15	0,2108	0,980
-20	1,54	313,15	0,1390	0,980
-10	2,23	313,15	0,0946	0,965
0	3,15	313,15	0,0660	0,950
10	4,32	313,15	0,0471	0,930
20	5,78	313,15	0,0341	0,900
30	7,60	313,15	0,0249	0,860
-30	1,02	333,15	0,2250	0,983
-20	1,54	333,15	0,1486	0,980
-10	2,23	333,15	0,1014	0,968
0	3,15	333,15	0,0711	0,959
10	4,32	333,15	0,0509	0,942
20	5,78	333,15	0,0371	0,919
30	7,60	333,15	0,0274	0,892
-30	1,02	353,15	0,2391	0,986
-20	1,54	353,15	0,1582	0,985
-10	2,23	353,15	0,1081	0,974
0	3,15	353,15	0,0759	0,966
10	4,32	353,15	0,0546	0,954
20	5,78	353,15	0,0400	0,934
30	7,60	353,15	0,0297	0,912
40	9,80	353,15	0,0223	0,883
-30	1,02	373,15	0,2531	0,987
-20	1,54	373,15	0,1676	0,987
-10	2,23	373,15	0,1147	0,978
0	3,15	373,15	0,0807	0,972
10	4,32	373,15	0,0582	0,962
20	5,78	373,15	0,0428	0,946
30	7,60	373,15	0,0320	0,930
40	9,80	373,15	0,0242	0,907



Para a faixa de trabalho do sistema a variação do fator de compressibilidade ( $Z$ ) encontrado está entre 0,900 e 0,985. Para estes valores de  $Z$  acreditamos ser possível utilizar o modelo de gás perfeito sem incorrer em erros muito grandes.

A relação de calor específico ( $k$ ) fornecidos pela Du Pont [11] para refrigerante-12 mostra-se bastante sensível a variação de pressão. A equação (3.1.11) é obtida da substituição do coeficiente  $k$  pelo coeficiente  $n$  onde  $1 < n < k$ .

O valor médio do coeficiente da politrópica ( $n$ ) para a faixa de trabalho do sistema, calculada utilizando-se o modelo de gás perfeito e com os dados obtidos nos ensaios do sistema de refrigeração TD-30 em regime permanente resultou no valor de  $\bar{n} = 1,1417$ , conforme valores tabulados na tabela (3.1.9).

Tabela 3.1.9

$P_c/P_s$	$T_{11}/T_{10}$	$n$	$P_c/P_s$	$T_{11}/T_{10}$	$n$	$P_c/P_s$	$T_{11}/T_{10}$	$n$
5,26	1,2123	1,1312	4,66	1,2088	1,1405	4,66	1,2036	1,1369
5,31	1,2167	1,1331	4,43	1,2066	1,1444	3,25	1,1631	1,1488
5,28	1,2163	1,1334	4,43	1,2056	1,1437	3,31	1,1656	1,1468
5,02	1,2156	1,1377	5,84	1,2158	1,1245	3,24	1,1684	1,1526
4,95	1,2143	1,1382	5,14	1,2109	1,1324	3,20	1,1680	1,1541
5,17	1,2218	1,1389	4,67	1,2068	1,1389	3,16	1,1731	1,1611
4,90	1,2144	1,1372	4,67	1,2054	1,1379	3,20	1,1759	1,1618
4,76	1,2112	1,1400	4,45	1,2040	1,1420	2,90	1,1717	1,1748
4,76	1,2105	1,1395	5,71	1,2156	1,1262	3,25	1,1665	1,1503
4,71	1,2087	1,1394	5,32	1,2097	1,1285	3,15	1,1655	1,1540
5,58	1,2188	1,1301	4,55	1,2055	1,1407	3,25	1,1679	1,1517
5,03	1,2157	1,1375	4,55	1,2058	1,1409			

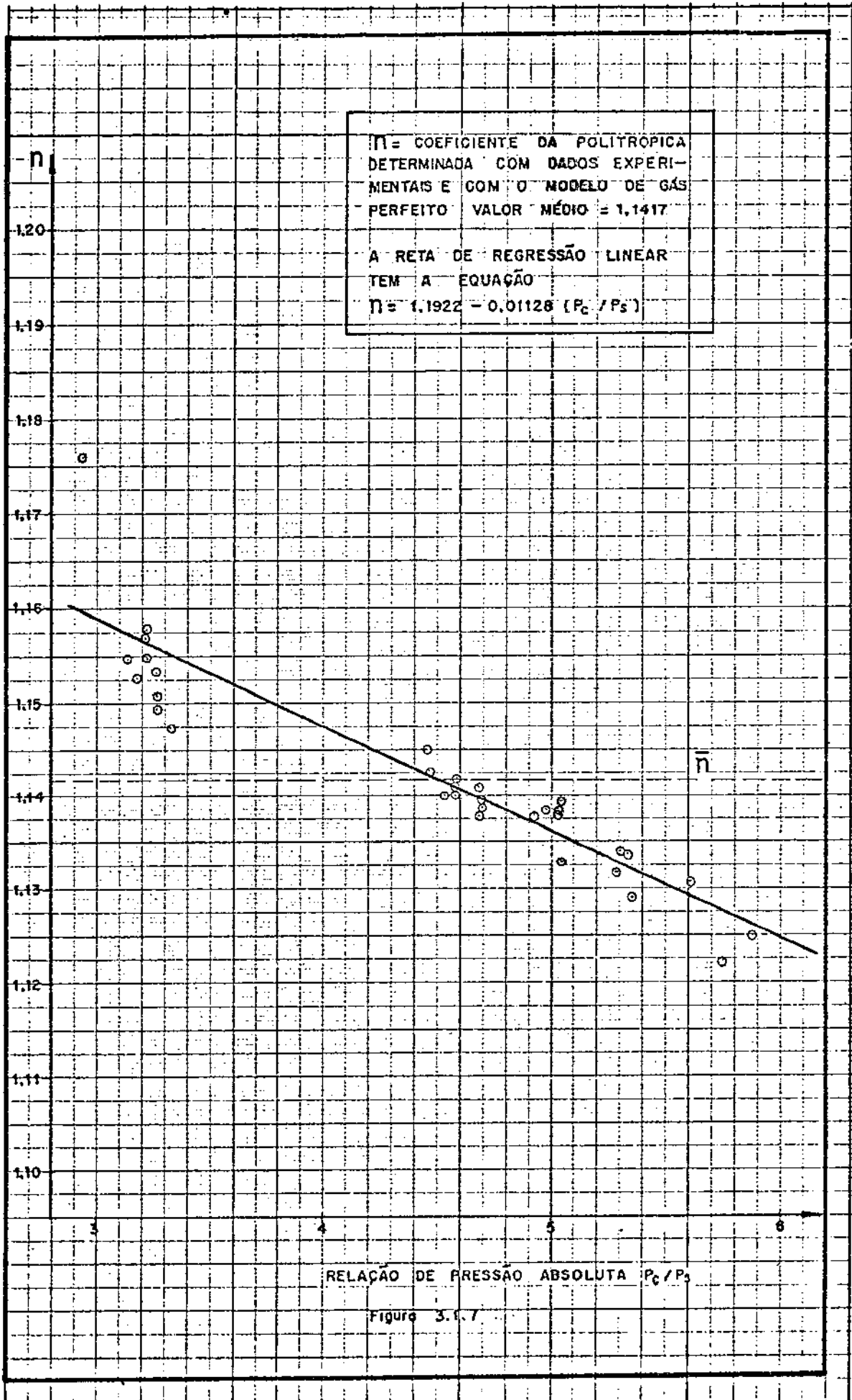
Os valores tabulados na tabela (3.1.9) não se referem a um processo de compressão puro pois a temperatura  $T_{11}$  e  $T_{10}$  assim como a pressão  $P_c$  e  $P_s$  são medidas antes e depois das respectivas válvulas de descarga e admissão.

Observando os valores da tabela (3.1.9) pode-se verificar que a relação de temperaturas termodinâmicas ( $T_{11}/T_{10}$ ), apresenta relativamente pequena variação, e portanto, a variação do coeficiente da politrôpica ( $n$ ) pode ser relacionada considerando-se somente a variação da relação de pressões absolutas - ( $P_c/P_s$ ). A figura (3.1.7) mostra mais claramente esta dependência. A linha contínua na figura (3.1.7) foi obtida através de uma regressão linear do coeficiente da politrôpica ( $n$ ) calculadas. Assim, o coeficiente da politrôpica em função da relação de pressão pode ser representado pela seguinte equação linear,

$$n = 1,1922 - 0,01128.r \quad (3.1.12)$$

Na linha de sucção do sistema, entre evaporador e a sucção do compressor, deve ser mantida uma velocidade mínima do gás para possibilitar o arraste de óleo para o compressor. Das observações dos ensaios, verificou-se que a perda de pressão média entre o evaporador e a sucção do compressor era de  $0,102 \text{ kgf/cm}^2$  valor este, que está dentro da faixa recomendada por Dossat [2] para sistemas operando com refrigerante-12. Assim, a pressão de sucção pode ser relacionada com a pressão média de vaporização.

$$P_s = P_o - 0,102 \text{ [kgf/cm}^2\text{]} \quad (3.1.13)$$





Aplicando-se o coeficiente médio da politrópica ( $\bar{n}$ ), e o coeficiente  $n = f(P_C/P_S)$  no modelo de gás perfeito (equação 3.1.11), para calcular o valor da temperatura do gás na descarga do compressor (após passar pela válvula,  $T_{11}$ ), o erro percentual na temperatura em graus Célcius (se o erro fosse calculado com a temperatura Kelvin seria menor que o calculado com Célcius) resultante aplicando-se  $\bar{n}$ , foi de no máximo 10%, sendo bastante reduzido quando se aplica o coeficiente da politrópica função da relação de pressões absolutas ( $P_C/P_S$ ), cujo valor máximo encontrado foi de 4%.

A tabela (3.1.10) mostra os erros para os valores da faixa de trabalho das temperaturas de descarga do gás quando se usa o coeficiente médio e quando é utilizado o coeficiente variável. A temperatura  $T_{11c}$  é a temperatura calculada com o coeficiente médio constante ( $\bar{n}$ ) e Erro é o respectivo erro calculado com a temperatura na escala Célcius,  $T_{11c}'$  é a temperatura calculada com o coeficiente da politrópica ( $n$ ) variável (equação 3.1.12), e Erro' o respectivo erro. As temperaturas  $T_{10}$  e  $T_{11}$  são respectivamente temperatura de sucção do gás refrigerante aspirado pelo compressor e temperatura de descarga obtidas dos ensaios da instalação.

A equação representativa do processo de compressão no compressor substituindo-se as equações (3.1.12) e (3.1.13) em (3.1.11) será:

$$T_{11} = T_{10} \left[ \frac{P_C}{(P_0 - 0,102)} \right]^{(1 - \frac{1}{1,1922 - 0,01128 \left[ \frac{P_C}{(P_0 - 0,102)} \right]})}$$

(3.1.14)

A influência do erro no cálculo da temperatura de



descarga do compressor ( $T_{11}$ ), na determinação da entalpia referente a temperatura e pressão na descarga do compressor ( $h_{11}$ ) é de no máximo 0,4%. Este valor é menor que o obtido num diagrama P-h. Para o balanço de energia do condensador o erro máximo encontrado para a faixa de trabalho é de aproximadamente 1,5%. Estes erros comparados aos normalmente admitidos nos fenômenos de transferência de calor podem ser considerados desprezíveis e o modelo sugerido para a transformação politrópica pela equação (3.1.14) pode ser utilizado para refrigerante-12 com bons resultados.

### 3.2 - Condensador do tipo "Shell and Coil".

O condensador, numa instalação frigorífica, tem como objetivo condensar os gases do fluido de trabalho, que deixam o compressor a alta temperatura e alta pressão, podendo subresfriá-los ou não, dependendo do projeto do condensador.

O condensador utilizado no sistema de refrigeração TD-30 do laboratório de frio da FEAA é do tipo serpentina e carcaça (Shell and Coil) onde a água flui internamente à serpentina e o refrigerante entre a serpentina e a carcaça como indicado na figura (3.2.1)

O calor total trocado no condensador é composto basicamente de duas partes, quais sejam; por convecção natural para o meio externo e para a água de condensação, que é a quase totalidade do calor transferido.

O balanço de energia do condensador é feito através da primeira lei da termodinâmica considerando-se regime per

manente e as seguintes hipóteses:

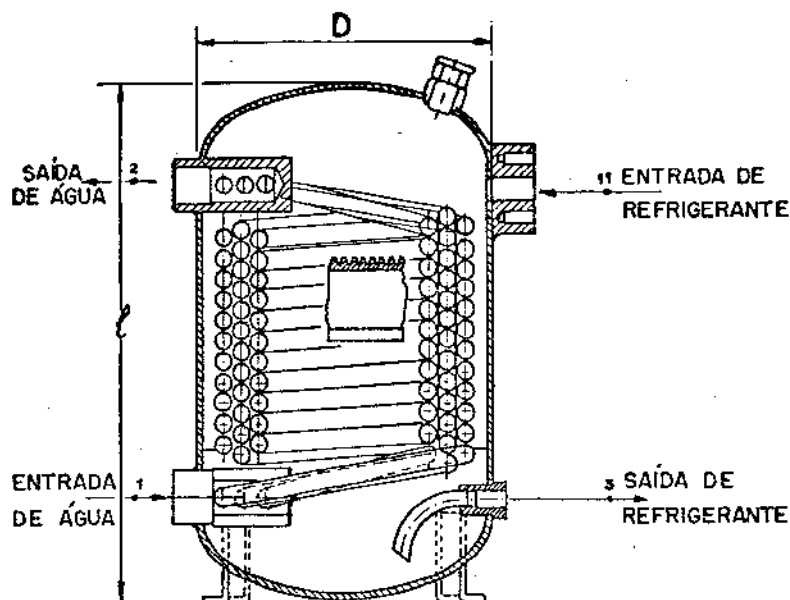


Figura 3.2.1: Esquema do condensador tipo "Shell and Coil" usado no sistema de refrigeração TD-30.

a) O condensador não é isolado e há troca de calor entre o volume de controle (condensador) e o meio externo ( $\dot{Q}_{cex}$ ).

b) Considera-se a temperatura do meio ambiente ( $T_{\infty}$ ) constante.

c) Considera-se a temperatura de condensação ( $T_c$ ) do fluido de trabalho uniforme ao longo do condensador variando com o tempo ( $t$ ).

d) Considera-se que não há perda de pressão do fluido de trabalho ao longo do condensador.

e) A variação de energia cinética e potencial do fluido de trabalho entre entrada e saída do condensador podem

ser desprezadas.

f) O volume de controle (condensador) é rígido e estacionário.

O balanço de energia do condensador considerando se as hipóteses acima ficará:

$$\dot{Q}_{cf} = \dot{Q}_{ca} + \dot{Q}_{cex} \quad (3.2.1)$$

O fluxo de calor perdido pelo fluido de trabalho ( $\dot{Q}_{cf}$ ) para a água de condensação ( $\dot{Q}_{ca}$ ) e para o ambiente ( $\dot{Q}_{cex}$ ) pode ainda ser calculado da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{cf} = \delta Q_{cf} / \delta t = (h_{11} - h_3) \dot{m}_f \quad (3.2.2)$$

O fluxo de calor recebido pela água de condensação ( $\dot{Q}_{ca}$ ) é relacionado da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{ca} = \delta Q_{ca} / \delta t = (T_2 - T_1) \dot{W}_a \rho_a C_{pa} \quad (3.2.3)$$

A quantidade de fluxo de calor perdido pelo fluido de trabalho para o meio ambiente ( $\dot{Q}_{cex}$ ) pode ser calculado pela equação clássica de transferência de calor por convecção natural, que é:

$$\dot{Q}_{cex} = \delta Q_{cex} / \delta t = \bar{H}_{oc} A_{cex} (T_c - T_\infty) \quad (3.2.4)$$

Admitindo-se que a temperatura da carcaça do condensador seja igual à temperatura de condensação do fluido de

trabalho ( $T_c$ ) e, em consequência, uniforme ao longo do condensador e utilizando a expressão sugerida por Coulson [3] para calcular o coeficiente médio de convecção natural ( $\bar{H}_{OC}$ ) para cilindros verticais de grandes diâmetros e altura menor que um metro, equação (3.2.5)

$$\bar{H}_{OC} = 1,18 (\Delta T / \ell)^{1/4} \quad (3.2.5)$$

onde,

$$\Delta T = T_c - T_\infty \quad (3.2.6)$$

O condensador da instalação frigorífica TD-30 possui as seguintes características de dimensões externas

$$\text{altura} \quad \ell = 450 \text{ mm}$$

$$\text{diâmetro} \quad D = 215 \text{ mm}$$

Substituindo-se a altura do condensador ( $\ell$ ) e a equação (3.2.6) na equação (3.2.5) resulta a equação (3.2.7)

$$\bar{H}_{OC} = 1,4407 (T_c - T_\infty)^{1/4} \quad (3.2.7)$$

Substituindo-se, ainda, a equação (3.2.7) e a área externa do condensador ( $A_{cex}$ ) na equação (3.2.4) temos:

$$\dot{Q}_{cex} = 0,9165 (T_c - T_\infty)^{5/4} \quad (3.2.8)$$

A análise da equação (3.2.8) para as condições mais favoráveis de troca de calor para o meio externo mostra que este é muito pequeno quando comparado à quantidade de calor re

jeitada para a água de condensação. Nas condições limites, de operação do sistema a temperatura máxima de condensação não deve ultrapassar 50°C e admitindo-se uma temperatura mínima do meio ambiente de 20°C, o fluxo de calor por convecção natural para o meio externo ( $\dot{Q}_{cex}$ ), é da ordem de 60 kcal/h, que percentualmente comparado ao fluxo total de calor transferido no condensador é da ordem de 1,5%. Assim, a consideração ou não desta parcela de fluxo de calor na análise do calor total trocado no condensador não afetará os resultados.

A transferência de calor entre o agente de resfriamento (água de condensação) e o agente resfriado (fluido de trabalho), pode ainda ser calculada pela teoria de transferência de calor considerando-se os dados de projeto. A equação clássica de transferência de calor é:

$$\dot{Q}_c = (\bar{A}U)_c \Delta T_{m\ell} \quad (3.2.9)$$

sendo,

$$\Delta T_{m\ell} = (T_2 - T_1) / \{ \text{Ln}[(T_c - T_1)/(T_c - T_2)] \} \quad (3.2.10)$$

e onde.

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{ca} = \dot{Q}_{cf} - \dot{Q}_{cex} \quad (3.2.11)$$

$(\bar{A}U)_c$ , é a condutância global média de transferência de calor do condensador entre a água de condensação e o fluido de trabalho.

A equação (3.2.9) requer o conhecimento de todos

os parâmetros de projeto do trocador de calor para se determinar a condutância global  $(\bar{A}U)_c$ . O catálogo de especificações técnicas do sistema de refrigeração TD-30 foi extraviado e assim, a equação (3.2.9) não pode ser utilizada.

Stoecker [1], sugere para condensadores resfriados a água uma expressão que relaciona o fluxo de calor rejeitado no condensador com a vazão de água ( $\dot{w}_a$ ), temperatura de condensação ( $T_c$ ) e temperatura da água na saída do condensador ( $T_2$ ), ou matematicamente:

$$\dot{Q}_{ca} = f(T_c, T_2, \dot{w}_a) \quad (3.2.12)$$

Os resultados experimentais levantados no sistema de refrigeração TD-30 apresentaram grande dispersão para a correlação na forma da equação (3.2.12).

Dossat [2], sugere uma forma parecida a de Stoecker [1] para condensadores resfriados a água em que o fluxo de calor rejeitado no condensador é função da temperatura de condensação ( $T_c$ ), temperatura da água à entrada do condensador ( $T_1$ ) e vazão de água ( $\dot{w}_a$ ), matematicamente:

$$\dot{Q}_{ca} = g(T_c, T_1, \dot{w}_a) \quad (3.2.13)$$

Normalmente a performance dos condensadores é fornecida pelos fabricantes na forma sugerida por Dossat [2]. Os resultados experimentais do sistema TD-30 mostram boa correlação para a forma da equação (3.2.13). Estes resultados são plotados na figura (3.2.2) tendo na abscissa o fluxo de água ( $\dot{w}_a$ ) e na ordenada a relação fluxo de calor pela diferença de temperatura

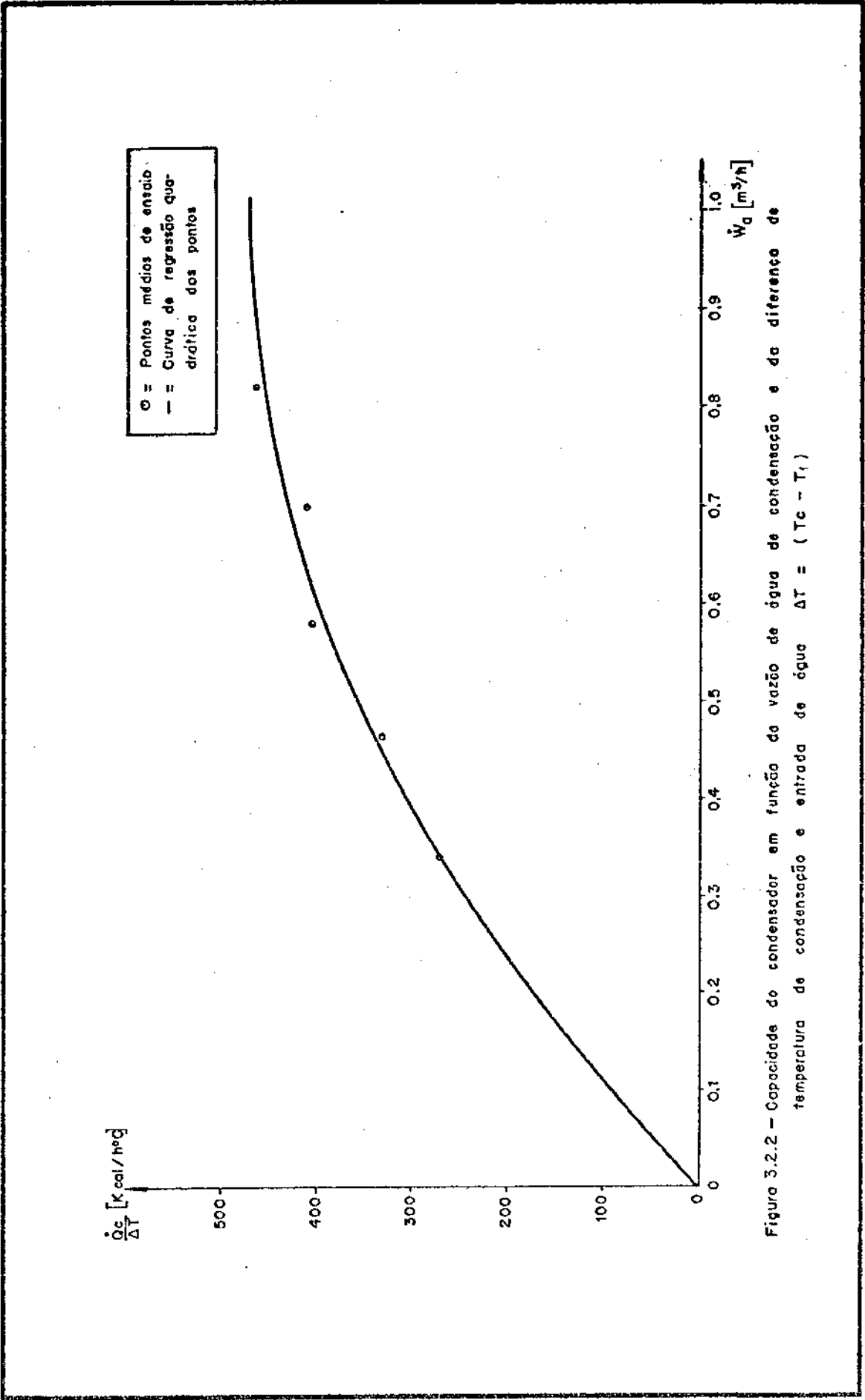


Figura 3.2.2 - Capacidade do condensador em função da vazão de água de condensação e da diferença de temperatura de condensação e entrada de água  $\Delta T = (T_c - T_f)$

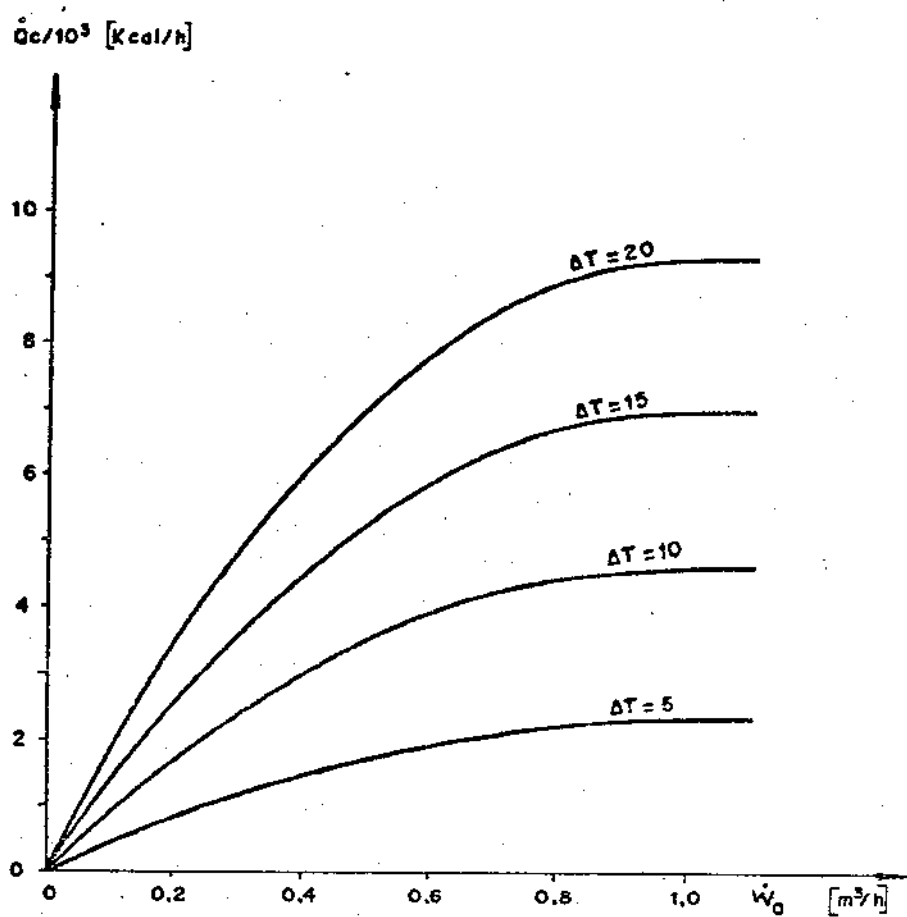


Figura 3.2.3 - Capacidade do condensador em função da vazão de água de condensação e da diferença de temperatura  $\Delta T = T_c - T_1$



de condensação e entrada de água ( $\dot{Q}_{ca}/(T_c-T_1)$ ).

Uma regressão quadrática é suficiente para representar os dados plotados na figura (3.2.2). Os coeficientes obtidos da regressão quadrática e a equação resultante, escrita na forma explícita, será:

$$\dot{Q}_{ca} = (T_c-T_1)(960\dot{w}_a - 491\dot{w}_a^2) \quad (3.2.14)$$

onde

$\dot{w}_a = \delta w_a / \delta t$ , em  $m^3$ /hora e as temperaturas em graus Célcius.

O objetivo de se correlacionar o fluxo de calor no condensador na forma da equação (3.2.14) é simplificar a simulação do sistema de refrigeração e possibilitar o uso dos dados de performance fornecidos pelos fabricantes de forma simples. Os cinco pontos plotados na figura (3.2.2) correspondem a 35 valores experimentais, ou seja, cada ponto na figura (3.2.2) representa a média geométrica de 7 (sete) valores levantados em ensaios para a mesma vazão de água ( $\dot{w}_a$ ).

A figura (3.2.3) é obtida da figura (3.2.2) explicitando-se a diferença de temperatura ( $T_c-T_1$ ), ou seja, são os resultados da equação (3.2.14). A figura (3.2.3) é a forma normal de como os fabricantes fornecem a performance dos condensadores resfriados a água.

### 3.3 - Trocador de Calor intermediário.

O trocador de calor intermediário nas instalações

frigoríficas tem como função promover um sub-resfriamento na linha de líquido garantindo ausência de vapor na entrada da válvula de expansão e um superaquecimento na linha de sucção evitando a entrada de partículas líquidas no compressor.

Para a análise termodinâmica do trocador de calor, esquematicamente representado na figura (3.3.1), são feitas as seguintes hipóteses:

- a) Processo em regime permanente
- b) O trocador de calor é isolado
- c) A perda de pressão dos fluidos em escoamento no trocador é desprezada.
- d) A variação de energia cinética e potencial é desprezada.
- e) O efeito do óleo que escoava junto com o fluido frigorífico não é considerado, visto que, na instalação não há condições de analisar este efeito.

O fluxo máximo de calor que pode ser trocado no trocador de calor é determinado no lado de menor equivalente térmico de água, que neste caso é o lado do vapor.

O balanço de calor é feito pelas equações clássicas da termodinâmica e de transferência de calor, quais sejam:

$$\dot{Q}_{tcv} = (h_{10} - h_9) \dot{m}_f \quad (3.3.1)$$

$$\dot{Q}_{tcl} = (h_3 - h_4) \dot{m}_f \quad (3.3.2)$$

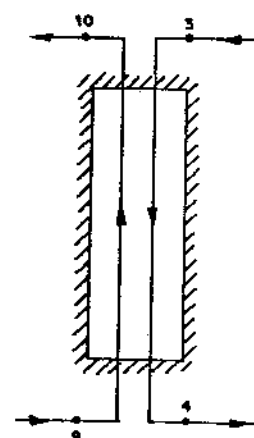


FIGURA 3.3.1 - ESQUEMA DO TROCADOR DE CALOR INTERMEDIÁRIO.

sendo:

$$\dot{Q}_{tcv} = \delta Q_{tcv} / \delta t = \dot{Q}_{tcl} = Q_{tcl} / \delta t = \dot{Q}_{tc} = \delta Q_{tc} / \delta t \quad (3.3.3)$$

No trocador de calor não há mudança de fase nos dois fluidos em contra corrente, admitindo-se os calores específicos médios tanto para a fase líquida como para a fase vapor as equações (3.3.1) e (3.3.2) podem ser escritas em função das respectivas temperaturas.

$$\dot{Q}_{tcv} = C_{pv}(T_{10}-T_9) \dot{m}_f \quad (3.3.4)$$

$$\dot{Q}_{tcl} = C_{pl}(T_3-T_4) \dot{m}_f \quad (3.3.5)$$

As equações (3.3.4) e (3.3.5) são de utilização mais simples para este propósito uma vez que envolvem grandezas termodinâmicas diretamente medidas, ao contrário das equações (3.3.1) e (3.3.2) em que as entalpias são determinadas de modo indireto. Os calores específicos variam pouco nas condições de funcionamento do sistema e os valores médios destas grandezas representam com boa aproximação os resultados desejados.

O calor trocado no trocador de calor considerando-se as equações de transferência de calor como o coeficiente global de transferência de calor é representado pela equação clássica de trocadores de calor.

$$\frac{\delta Q_{tc}}{\delta t} = \dot{Q}_{tc} = (AU)_{tc} [(T_3-T_{10}) - (T_4-T_9)] / \ln [(T_3-T_{10}) / (T_4-T_9)] \quad (3.3.6)$$

Onde os valores médios dos calores específicos pa

ra líquido e gases conforme Du Pont [11] para as condições de trabalho são:

$$C_{pl} = 0,238 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$$

$$C_{pv} = 0,145 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$$

A condutância global do trocador de calor  $(AU)_{tc}$  utilizada na equação (3.3.6) foi determinada experimentalmente em ensaios da instalação e representa valores médios.

$$(AU)_{tc} = 10,57 \text{ kcal/h }^{\circ}\text{C}$$

As equações (3.3.3), (3.3.4), (3.3.5) e (3.3.6) são suficientes para determinar todas as grandezas necessárias à simulação do sistema.

#### 3.4 - Evaporador do tipo "Shell and Tube".

O evaporador em um sistema de refrigeração é um trocador de calor aletado ou não, que transfere calor da substância que se quer resfriar para o fluido de trabalho, que vaporiza no interior dos tubos do trocador, sendo este efeito, o objetivo principal de um sistema de refrigeração.

O sistema de refrigeração TD-30 do laboratório de frio da FEAA utiliza um trocador de calor do tipo "Shell and Tube" horizontal, que é mais adequado ao resfriamento de líquidos, do tipo esquematizado na figura (3.4.1).

O fluido de trabalho circula no interior dos tubos recebendo calor do etileno glicol que circula entre os tubos

e a carcaça do trocador.

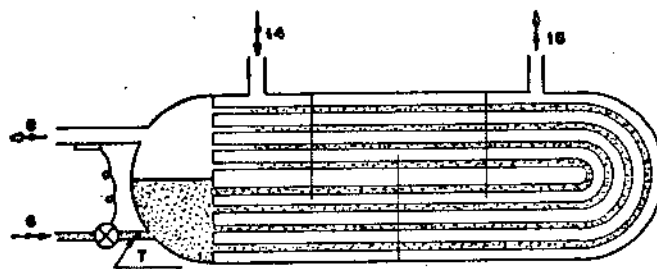


FIGURA 3.4.1 - ESQUEMA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO "SHELL and TUBE"

O balanço de energia do evaporador é feito pela primeira lei da termodinâmica admitindo-se as seguintes hipóteses:

- a) O evaporador é isolado, ou seja, não há transferência de calor com o meio ambiente.
- b) O sistema está em regime permanente.
- c) O fluido externo (etileno glicol), não muda de fase.
- d) O volume de controle (paredes do evaporador) é rígido e estacionário.
- e) A variação de energia cinética e potencial entre a entrada e saída do evaporador é desprezível,

$$\dot{Q}_{ot} = \dot{Q}_{og} = \dot{Q}_{of} \quad (3.4.1)$$

onde

$\dot{Q}_{ot} = \delta Q_{ot} / \delta t$  é o fluxo de calor entre o fluido de trabalho e o etileno glicol que o trocador de calor pode trocar, pode ser calculado pela equação clássica de transferência de calor:

$$\dot{Q}_{ot} = (A\bar{U})_{ev} \Delta T_{m\ell} \quad (3.4.2)$$

$\dot{Q}_{og} = \delta Q_{og}/\delta t$  é o fluxo de calor que o etileno glicol perde para o fluido de trabalho e pode ser calculado pelo balanço de calor, ou seja:

$$\dot{Q}_{og} = (T_{14} - T_{15}) \dot{w}_g \rho_g C_{pg} \quad (3.4.3)$$

$\dot{Q}_{of} = \delta Q_{of}/\delta t$  é o fluxo de calor retirado pelo fluido de trabalho do etileno glicol e pela termodinâmica, temos

$$\dot{Q}_{of} = (h_8 - h_7) \dot{m}_f \quad (3.4.4)$$

A diferença média logarítmica ( $\Delta T_{m\ell}$ ) da equação (3.4.2) para fluxo paralelo e sentido opostos é calculada pela seguinte expressão:

$$\Delta T_{m\ell} = (T_{14} - T_{15}) / \{ \ln[(T_{14} - T_o) / (T_{15} - T_o)] \} \quad (3.4.5)$$

A condutância global média de transferência de calor do evaporador ( $(A\bar{U})_{ev}$ ), requer o conhecimento, entre outros, dos parâmetros de projeto, se o objetivo é determiná-la através das equações clássicas dos coeficientes de convecção forçada para escoamento dentro e fora de um feixe de tubos.

O coeficiente global de transferência de calor é uma função dos coeficientes de convecção interna e externa à superfície física de separação dos dois fluidos, matematicamente representada pela equação (3.4.6)

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{H_i} + \frac{d_i \ln(d_e/d_i)}{2 K_{cob}} + \frac{d_i}{H_{ede}} \quad (3.4.6)$$

onde:

$U_i$  = coeficiente global de transferência de calor referido à superfície interna

$H_i$  = coeficiente de convecção forçada para refrigerante vaporizando no interior de tubos.

$d_i, d_e$  = respectivamente diâmetro interno e externo do tubo.

$K_{cob}$  = coeficiente de condutância do material do tubo.

$H_e$  = coeficiente de convecção forçada para líquido escoando externamente a tubos.

A condutância global média do evaporador  $(\overline{AU})_{ev}$ , é obtida da equação (3.4.6) quando se inclui área total de transferência de calor, ou seja:

$$\frac{1}{A_i U_i} = \frac{1}{A_e U_e} = \frac{1}{\overline{AU}} = \frac{1}{H_i A} + \frac{d_i \ln(d_e/d_i)}{2 A K_{cob}} + \frac{d_i}{A H_e d_e} \quad (3.4.7)$$

O coeficiente de convecção interna ( $H_i$ ) para refrigerante-12 vaporizando totalmente dentro dos tubos segundo ASHRAE [7] pode ser calculada pela equação (3.4.8)

$$H_i = 0,0082 \left( \frac{K}{d} \right) \left[ \left( \frac{GD}{\mu L} \right)^2 \left( \frac{J \Delta X_{hfg}}{L} \right) \right]^{0,4} \quad (3.4.8)$$

onde

$G$  = velocidade mássica =  $v\rho$ , em  $\text{lbm/h pé}^2$

$\Delta X_{hfg}$  = efeito frigorífico =  $q_o$ , em  $\text{Btu/lbm}$

$J$  = equivalente mecânico de calor =  $778.16 \text{ pé lb/Btu}$

$K_l$  = condutividade térmica da fase líquida do refrigerante , em  $\text{Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F/pé}$

$D$  = diâmetro do tubo, em pé

- $d$  = diâmetro do tubo, em polegadas
- $\mu_l$  = viscosidade absoluta da fase líquida do refrigerante, em  $\text{lb/pé h}$
- $L$  = comprimento do tubo, em pé
- $H_i$  = coeficiente médio de convecção interna para refrigerante-12 vaporizando, em  $\text{Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ .

Para as condições de operação do sistema, as propriedades térmicas e de transporte, podem ser consideradas constantes, e para um determinado trocador de calor de dimensões fixas o coeficiente médio de convecção, pela equação (3.4.8), pode ser correlacionado com a vazão mássica de refrigerante, ou seja

$$H_i \sim f(\dot{m}_f) \quad (3.4.9)$$

Para o fluido externo, (etileno glicol) em escoamento sem mudança de fase McAdams [8], sugere a equação (3.4.10) para calcular o coeficiente médio de convecção forçada

$$H_e = 0,023 \frac{K}{D} \left(\frac{GD}{\mu}\right)^{0,8} \left(\frac{\mu C_p}{k}\right)^{0,3} \quad (3.4.10)$$

Da mesma forma que para o coeficiente interno, o coeficiente externo dado pela equação (3.4.10) pode ser correlacionado com a vazão do fluido considerando-se as propriedades médias do fluido. Assim, podemos escrever

$$H_e \sim g(\dot{w}_g) \quad (3.4.11)$$

A equação (3.4.7), que relaciona a condutância global do trocador, para um dado material, mostra que este é função



dos coeficientes externos e internos, desta forma ela pode ser, simplifcadamente, função das vazões, ou seja

$$(\bar{A}\bar{U})_{ev} \sim Z(\dot{m}_f, \dot{w}_g) \quad (3.4.12)$$

Devido a falta de conhecimento dos parâmetros de projeto do evaporador da instalação frigorífica TD-30 do laboratório de frio do FEAA, obteve-se uma correlação experimental da condutância global média em função da vazão em massa ( $\dot{m}_f$ ) do fluido de trabalho e da vazão volumétrica ( $\dot{w}_g$ ) do etileno glicol na forma da equação (3.4.12)

Os dados experimentais são plotados nas figuras (3.4.2), (3.4.3) e (3.4.4) e a curva continua foi obtida por uma regressão quadrática dos valores plotados.

A melhor correlação para representar o coeficiente global em função da vazão de etileno glicol e fluxo de massa de fluido de trabalho, foi obtida com seis termos e está representada pela equação (3.4.13) e os valores plotados contra os dados experimentais na figura (3.4.4)

$$\begin{aligned} (\bar{A}\bar{U})_{ev} = & 3,340 \dot{m}_f - 0,0073 \dot{m}_f^2 + 51,08 \dot{w}_g \\ & - 5,836 \dot{w}_g^2 + 0,508 \dot{w}_g \dot{m}_f - 125,95 \end{aligned} \quad (3.4.13)$$

A equação (3.4.13) é particular para o evaporador da instalação frigorífica TD-30 do laboratório de frio da FEAA/UNICAMP. Os valores da condutância global calculados pela equação (3.4.13) apresentam boa concordância com os valores experimentais, para refrigerante-12 e superaquecimento de 0°C, obtidos dos ensaios do sistema TD-30.

FIGURA 3.4.2

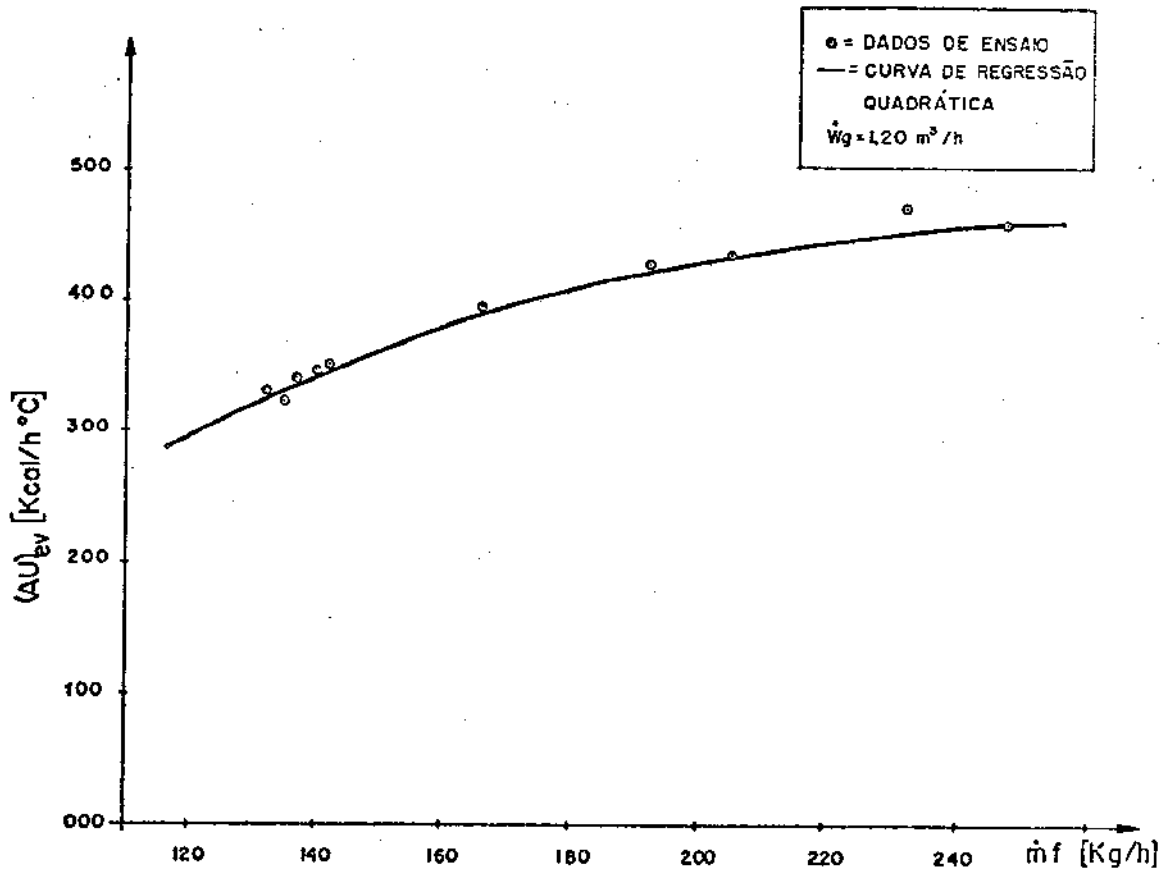
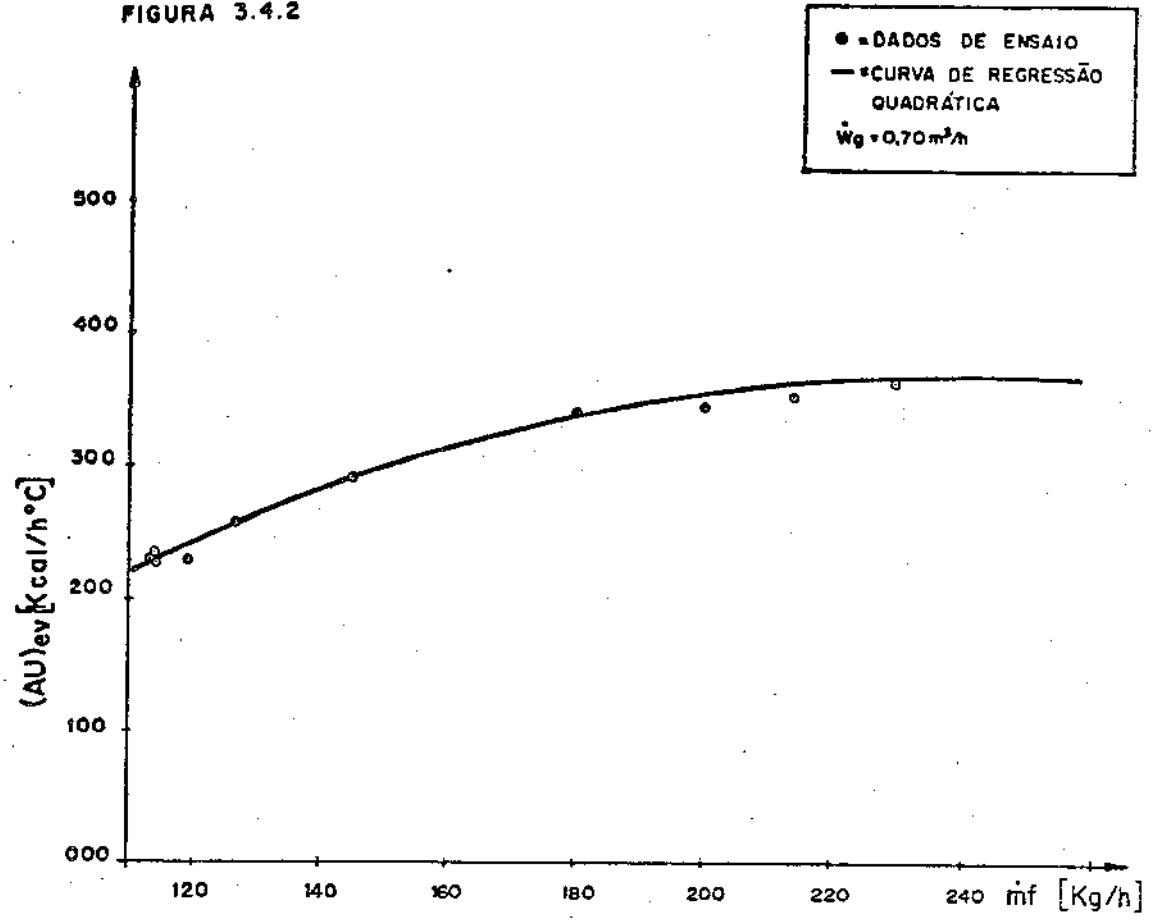


FIGURA 3.4:3

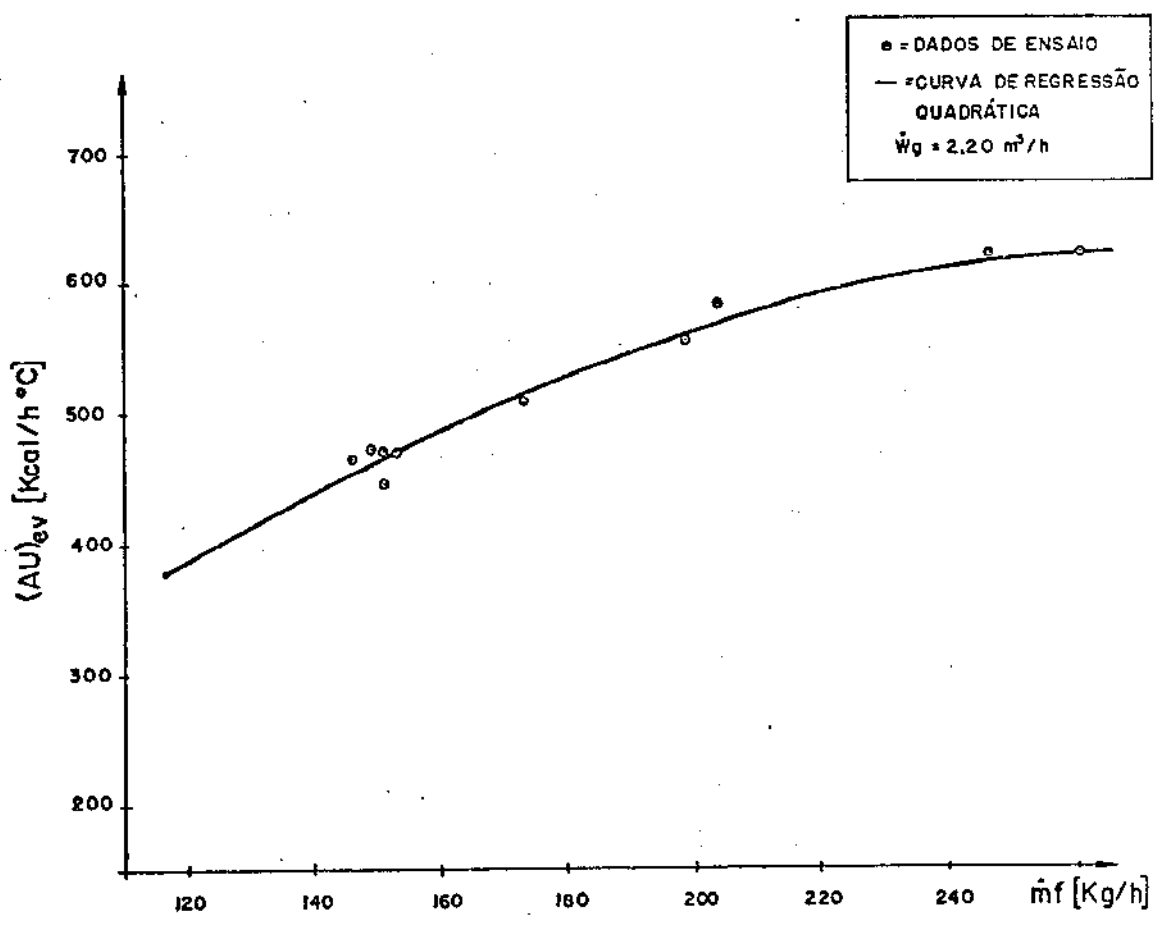
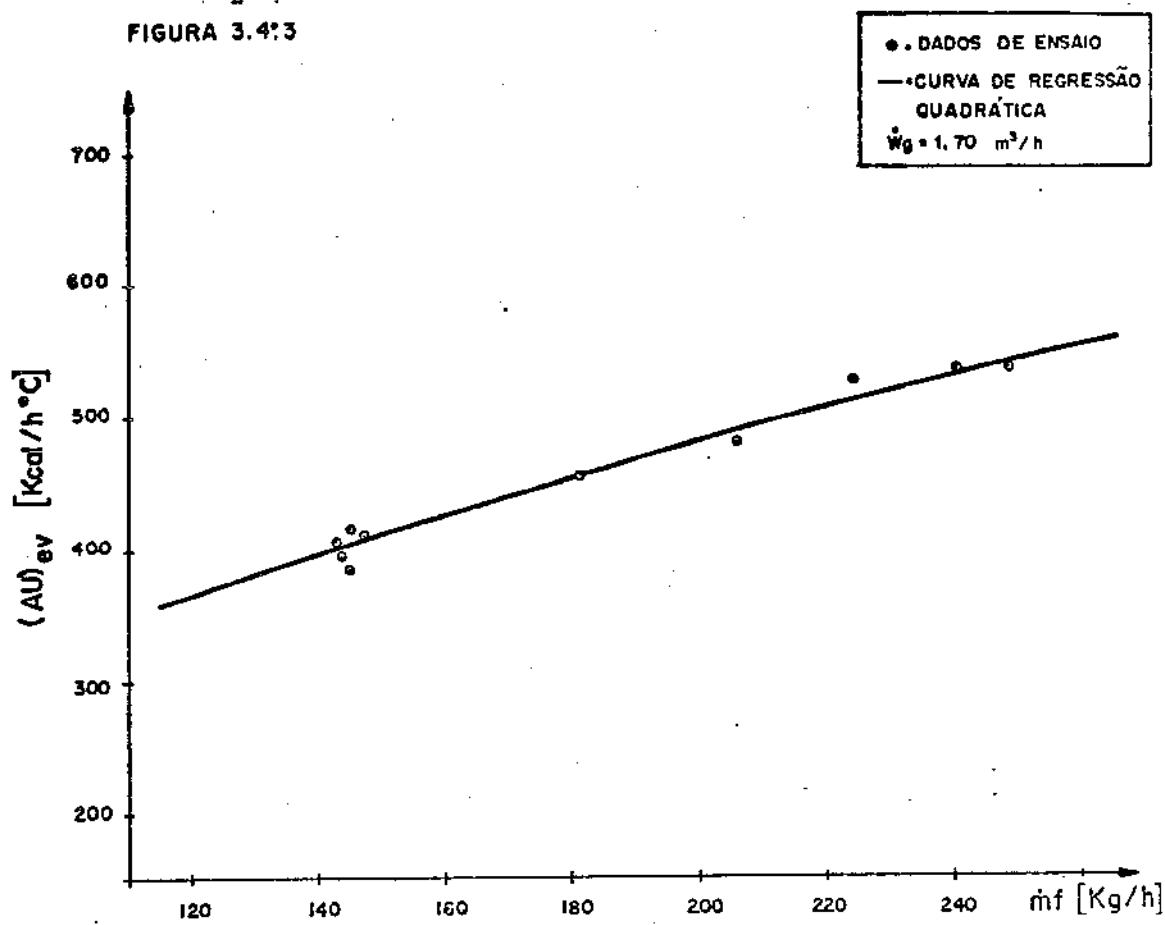
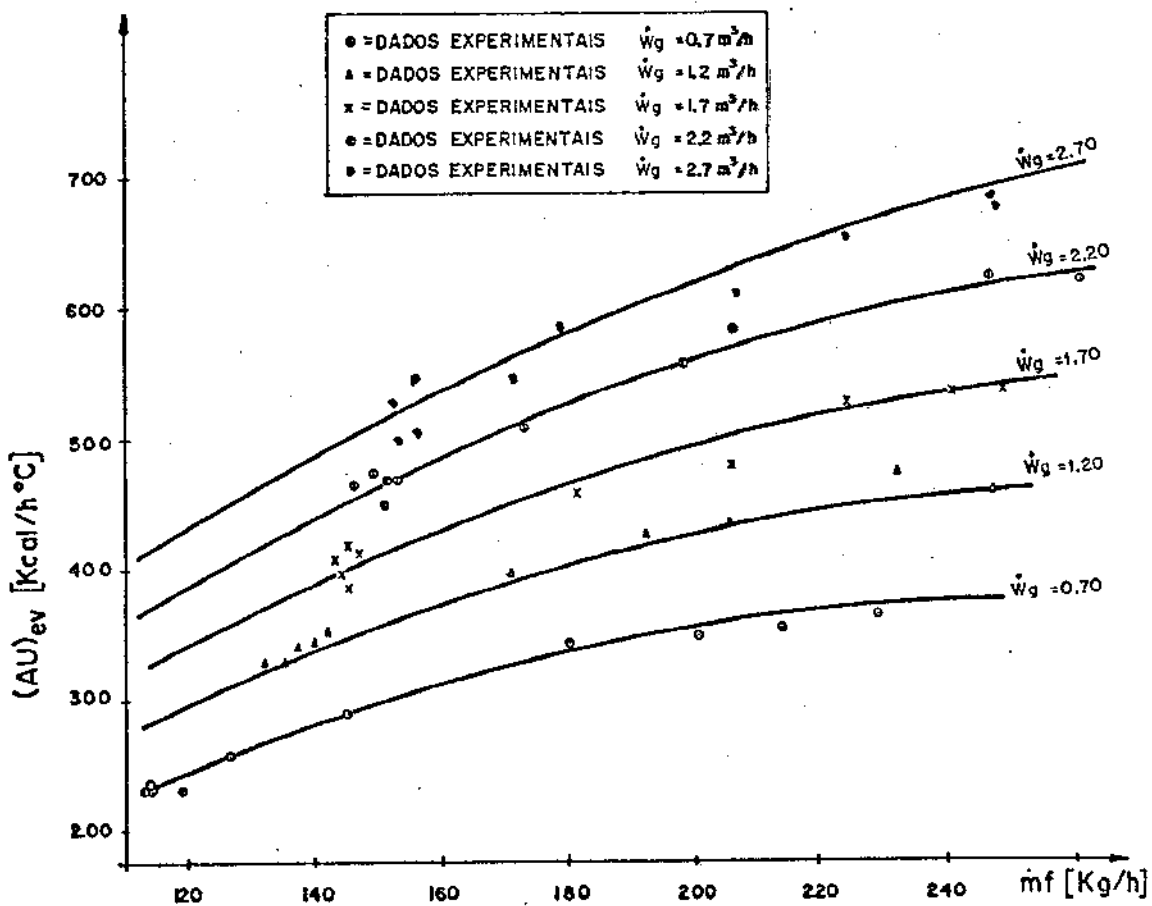
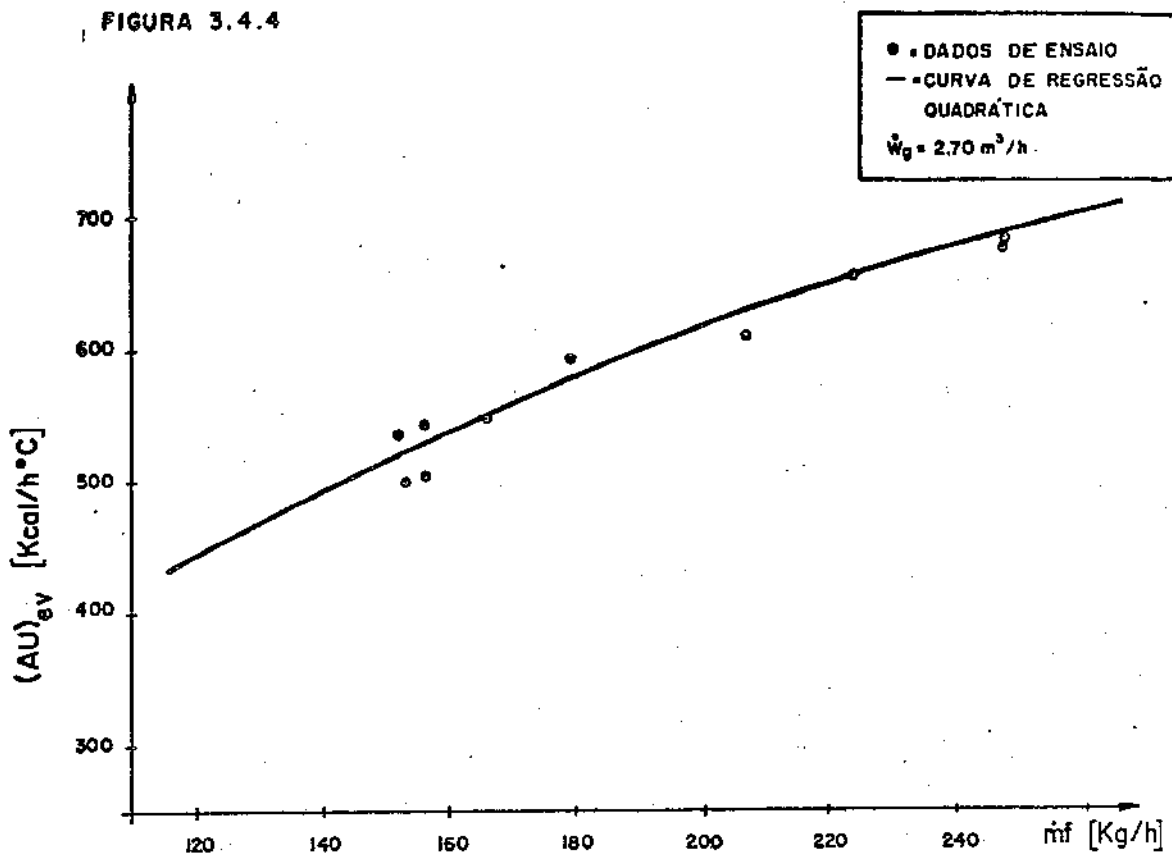


FIGURA 3.4.4



As equações (3.4.2), (3.4.3) e (3.4.4) representam a quantidade total de calor transferida no evaporador. A equação (3.4.4) pode ser desmembrada nas partes constituintes do calor total trocado no evaporador.

A figura (3.4.5) representa o ciclo termodinâmico real do fluido de trabalho e mostra cada componente do fluxo total de calor ( $\dot{Q}_{of}$ ) recebido pelo fluido de trabalho entre a entrada do evaporador e a sucção do compressor. Matematicamente podemos escrever:

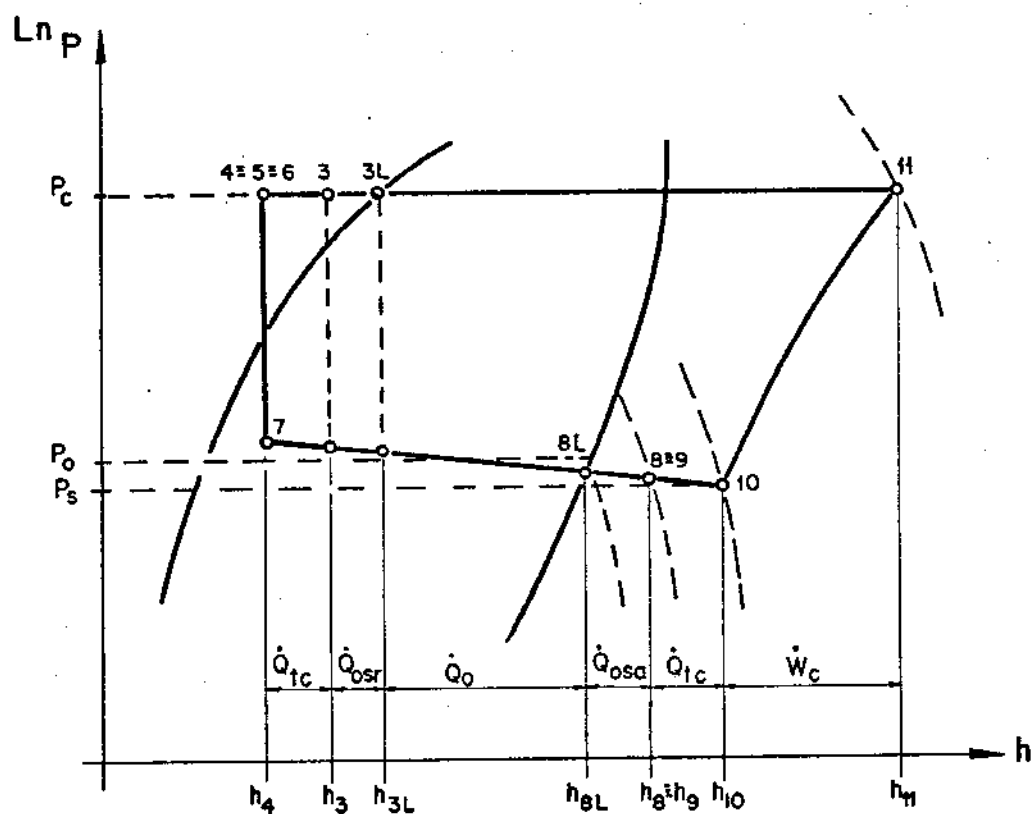


FIGURA 3.4.5 — ESQUEMA DO CICLO FRIGORÍFICO REAL POR COMPRESSÃO DE VAPOR.

$$\dot{Q}_{of} = \dot{Q}_{osr} + \dot{Q}_o + \dot{Q}_{osa} + \dot{Q}_{tc} \quad (3.4.14)$$

onde

$$\dot{Q}_{osr} = (h_{3L} - h_3) \dot{m}_f \quad (3.4.15)$$

$$\dot{Q}_{osa} = (h_g - h_{gL}) \dot{m}_f \quad (3.4.16)$$

$$\dot{Q}_{tc} = \dot{Q}_{tcv} = Q_{tcl} \quad (3.3.3)$$

A equação (3.4.14) é conveniente para a simulação ao separar cada componente da capacidade frigorífica, que pode ou não existir no sistema, dependendo do projeto, e possibilita utilizar a equação (3.1.10), que foi desenvolvida para condições saturadas.

### 3.5 - Reservatório da Solução de Etileno glicol.

A função do reservatório de etileno glicol no sistema de refrigeração TD-30 do laboratório de frio da FEAA/UNICAMP é armazenar o fluido intermediário (etileno glicol). A inércia do sistema é dada por essa quantidade de massa de etileno glicol aí armazenado.

O reservatório de etileno glicol da instalação frigorífica é isolado externamente com uma camada de poliestireno de 25 mm sobre uma camada de lã de vidro de 5 mm, totalizando uma espessura de 30 mm. Devido a espessura de isolamento é viável considerar que não há fluxo de calor nas condições de operação do sistema do meio externo para o etileno glicol do reservatório.

No reservatório, um conjunto de resistências elétricas

tricas fornece a carga de simulação para o sistema. Uma bomba faz circular o etileno glicol entre o evaporador e o reservatório.

As hipóteses para equacionar o processo no reservatório são:

a) O trabalho da bomba é desprezível

b) A massa de etilenoglicol no reservatório ( $M_g$ ) é constante.

c) A temperatura do etileno glicol no reservatório ( $T_g$ ) é uniforme, variando com o tempo.

d) A variação de energia cinética e potencial de escoamento do etileno glicol é desprezível.

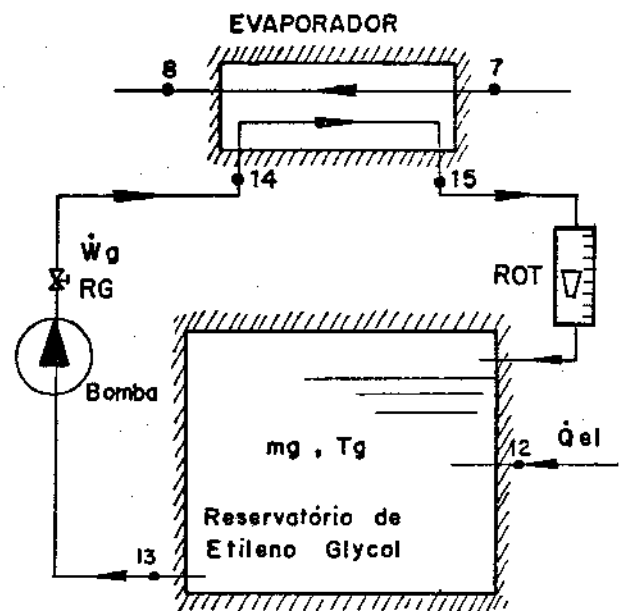


Figura 3.5.1: Esquema do reservatório de etileno glicol, bomba e evaporador.

O balanço de calor para o reservatório de etileno glicol juntamente com o evaporador pela primeira lei da termodinâmica é:

$$\frac{\delta Q_{el}}{\delta t} + \rho_g C_{pg} \dot{w}_g T_{15} = \frac{\delta E_{vc}}{\delta t} + \rho_g C_{pg} \dot{w}_g T_{14} \quad (3.5.1)$$

onde

$\delta Q_{el}/\delta t = \dot{Q}_{el}$ , fluxo de calor introduzido no reservatório pelo conjunto de resistências de aquecimento nele instalados.

Rearranjando a equação (3.5.1) temos:

$$\frac{\delta E_{vc}}{\delta t} = \dot{Q}_{el} + \rho_g C_{pg} \dot{w}_g (T_{15} - T_{14}) \quad (3.5.2)$$

Sendo o equivalente térmico devido à massa do reservatório (apêndice 1), desprezível em comparação ao equivalente térmico da solução de etileno glicol no reservatório, podemos escrever para a variação de energia do reservatório a seguinte expressão:

$$\frac{\delta E_{vc}}{\delta t} = M_g C_{pg} \frac{\delta T_g}{\delta t} \quad (3.5.3)$$

Para as hipóteses inicialmente admitidas temos:

$$T_{14} = T_g = T_{12} \quad (3.5.4)$$

e sendo,

$$\frac{\delta T_g}{\delta t} = (T_{g_{t+\delta t}} - T_{g_t}) / \delta t \quad (3.5.5)$$

e ainda,

$$\rho_g C_{pg} \dot{w}_g (T_{15} - T_{14}) = -\dot{Q}_{og} \quad (3.5.6)$$

Finalmente a expressão para a variação de temperatura do etileno glicol no reservatório será:

$$T_{g_{t+\delta t}} = T_{g_t} + \left( \frac{\dot{Q}_{el} - \dot{Q}_{og}}{M_g C_{pg}} \right) \delta t \quad (3.5.7)$$

O conjunto de resistências elétricas localizadas



no reservatório, possui três degraus de carga identificados em três posições da chave de força os quais são:

Chave na posição OFF	- sem carga
Chave na posição "low"	- 4,720 kW
Chave na posição "mean"	- 7,960 kW
Chave na posição "high"	- -

A carga na posição "high" é maior que a capacidade do sistema e não pode ser testada.

Assim, os parâmetros  $\dot{w}_g$  e  $\dot{Q}_{el}$  são constantes para cada ensaio, sendo em seguida variadas para outro ensaio.

#### 4 - MATERIAIS E MÉTODOS

##### 4.1 - Banco de Ensaio

O banco de ensaio utilizado para determinar dados experimentais é o sistema de refrigeração TD-30 do laboratório de frio da FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA E ALIMENTOS (FEAA) da UNICAMP. O sistema de refrigeração TD-30 consiste basicamente de:

a) Compressor alternativo de quatro cilindros e opera com rotação nominal de 900 rpm.

b) Motor elétrico com potencia nominal de 3 kW para acionar o compressor.

c) Condensador resfriado a água do tipo - serpentina e carcaça (Shell and Coil).

d) Válvula de expansão termostática com equalização de pressão externa.

f) Evaporador para resfriamento de líquido do tipo - tubo e carcaça (Shell and Tube).

g) Reservatório para armazenar o líquido resfriado no evaporador (etileno glicol).

h) Bomba centrífuga para circular o etileno glicol entre o reservatório e o evaporador.

O sistema TD-30 possui ainda os seguintes aparelhos de medida:

a) Três rotâmetros para medir as vazões de: fluido frigorífico, etileno glicol e água de condensação.

b) dois manômetros, um para medir a pressão de sucção e de vaporização e outro para medir a pressão de condensação.

c) um conjunto de termopares de cobre-constantan para medir as temperaturas nos pontos importantes do sistema.

d) medidor de energia elétrica (KWh), para o conjunto de resistência de aquecimento do etileno glicol.

e) amperímetro no circuito do conjunto de resistências elétricas de aquecimento do etileno glicol.

f) dinamômetro para medir o torque no eixo do compressor.

O sistema de refrigeração TD-30 está esquematizado na figura (1.3.1). As linhas de sucção e descarga, assim como os componentes, a menos do compressor e do condensador são todos isolados.

O sistema de refrigeração TD-30, tal como apresentado é fabricado por TECQUIPMENT LIMITED, NOTTINGHAM, ENGLAND, e indicada para laboratórios educacionais de refrigeração.

Além dos aparelhos de medida pertencentes ao equipamento (já indicados), outros foram usados para medir:

#### Temperaturas

As temperaturas numeradas de 1 a 15 com termopares de cobre-constantan lidas num termômetro digital FLUKE

Modelo - 2100 A

Fabricante - John Fluke mfg. Co., Inc.

Resolução - 0,1°C

Nº de fabricação - 850022

Os termopares foram conectados a um multipoint  
FLUKE

Modelo - 2150 A

Fabricante - John Fluke mfg. Co., Inc

Nº de fabricação - 605012

Os termopares juntamente com o termômetro digital e o multipoint FLUKE foram calibrados para temperaturas maiores de 0°C utilizando um termômetro de vidro com mercúrio como padrão (curvas de calibração apêndice-2).

Nº de identificação - 1900/18

Escala graduada - -10 a 102°C

divisões da escala - 0,2°C

#### Tempo

O tempo foi medido por um cronômetro

Tipo - Sportex 7 jewels

Fabricação - Swiss made

#### Velocidade angular

A rotação do compressor foi lida por um tacômetro portátil

Modelo - PR 9907

Fabricante - Philips

gerador de impulsos de sincronização e deslocamento para conexão com o tacômetro

Modelo - PR 9121

Fabricante - Philips

## Pressão

A pressão de vaporização, sucção e descarga do compressor foram lidas por dois manômetros:

Manômetro de sucção e vaporização

Tipo - Bourdon

Fabricante - Tecquipment

Escala - -1 a 8 bars

Divisão de escala - 0,2 bars

Manômetro de descarga

Tipo - Bourdon

Fabricante - Tecquipment

Escala - -1 a 15 bars

Divisão de escala - 0,5 bars

Os manômetros de sucção e descarga foram calibrados por um manômetro padrão (apêndice 2)

Tipo - Bourdon

Fabricante - HAENNI (Swiss made)

Os rotâmetros da instalação foram calibrados com água, desta calibração verificou-se não haver desvios entre o valor indicado na escala e o valor medido (apêndice 2).

## 4.2 - Experimentos

Inicialmente foram executados uma série de ensaios, sem responsabilidade dos resultados, com o objetivo de

tomar contato com o sistema.

Posteriormente, uma série de ensaios foram realizados modificando-se apenas um parâmetro do sistema, mantendo-se as demais condições constantes e esperou-se o sistema alcançar o regime permanente para se processar a leitura das variáveis do sistema.

Para verificar se o sistema estava ou não em regime permanente acompanhava-se algumas das variáveis do sistema e se os valores das variáveis acompanhadas não se modificavam durante um intervalo de 10 minutos, admitia-se que o sistema estava em regime permanente, nessas condições eram lidas as variáveis do sistema.

Para experimentos em regime transitório houve certas dificuldades quando os gradientes eram muito grandes, muitos experimentos não puderam ser apresentados visto que os valores medidos não eram coerentes com os dados em regime permanente.

Os tempos foram medidos por um cronômetro e iniciava-se a leitura das temperaturas pelo termômetro digital, o tempo gasto para leitura de todas as temperaturas mais importantes foi de 1 minuto, assim, adotou-se que os valores lidos corresponderiam ao tempo instantâneo médio entre o início de medição e fim.

Os valores experimentais mais significativos para regime transiente são apresentados no Capítulo 5 e os valores experimentais mais importantes para regime permanente foram mostrados no Capítulo 3.

#### 4.3 - Modelo matemático.

O modelamento matemático do sistema de refrigeração para quaisquer condições de funcionamento desenvolvido neste trabalho apresenta as seguintes simplificações:

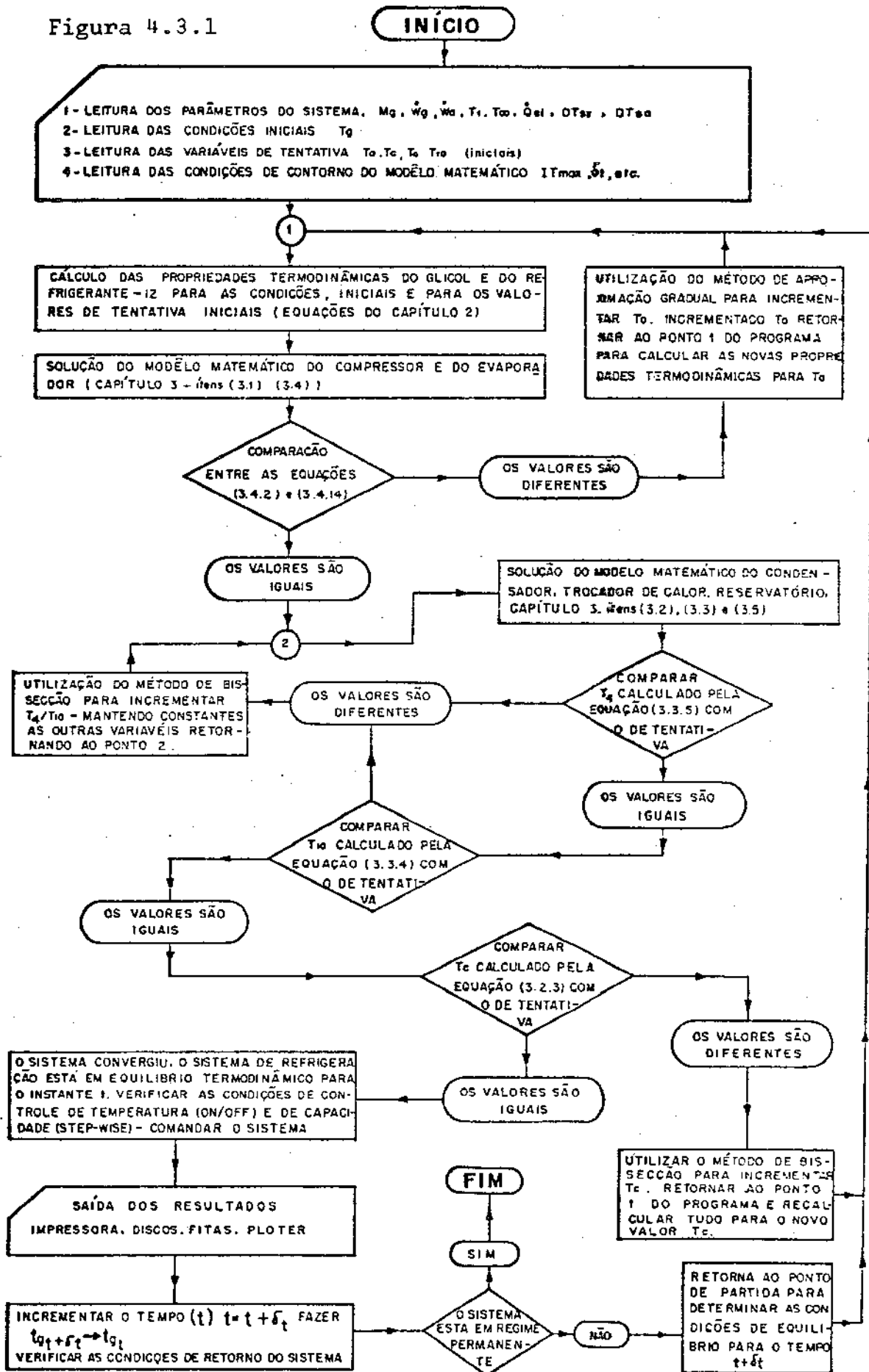
Admite-se que o processo contínuo possa ser representado por um "Processo de quase Equilíbrio" [17]. O processo de quase equilíbrio é aquele em que o desvio do equilíbrio termodinâmico é infinitesimal e todos os estados pelos quais o sistema passa durante um processo de quase-Equilíbrio podem ser considerados como estados de equilíbrio. Segundo Wylen [17], muitos dos processos reais podem ser assim tratados.

Uma outra hipótese do modelo matemático é que o intervalo de tempo considerado no processo de quase-equilíbrio, 10,8 segundos é suficientemente pequeno comparada ao tempo médio do transiente que é de 2400 segundos. Intervalos de tempo menores aumentam demasiadamente o tempo de computação e não são justificados devido aos erros admitidos nos fenômenos de transferência de calor. Ao final de cada intervalo de tempo ( $\delta t$ ) considerado, o sistema passa para outra condição de equilíbrio.

Das simplificações do sistema físico, admitiu-se que o sub-resfriamento do fluido frigorífico no condensador, devido unicamente a este, é constante. No sistema real esse sub-resfriamento apresenta algumas variações. Na simulação adotou-se o valor médio verificado no experimento.

O modelo matemático é apresentado na forma de um diagrama de bloco explicativo na figura (4.3.1). A figura (4.3.1) mostra o método para simular o sistema de refrigeração tipo da figura (1.3.1).

Figura 4.3.1





O programa referente ao modelo matemático do sistema de refrigeração em FORTRAN é apresentado no apêndice 3.

O programa geral sugerido por Stoecker [14] para simular condições de regime foi modificado para receber as equações representativas do sistema de refrigeração TD-30, e implantado no computador HP-3000 da ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ. No programa modificado não foi possível obter convergência. Stoecker [14], já havia previsto a não convergência do programa em alguns casos.

Os processos de Convergência utilizados no modelo da figura (4.3.1) foram: "método de aproximação gradual" apresentado por Halász [9] e Murr [15] para obter a convergência de  $T_o$  e o método clássico de bissecção (Bolzano). Estes dois processos de convergência são mais lentos que o método de Newton-Raphson, que é utilizado no modelo de Stoecker [14], no entanto, tem a vantagem de sempre convergir.

As outras simplificações foram: admitir que a inércia devido aos componentes e os fluxos de calor entre o sistema e o meio externo são desprezíveis.

#### 4.4 - Controles

Os dois métodos de Controle simulados são os mais utilizados em sistemas de refrigeração.

O controle de temperatura do produto ON/OFF é o tipo mais simples de controle. Para simulá-lo simplesmente, obtida a temperatura do etileno glicol no tanque verifica-se se está dentro das condições anteriormente especificada  $T_{m\acute{a}x}$  e  $T_{m\acute{i}n}$ , e tendo sido alcançado uma destas condições o sistema é desligado

ou ligado, como no processo real.

O controle de capacidade frigorífica do tipo simulado Step-wise Controle, é normalmente encontrado em compressores de capacidade frigorífica grande. Estes compressores possuem um mecanismo no cabeçote que permite, quando comandados, de forma mecânica ou hidráulica, tirar de funcionamento o cilindro. Quando isto ocorre, o fluxo de refrigerante diminui de quantidade igual aquela deslocada pelo cilindro. O método de simulação consiste em se sentir a pressão de sucção, e comandar o ligamento ou desligamento de cilindros para condições anteriormente especificadas, como é feito na prática.

## 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados experimentais obtidos no ensaio do sistema de refrigeração TD-30 do laboratório de frio da FEAA/UNICAMP, em regime permanente, foram apresentados no capítulo 3.

Os resultados experimentais que passaremos a apresentar referem-se a valores medidos para regime transiente e para as variáveis de maior significado em sistemas de refrigeração.

### 5.1 - Resultados Experimentais.

As tabelas (5.1.1), (5.1.2), (5.1.3) e (5.1.4), mostram os valores das variáveis mais importantes do sistema de refrigeração, lidos e calculados pelas fórmulas clássicas de balanço de energia e massa considerando-se que o sistema está em equilíbrio termodinâmico no instante considerado.

As tabelas (5.1.1) e (5.1.2) referem-se a valores diretamente lidos no sistema, como: temperatura, lida diretamente nos pontos indicados na figura (1.3.1), através de termopares, pressão, lida diretamente por manômetros instalados nos pontos indicados, na figura (1.3.1) e adicionando-se posteriormente a pressão barométrica local, vazão de fluido frigorífico, etileno glicol e água de condensação medida nos rotâmetros instalados no sistema.

As tabelas (5.1.3) e (5.1.4) apresentam a temperatura de condensação ( $T_c$ ) e de vaporização ( $T_o$ ) obtidas das tabelas de propriedades termodinâmicas para o freon-12 da Du Pont [11] em função da pressão absoluta de condensação ( $P_c$ ) e pressão





TABELA 5.1.3

Dados experimentais do sistema de refrigeração TD-30 do laboratório de frio da FEAA/UNICAMP, para regime transiente com carga elétrica de simulação na posição "LOW" (Valor médio = 4060 kcal/h) variáveis calculadas a partir da Tabela 9.1.

PARÂMETRO	UNIDADES	VALORES CALCULADOS													
		0:00	4:00	6:00	11:00	16:00	21:00	26:00	31:00	36:00	41:00	46:00			
TEMPO	MINUTOS														
$T_0$	°C	-	- 2,5	- 6,0	- 9,0	- 10,5	- 12,0	- 13,0	- 13,5	- 13,5	- 13,5	- 13,5	- 13,5	- 13,5	- 13,5
$T_c$	°C	-	39,0	38,5	37,5	37,0	36,5	36,0	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5	35,5
$\dot{Q}_{of}$	kcal/h	-	6425	5771	5135	4742	4503	4250	4187	4115	4078	4078	4078	4078	4078
$\dot{Q}_{og}$	kcal/h	-	5610	5210	4541	4637	4505	4240	4108	3975	3975	3975	3975	3975	3975

TABELA 5.1.4

Dados experimentais do sistema de refrigeração TD-30 do laboratório de frio da FEAA/UNICAMP, para regime transiente, com carga elétrica de simulação na posição "MEAN". (Valor médio = 6850 kcal/h) variáveis calculadas a partir da Tabela 9.2.

TEMPO	MINUTOS	0:00	4:00	6:00	11:00	16:00	21:00	26:00	31:00	36:00	41:00	46:00
$T_0$	°C	-	5,5	4,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	
$T_c$	°C	-	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	
$\dot{Q}_{of}$	kcal/h	-	7813	7447	7287	7203	7096	7096	7096	7096	7096	
$\dot{Q}_{og}$	kcal/h	-	7580	7340	7168	7270	7264	7400	7263	7263	7263	

absoluta de vaporização ( $P_0$ ). O cálculo da capacidade frigorífica do sistema para o instante de tempo ( $t$ ) é feito de duas formas:

a) Considera-se o fluxo de refrigerante que flui no sistema ( $\dot{W}_f$ ) e a temperatura média entre entrada e saída do rotâmetro lida pelos termopares 5 e 6, praticamente igual a temperatura 4, obtem-se o volume específico do freon-12 para a temperatura média e pressão de condensação e determina-se o fluxo mássico de refrigerante ( $\dot{m}_f$ ), com a diferença de entalpia obtida da mesma tabela [11] calcula-se o fluxo de calor ( $\dot{Q}_{of}$ ) para o instante considerado ( $t$ ), admitindo-se que o sistema está em equilíbrio termodinâmico, pela 1ª lei da termodinâmica considerando-se que a variação de energia cinética e potencial são nulas, este fluxo de calor é denominado  $\dot{Q}_{of}$ , por ser calculado do lado do fluido pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{of} = \dot{m}_f (h_8 - h_7) \quad (3.4.4)$$

b) Considera-se o fluxo de etileno glicol ( $\dot{W}_g$ ), circulado pela bomba e medido no rotâmetro, e as respectivas temperaturas de entrada e saída 14 e 15 conforme figura (1.3.1). Determina-se das equações (2.2.1) e (2.2.4) o calor específico e a massa específica da solução de etileno glicol, pode-se desta forma, da 1ª lei da termodinâmica calcular o fluxo de calor ( $\dot{Q}_{og}$ ), pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{og} = C_{pg} \cdot \dot{W}_g \cdot \rho_g (T_{14} - T_{15}) \quad (3.4.3)$$

Na comparação das duas formas de se calcular a

capacidade térmica do sistema ( $\dot{Q}_{of}$  e  $\dot{Q}_{og}$ ) verifica-se que quando o sistema tende a regime permanente os valores calculados de uma e outra forma tende ao mesmo valor e também ao valor da carga térmica de simulação ( $\dot{Q}_{e1}$ ). No início de funcionamento, quando os gradientes de temperatura e fluxo de refrigerante são grandes, os valores calculados apresentam diferenças maiores.

As grandes diferenças para o início de funcionamento são, provavelmente, devido ao sistema de medidas e principalmente devido a dificuldade de leitura do fluxo de refrigerante no rotâmetro. No caso da tabela (5.1.3) para o primeiro valor, ou seja para o tempo de 4 minutos, acreditamos em um erro na medida de temperatura da solução de etileno glicol.

A média dos dois valores fornece um valor que pode ser considerado bom para ensaios de sistemas térmicos em que a quantidade de parâmetros envolvido é muito grande.

## 5.2 - Resultados da Simulação

A simulação do sistema de refrigeração TD-30 das equações desenvolvidas nos capítulos precedentes foi feita considerando-se os mesmos parâmetros dos ensaios do sistema cujos dados foram apresentados nas tabelas (5.1.1), (5.1.2), (5.1.3) e (5.1.4). O sistema de refrigeração é aquele indicado na figura (1.3.1).

As figuras (5.2.1), (5.2.2), (5.2.3) e (5.2.4) apresentam os resultados de simulação do sistema de refrigeração para as variáveis mais importantes (linha contínua), para dois casos específicos de carga térmica.



As figuras (5.2.1) e (5.2.2) refere-se a uma carga térmica de 4060 kcal/h obtida através do conjunto de resistências elétricas locadas no reservatório de etileno glicol, com a chave elétrica do conjunto de resistências selecionada na posição "LOW".

Os resultados experimentais para o ensaio do sistema TD-30 com os mesmos parâmetros utilizados na simulação são plotados para se verificar a concordância entre resultados experimentais e de simulação. Esta comparação mostra que os resultados experimentais são normalmente inferiores aos valores de simulação.

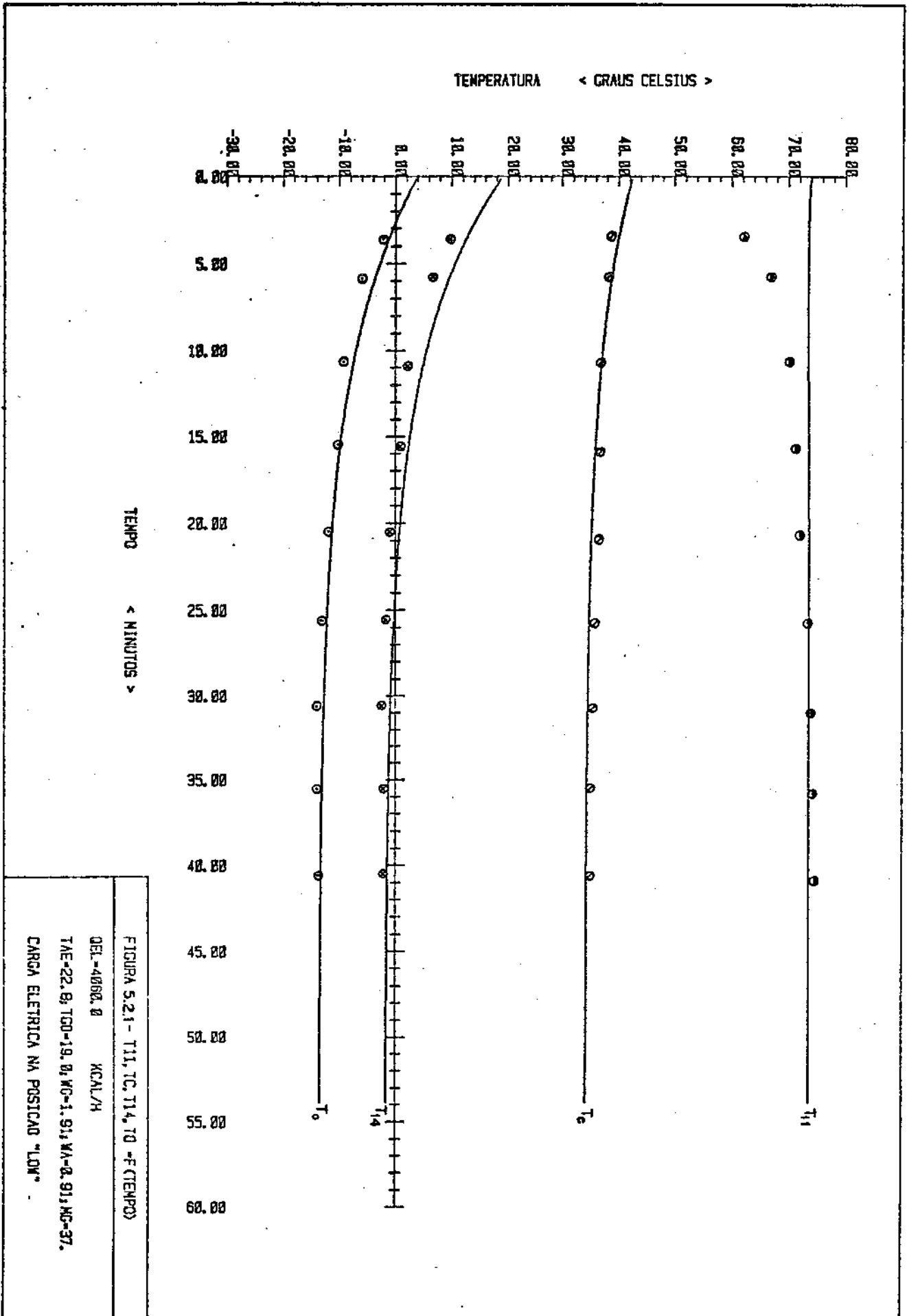
A figura (5.2.1) apresenta a partir da parte inferior para a superior da folha respectivamente as seguintes variáveis do sistema em função do tempo (t); temperatura de vaporização do freon-12 no evaporador ( $T_0$ ), temperatura do etileno glicol no reservatório ( $T_{14}$ ), temperatura de condensação do freon-12 no condensador ( $T_c$ ), (quando se mantém o fluxo de água de condensação constante); temperatura do freon-12 ao deixar o compressor ( $T_{11}$ ).

A figura (5.2.2) apresenta a capacidade frigorífica do sistema ( $\dot{Q}_0$ ) e a carga térmica simulada ( $\dot{Q}_{e1}$ ) constante é igual a 4060 kcal/h.

A análise da figura (5.2.2) mostra que a partir do tempo de 40 minutos o processo pode ser considerado como em regime permanente, que é verificado pelos valores experimentais.

A concordância entre os valores experimentais e de simulação para este caso pode ser considerada boa.

As figuras (5.2.3) e (5.2.4) são semelhantes res



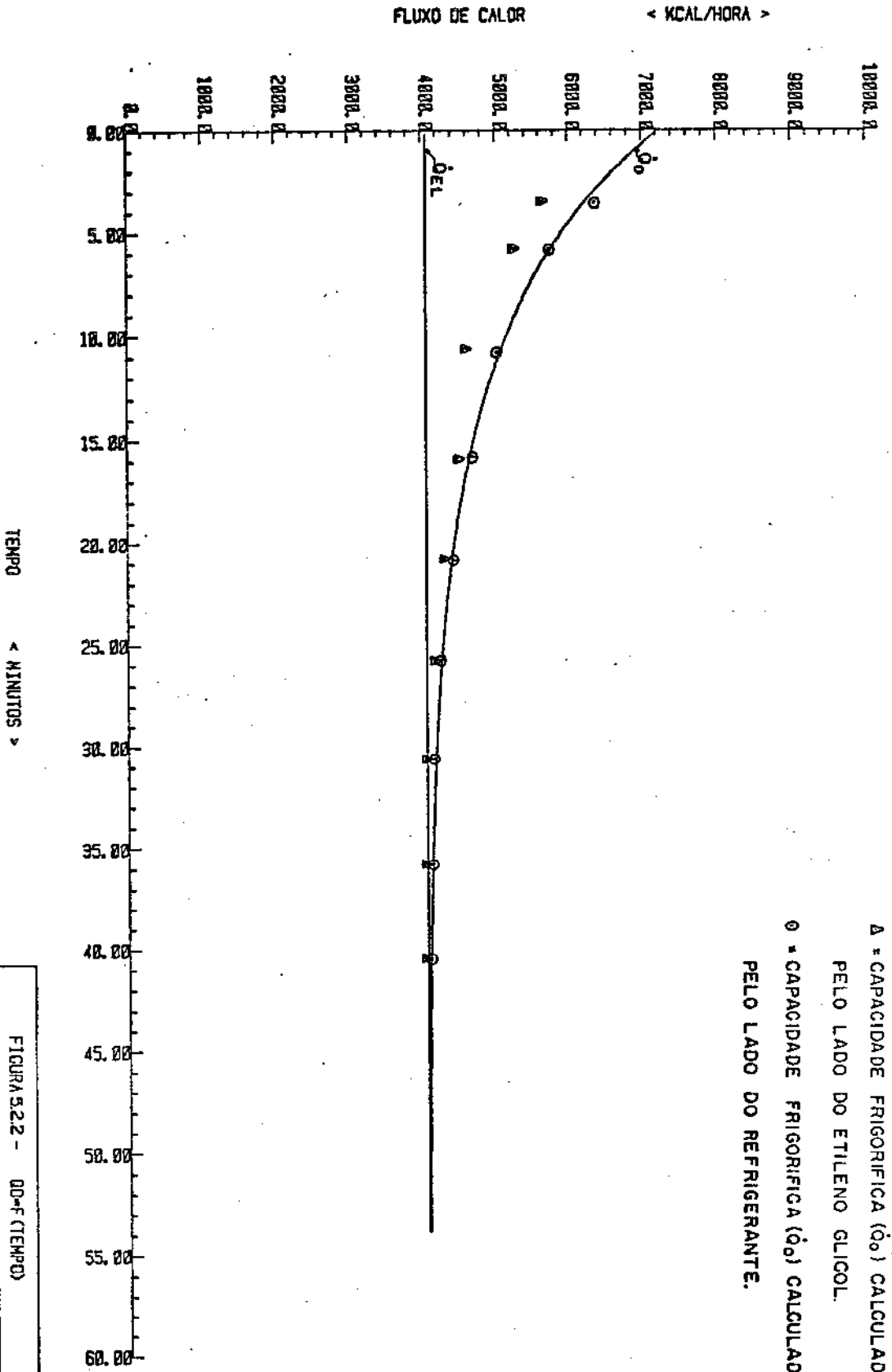


FIGURA 5.2.2 - QD-F (TEMPO)  
 QEL-4000.0 KCAL/H  
 TAE-22.0; TGD-19.0; KG-1.91; KA-2.91; NC-37.  
 CARGA ELÉTRICA NA POSIÇÃO "LOW"

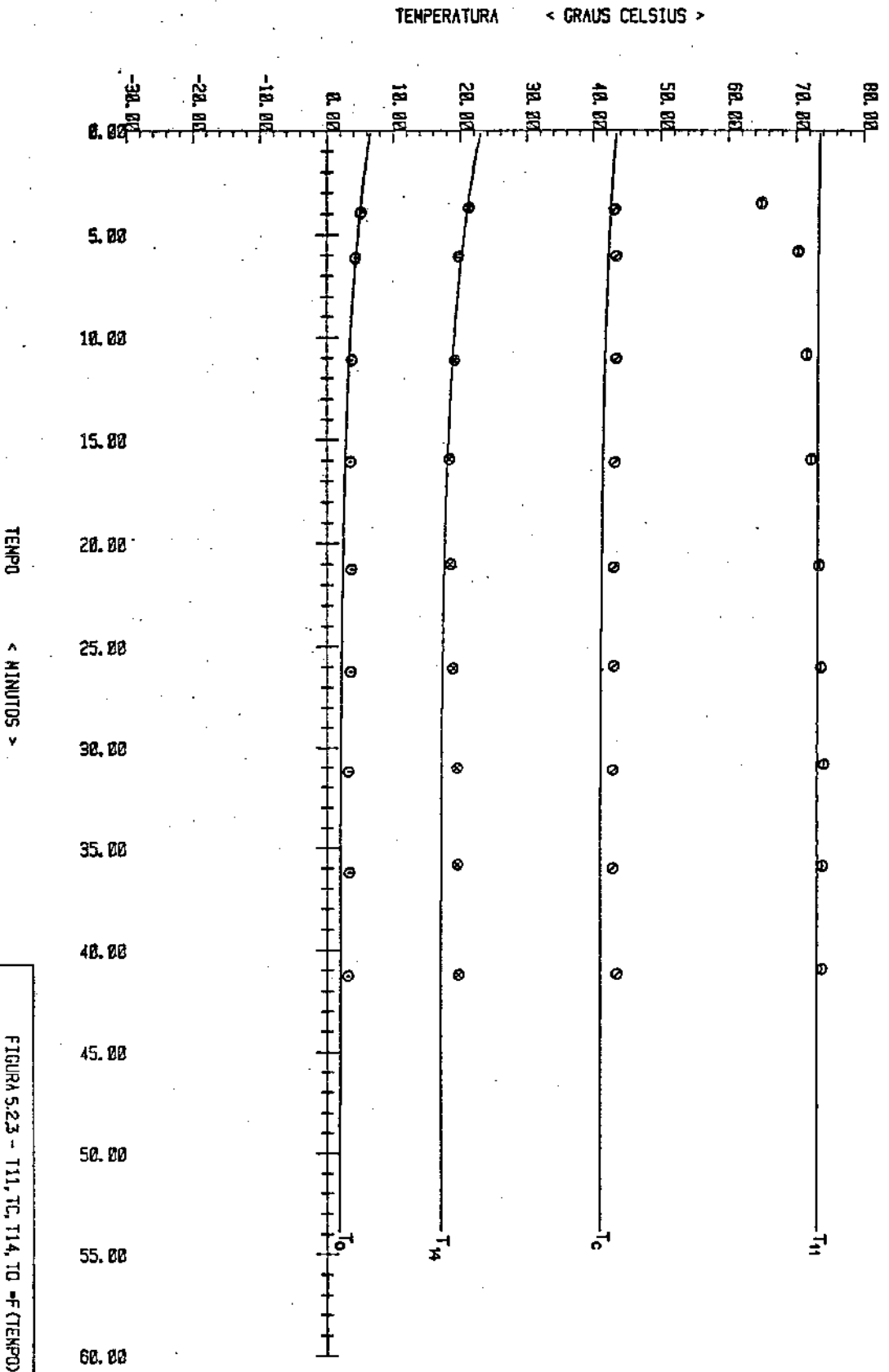


FIGURA 5.23 - T11, Tc, T14, T0 = F (TEMPO)

DEL-6850.0 KCAL/H

TAE-22.3, T00-23.0, KG=1.87, M=0.92, MG=37.

CARGA ELETRICA NA POSICAO "MEAN"

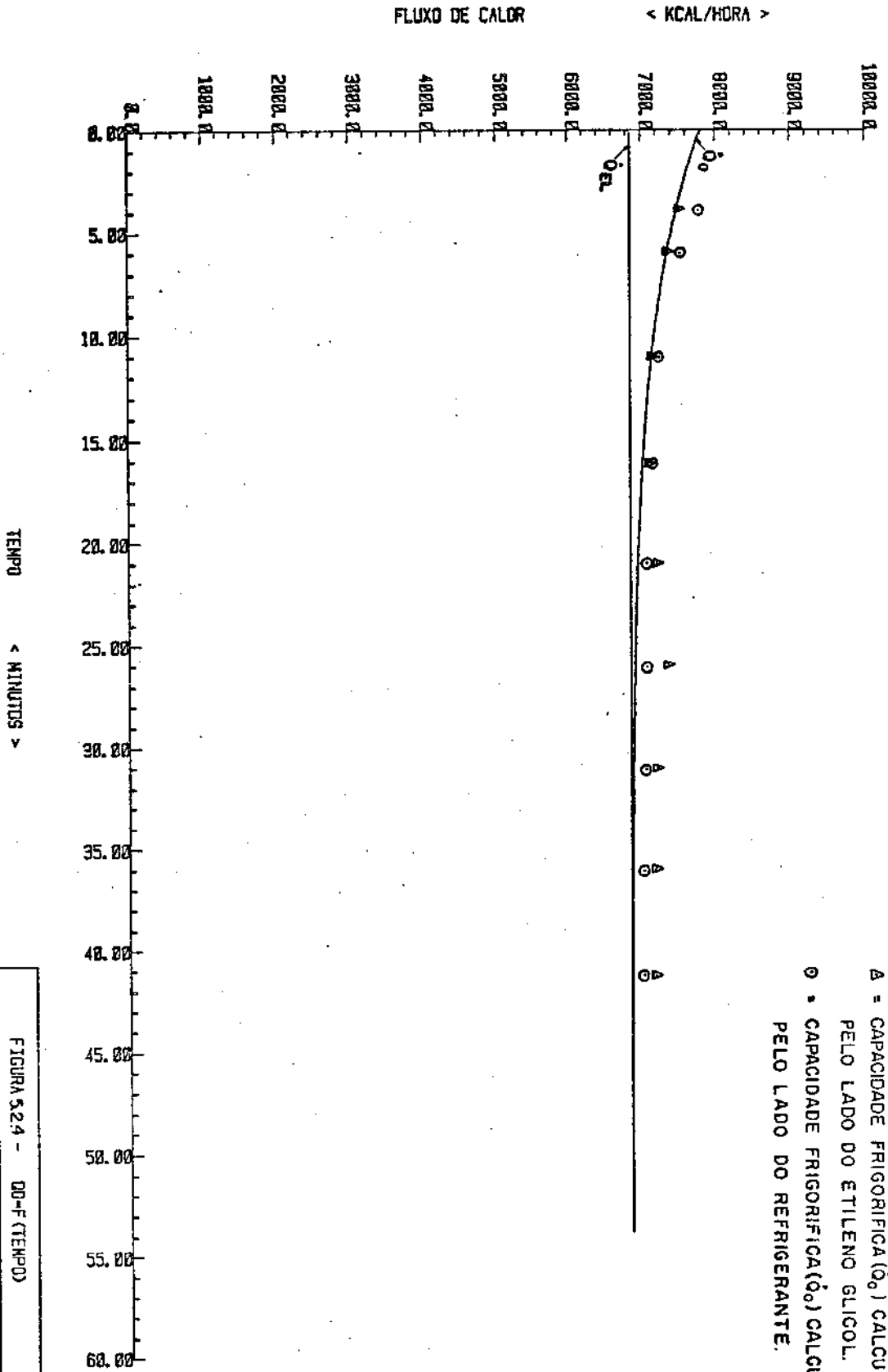


FIGURA 5.24 - DD-F (TEMPO)

DEL-6850, Ø KCAL/H

TAE-22, 3; TCO-23, Ø; KG-1, 87; WA-Ø, 92; NC-37.

CARGA ELETRICA NA POSICAO "NEAR"

pectivamente às figuras (5.2.1) e (5.2.2) mas para carga térmica de simulação ( $\dot{Q}_{e1}$ ) de 6850 kcal/h. Para este caso observa-se que os resultados experimentais são normalmente superiores aos de simulação oposto ao que ocorreu no primeiro caso mostrado.

Os parâmetros de maior importância do sistema são: vazão de água de condensação ( $\dot{W}_a$ ), temperatura da água na entrada do condensador ( $T_1$ ), massa de etileno glicol no reservatório ( $M_g$ ), temperatura inicial do etileno glicol ( $T_{g0}$ ), fluxo de etileno glicol ( $\dot{W}_g$ ) e carga térmica ( $\dot{Q}_{e1}$ ). Os resultados de simulação foram obtidos considerando-se esses parâmetros constante ao longo de todo o processo, ocorrendo no experimento pequenas variações de alguns desses parâmetros como pode ser verificado nas tabelas (5.1.1) e (5.1.2). As pequenas variações no entanto não alteram significativamente os resultados.

### 5.3 - Resultados de Simulação do Sistema com Controle ON/OFF de Temperatura do Produto (Etileno Glicol).

Os resultados de simulação do sistema de refrigeração TD-30 com controle de temperatura do produto resfriado (etileno glicol), através de um termostato localizado no reservatório de etileno glicol é apresentado nas figuras (5.3.1) a (5.3.8) para algumas condições do sistema.

O termostato localizado no reservatório de etileno glicol trabalha numa faixa de 4°C, entre ligar (on) e desligar (off). Este tipo de controle é chamado normalmente na literatura de "Controle on/off", ou "Controle de dois pontos".

O termostato, para os casos de simulação aqui apresentados, foi regulado para as seguintes temperaturas de contro

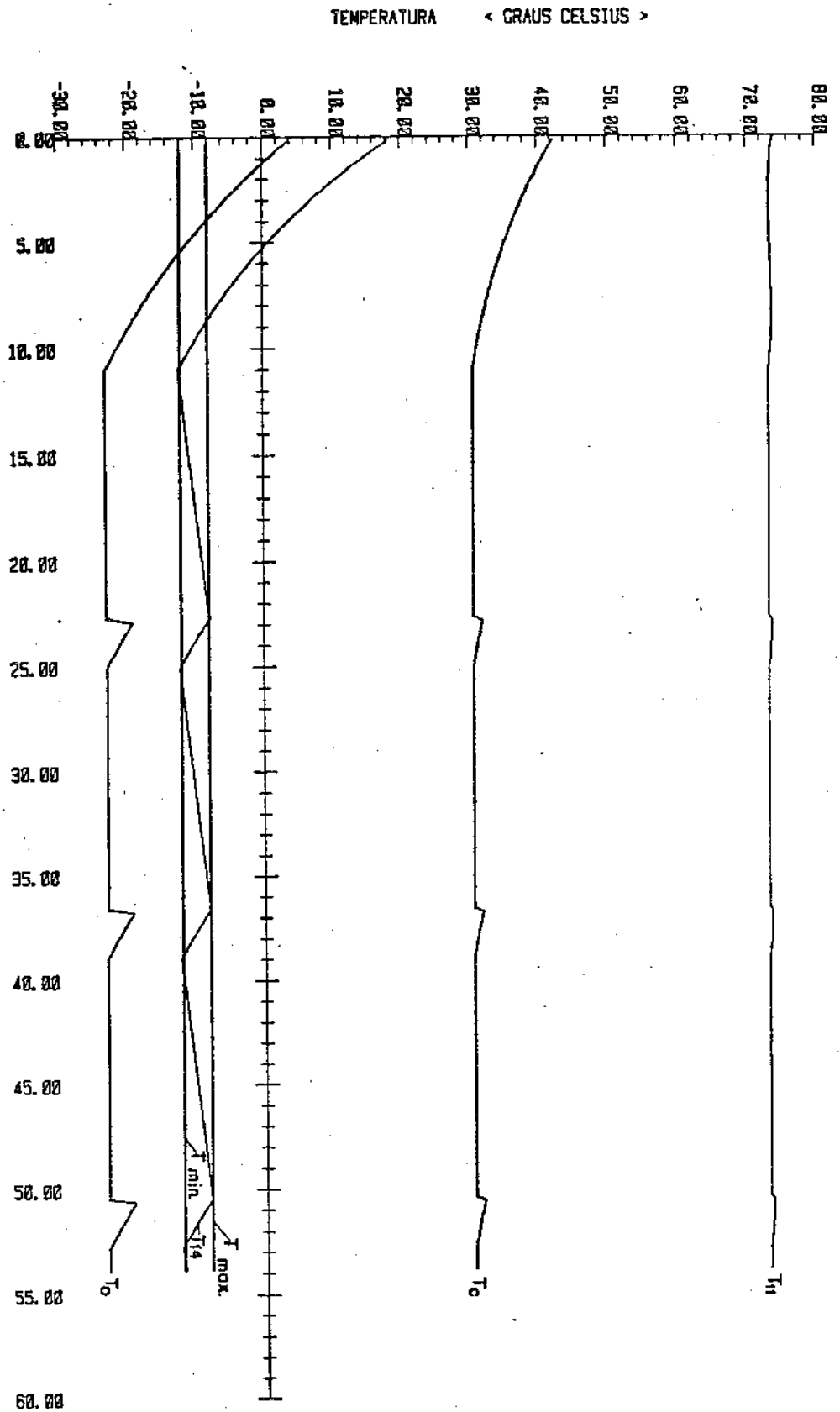
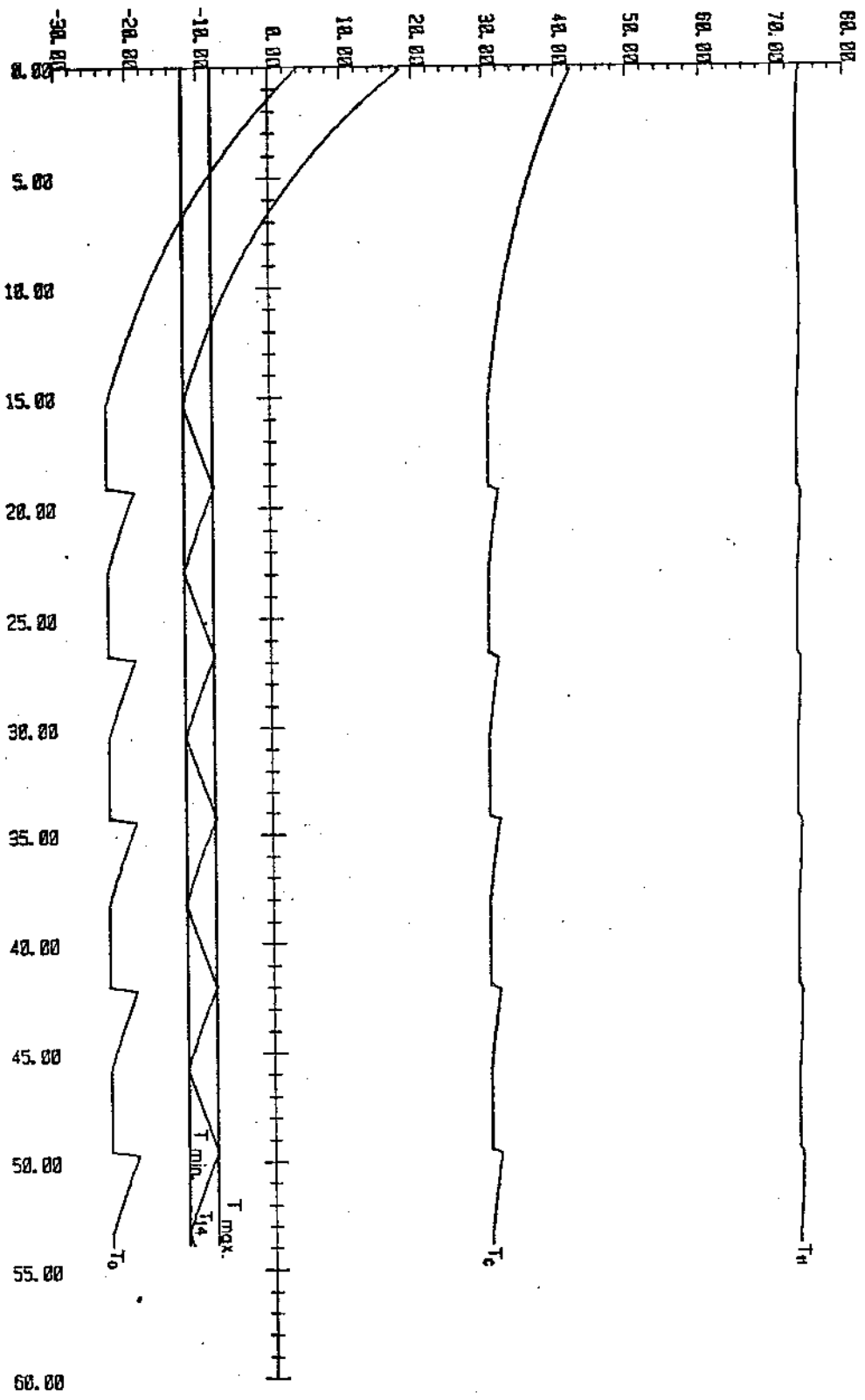


FIGURA 534 - (T11, T14, T10) - F(TEMPO)  
 QEL=0500.0 KCAL/H CONSTANTE  
 TAE=22.8; T00=19.8; KA=1.91; KA=2.91; KC=37.  
 CONTROLE DE TEMPERATURA "ON/OFF"

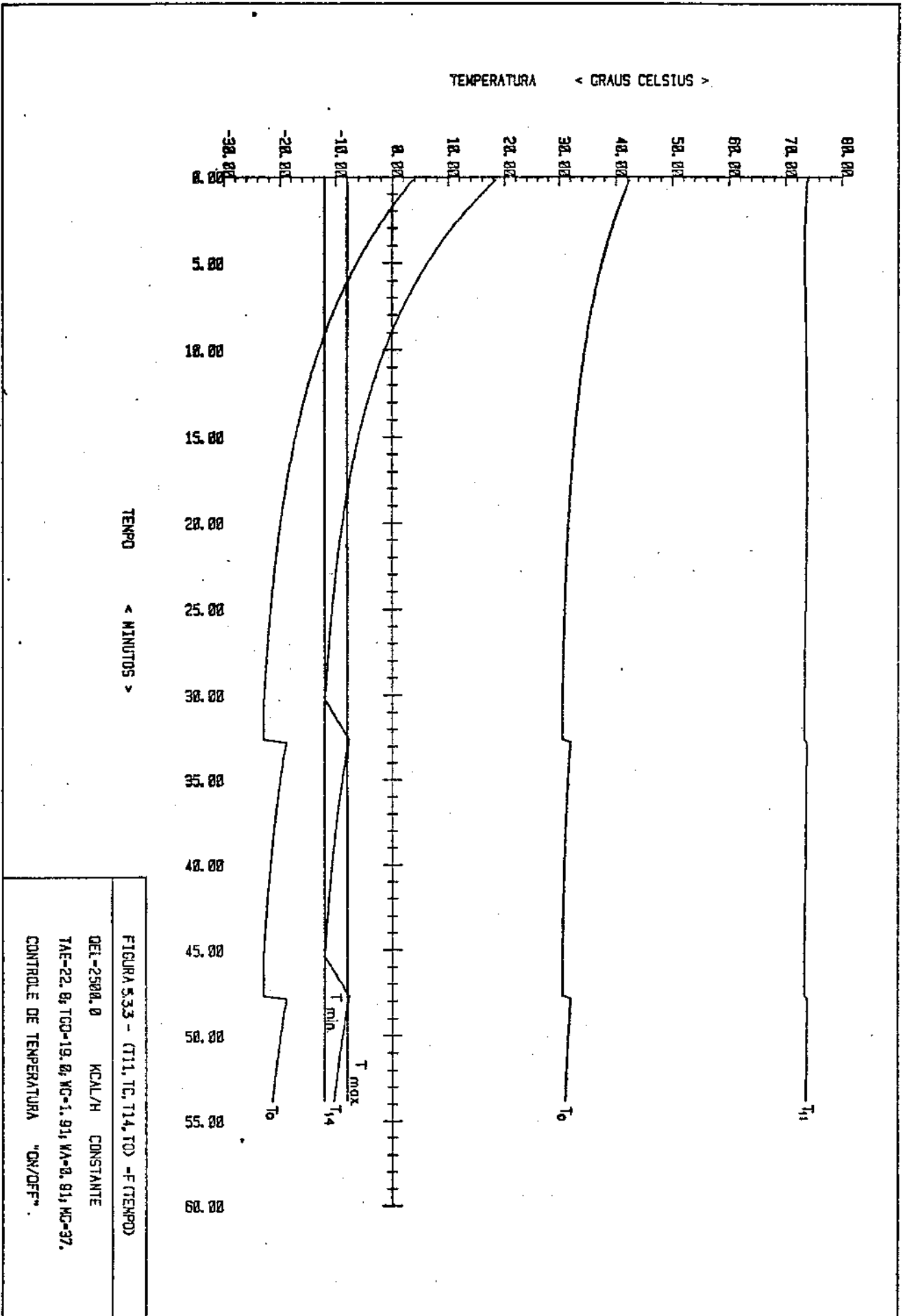
TEMPERATURA < GRAUS CELSIUS >

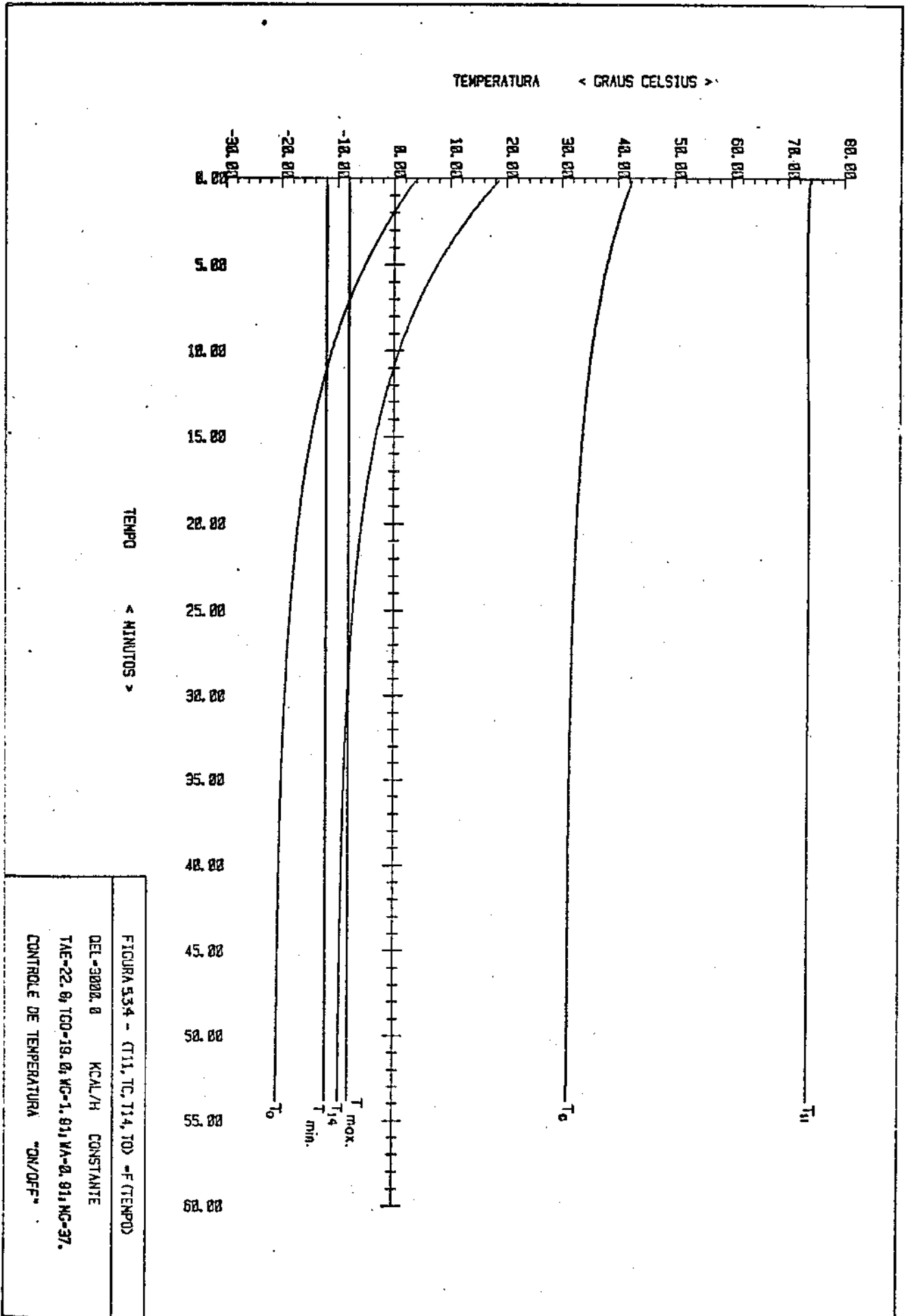


TEMPO < MINUTOS >

FIGURA 532 - (T11, TC, T14, TD) - F (TEMPD)  
 DEL-1500.0 KCAL/H CONSTANTE  
 TAE-22, B; TGO-19, G; KG-1, 91; VA-0, 91, MC-97.  
 CONTROL DE TEMPERATURA "ON/OFF"







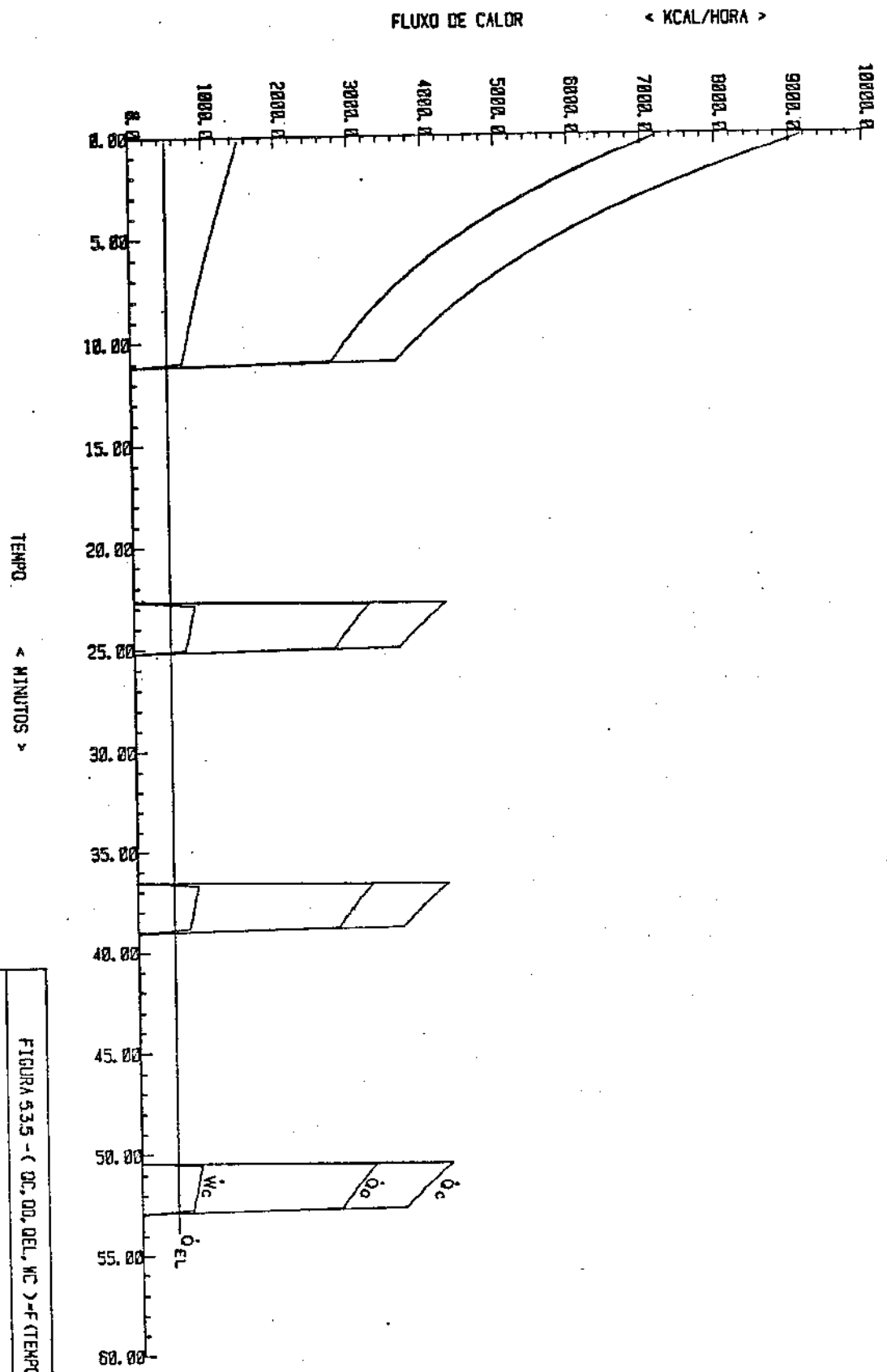


FIGURA 5.3.5 - ( Q<sub>c</sub>, Q<sub>d</sub>, Q<sub>EL</sub>, Q<sub>e</sub> ) = F (TEMPO)  
 Q<sub>EL</sub> = 0,5 Q<sub>c</sub>, Q<sub>e</sub> = 0,5 Q<sub>c</sub> / H CONSTANTE  
 T<sub>AE</sub> = 22, 0; T<sub>OD</sub> = 19, 0; K<sub>0</sub> = 1, 91; K<sub>A</sub> = 0, 91; K<sub>C</sub> = 37.  
 CONTROL DE TEMPERATURA "ON/OFF"

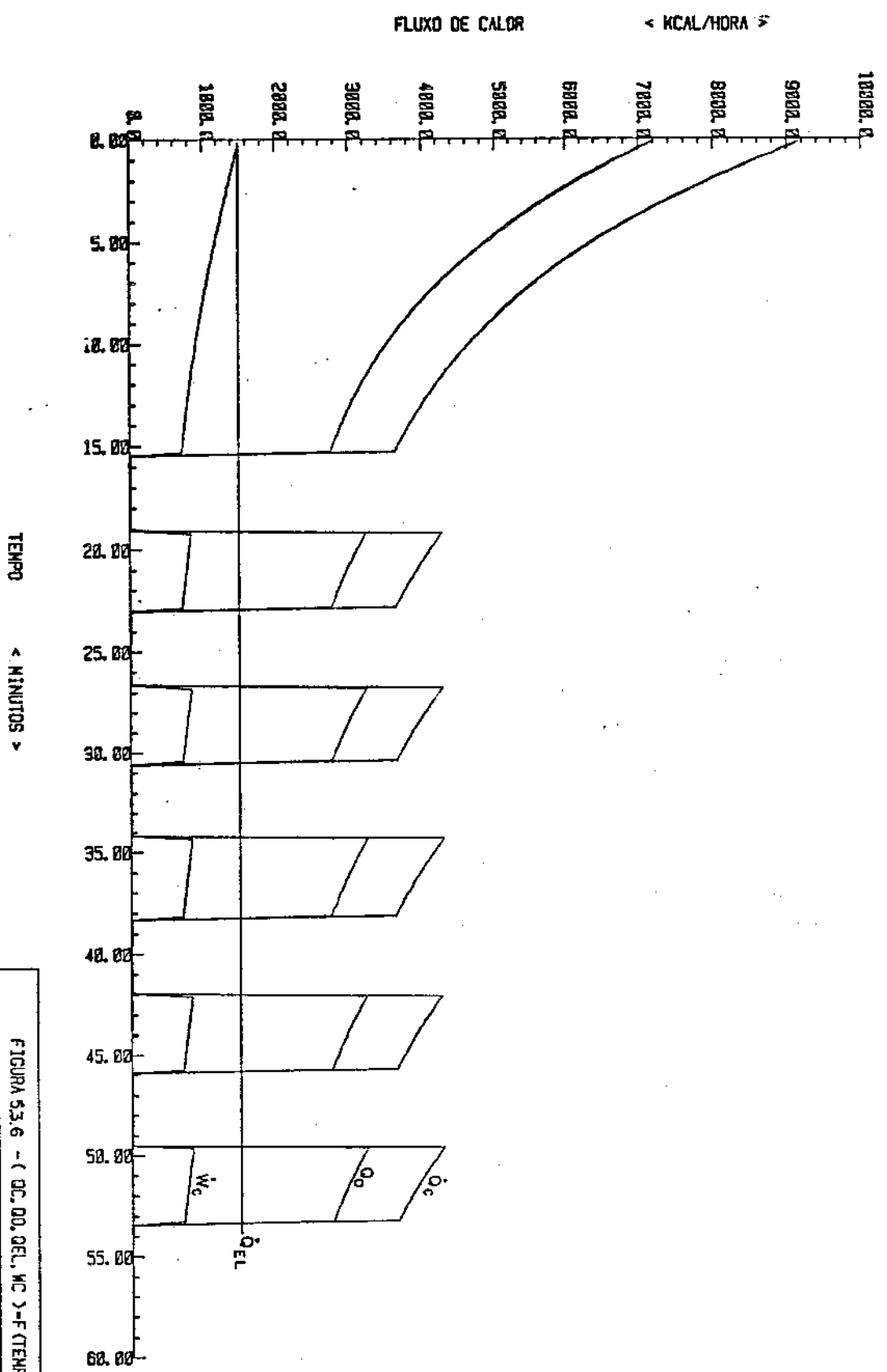


FIGURA 5.3.6 - (DC, DD, DEL, MC) = F (TEMPO)  
 DEL = 1500, 0 KCAL/H CONSTANTE  
 TAE = 22, 0; TGD = 19, 0; MC = 1, 81; MA = 0, 91; MC = 37.  
 CONTROLE DE TEMPERATURA "ON/OFF"

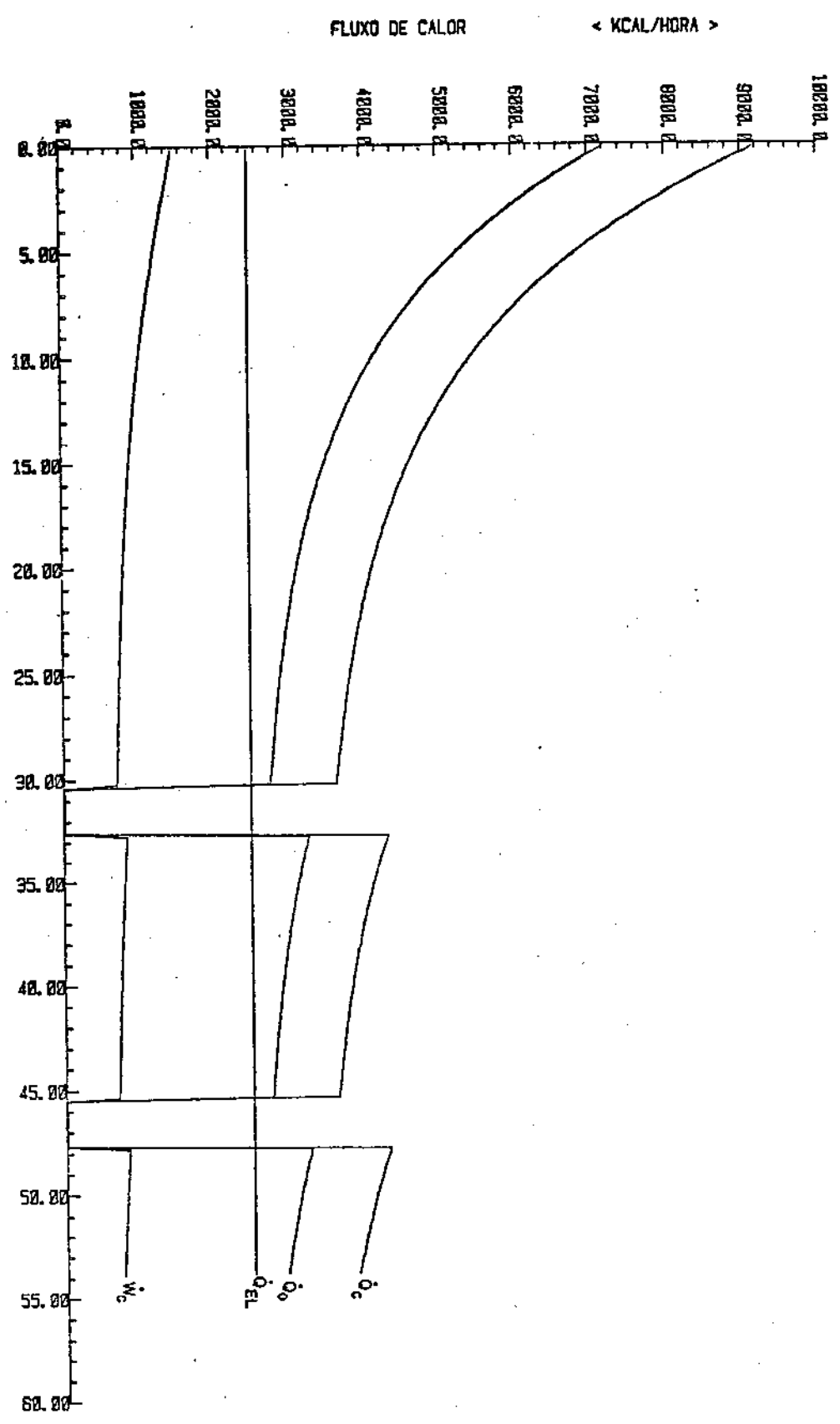
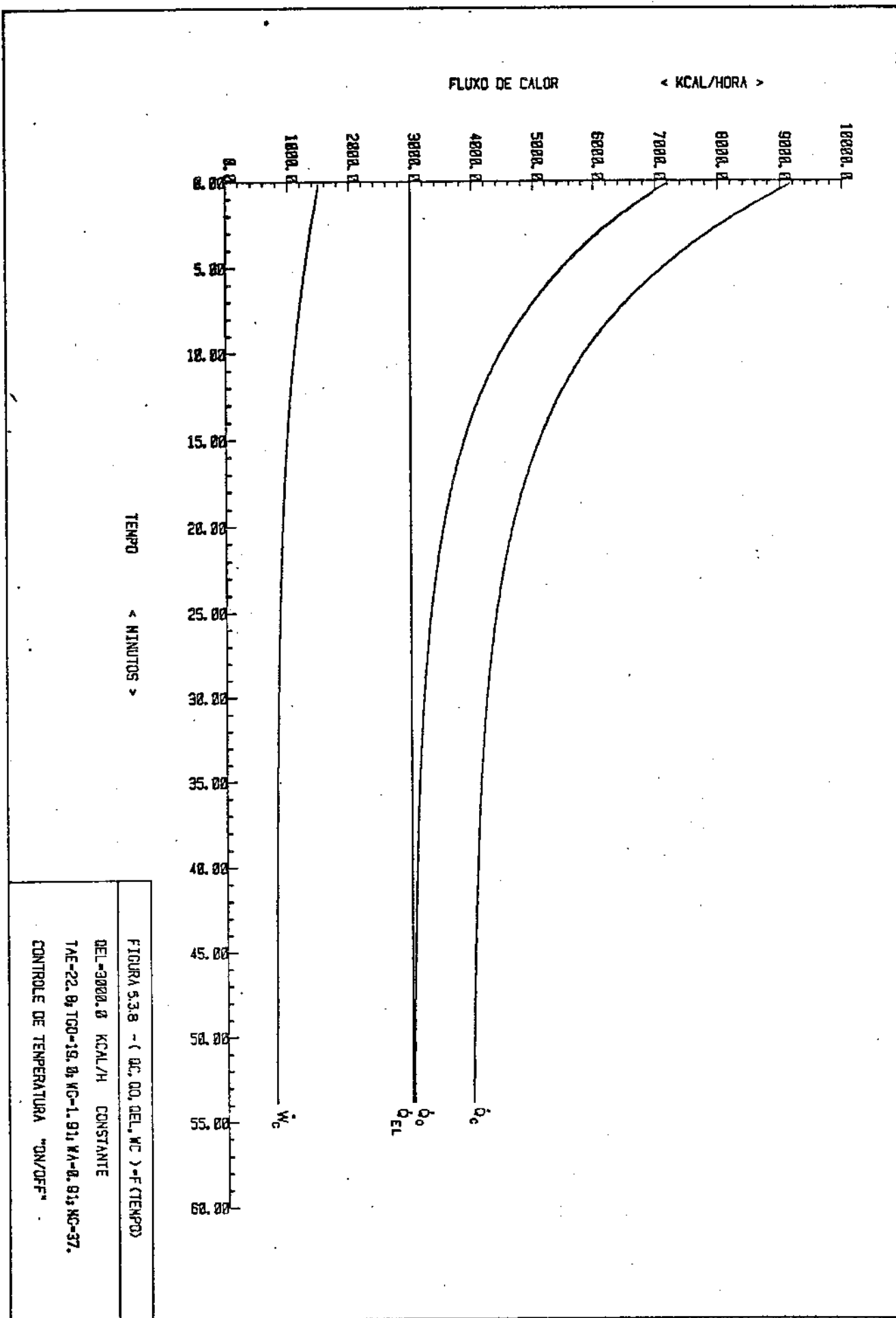


FIGURA 5.3.7 - ( Q<sub>c</sub>, Q<sub>o</sub>, Q<sub>el</sub>, W<sub>c</sub> ) = F (TEMPO)  
DEL = 2500.0 KCAL/H CONSTANTE  
TAE = 22.0, TCO = 19.0, WC = 1.91, KA = 0.91, KC = 37.  
CONTROLE DE TEMPERATURA "ON/OFF"



le:  $T_{\text{máx}}$  e  $T_{\text{min}}$ , indicados nas figuras.

O termostato opera o sistema, ligando-o ou desligando-o, da seguinte forma:

Quando a temperatura do etileno glicol no reservatório ( $T_{14} \equiv T_{13}$ ), atingir  $-12^{\circ}\text{C}$  ( $T_{\text{min}}$ ), o termostato comanda o desligamento (OFF) do motor elétrico do compressor, desligando-o juntamente com o motor elétrico da bomba de etileno glicol. A carga térmica, simulada pelo sistema de resistência ( $\dot{Q}_{e1}$ ), continua fornecendo calor ao sistema, assim, a temperatura do etileno glicol no tanque passará a aumentar até que a temperatura ( $T_{14} \equiv T_{15}$ ) atinja  $-8^{\circ}\text{C}$  ( $T_{\text{máx}}$ ), quando o termostato comanda o ligamento (ON) dos motores desligados. Neste instante o sistema de refrigeração passa a retirar calor novamente do etileno glicol até que novo ciclo se repita.

A frequência com que os sistema irá ligar e desligar é mostrada facilmente nas figuras de (5.3.5) a (5.3.8), que mostra a capacidade frigorífica do sistema ( $\dot{Q}_0$ ), a potência teórica consumida pelo compressor ( $\dot{W}_c$ ), o calor rejeitado no condensador ( $\dot{Q}_c$ ) e a carga térmica simulada ( $\dot{Q}_{e1}$ ), em função do tempo de funcionamento. A frequência de ON/OFF é determinada somente pela carga térmica quando a faixa de temperatura de operação do termostato é mantida constante. Pelos resultados da simulação a melhor condição de operação do sistema seria para operar com carga térmica de 3.000 kcal/h, figura (5.3.4) e (5.3.8) em que a temperatura do produto se manteria dentro da faixa de controle desejado e o equipamento funcionaria continuamente.

#### 5.4 - Resultados de Simulação com Controle de Capacidade Frigorífica do Compressor (Step-Wise), e com Controle de Temperatura do Produto (ON/OFF).

A simulação do controle de capacidade frigorífica de um sistema de refrigeração através da retirada de cilindros de funcionamento, além de ser um método normalmente utilizado em sistemas grandes onde se têm compressores de muitos cilindros, tem por objetivo apresentar um modelo matemático para sistemas de mais de um compressor em paralelo. Esta simulação acopla ainda o controle de temperatura do produto ON/OFF apresentada anteriormente.

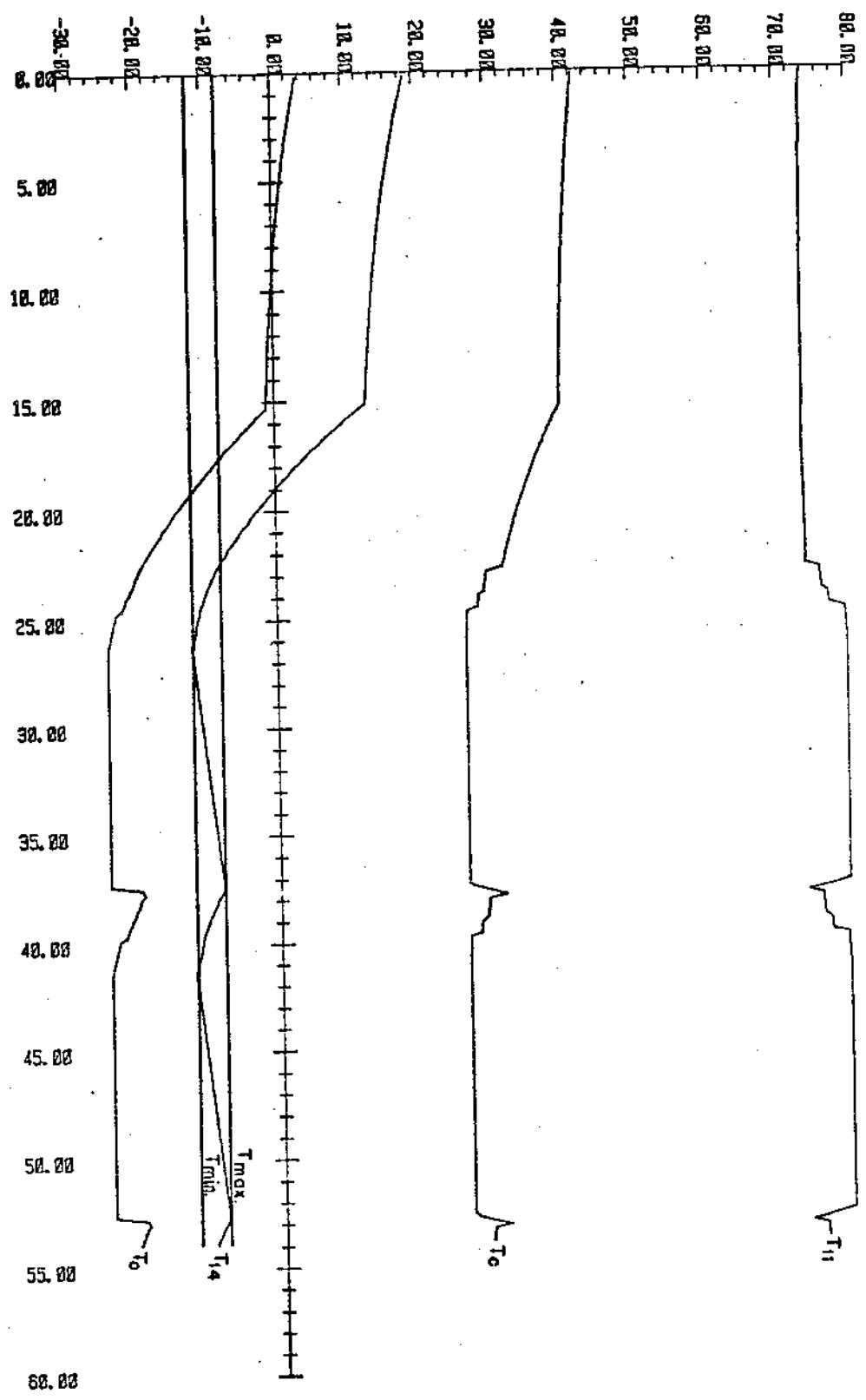
Para esta simulação, a carga térmica ( $\dot{Q}_{el}$ ) simulada é em degrau, ou seja, inicia-se o sistema com uma carga grande (6000 kcal/h) e a um tempo qualquer (t), passa-se para uma carga menor, que no caso é variável, mantendo-se todos os demais parâmetros constantes. O objetivo da carga térmica em degrau é mostrar que, as variáveis principais do sistema têm gradientes diferentes quando a carga térmica é diferente e que o modelo matemático é adequado para quaisquer condições dos parâmetros.

Os resultados desta simulação são apresentados através das figuras (5.4.1) a (5.4.8), sendo as primeiras 4 figuras referentes às temperaturas e as 4 seguintes referentes aos calores trocados e a potência em unidades de calor que o compressor gastaria para circular o fluido se a transformação fosse isoentrópica, hipótese normalmente usada neste tipo de análise.

O controle de capacidade fica característico nas figuras de (5.4.5) a (5.4.8) onde já a partir de uma carga tér



TEMPERATURA < GRAUS CELSIUS >



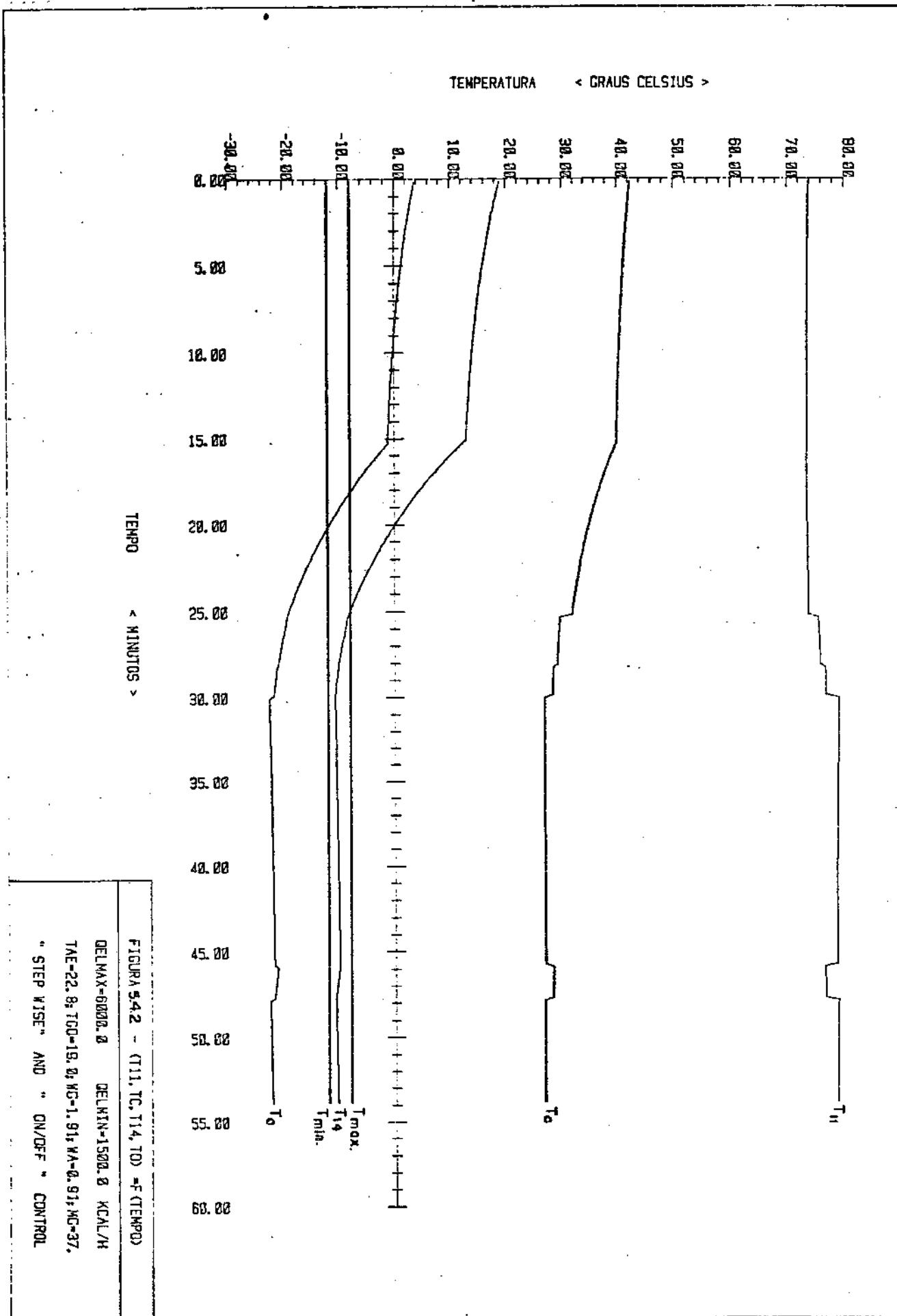
TEMP < MINUTOS >

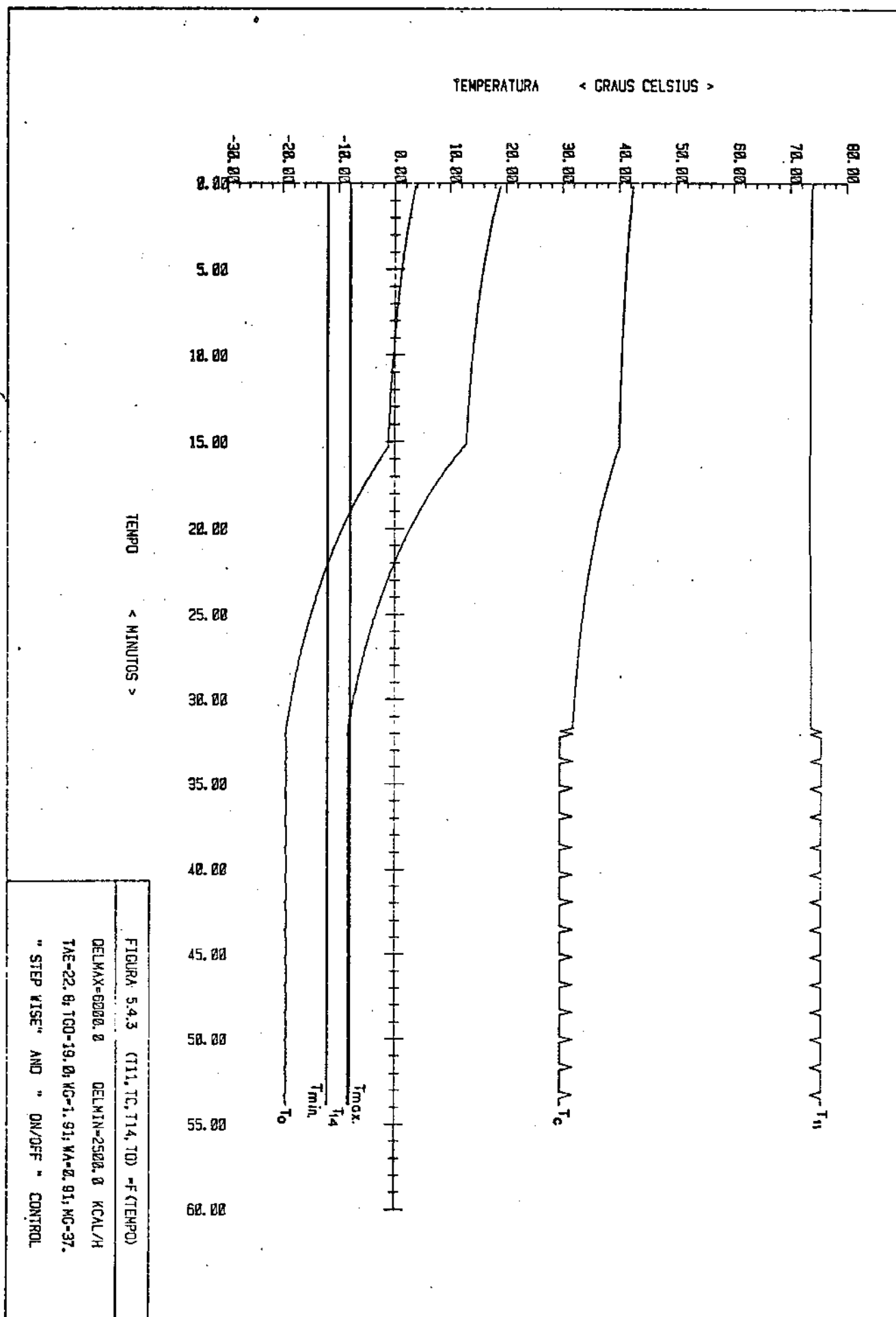
FIGURA 5.4.1 - (T11, T0, T14, T0) - F (TEMPD)

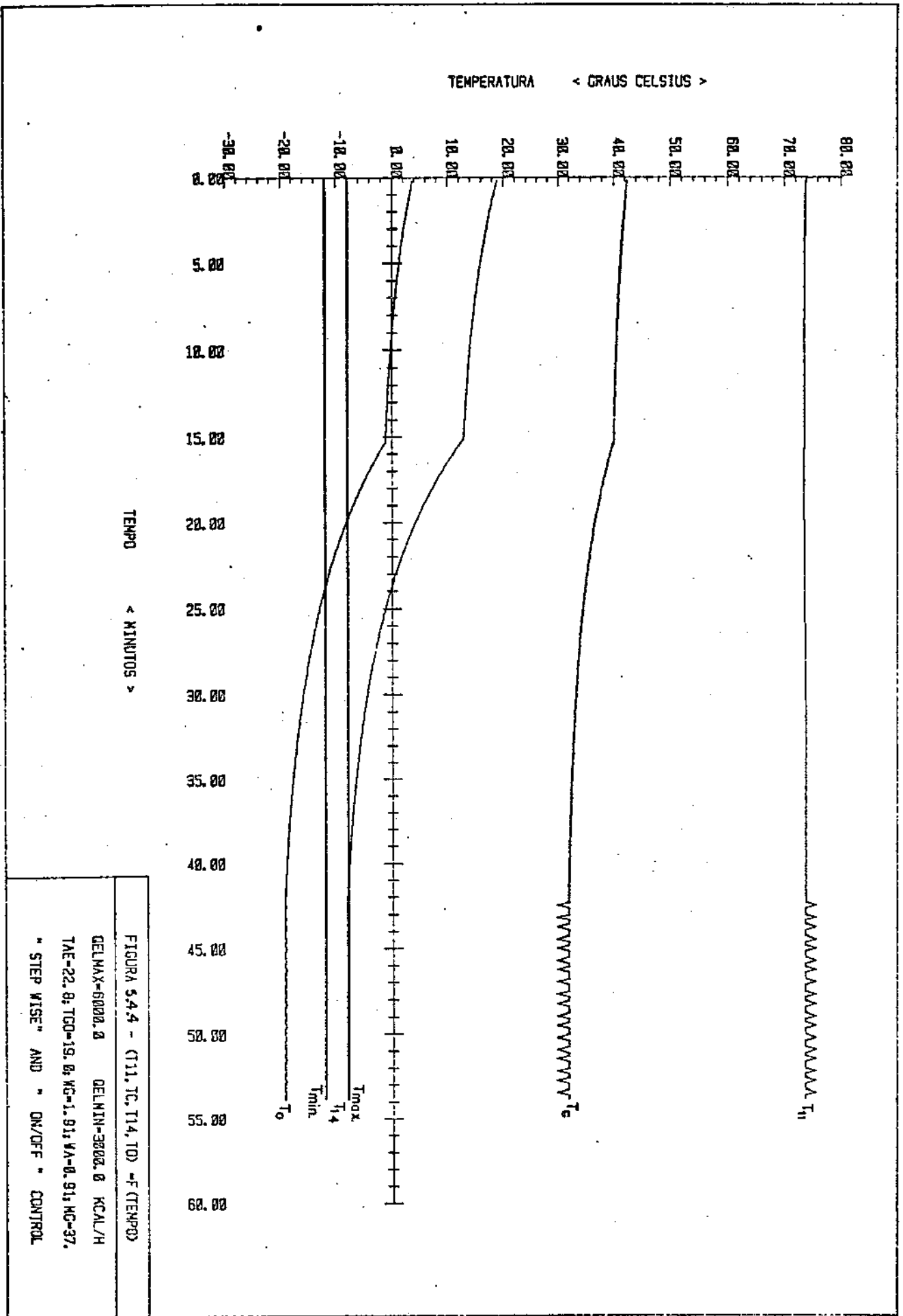
DELMAX=8000.0 DELMIN=8500.0 KCAL/H

TAE=22.8; TGD=19.0; KG=1.91; VA=0.91; MG=37.

" STEP WISE" AND " ON/OFF " CONTROL







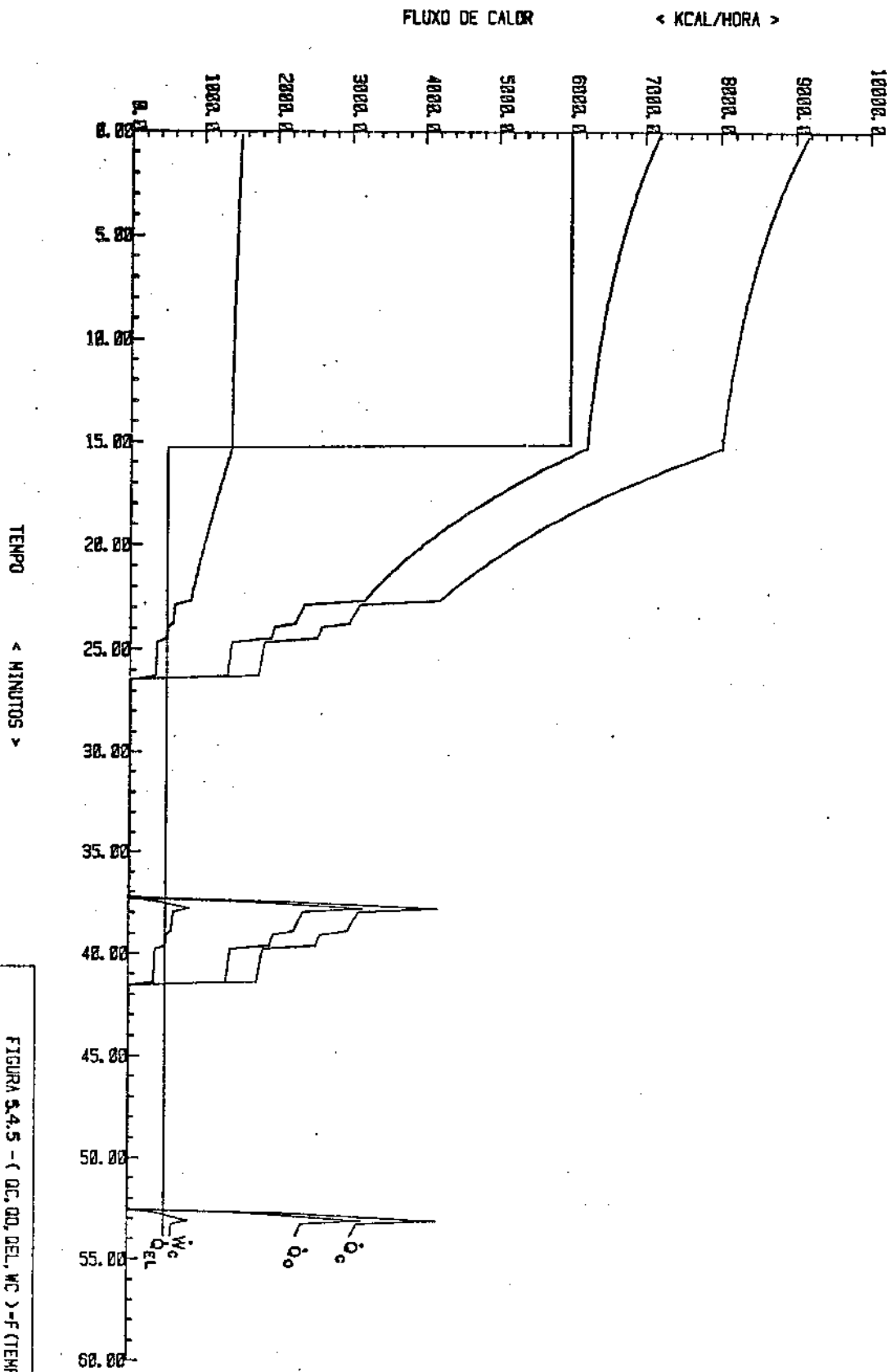
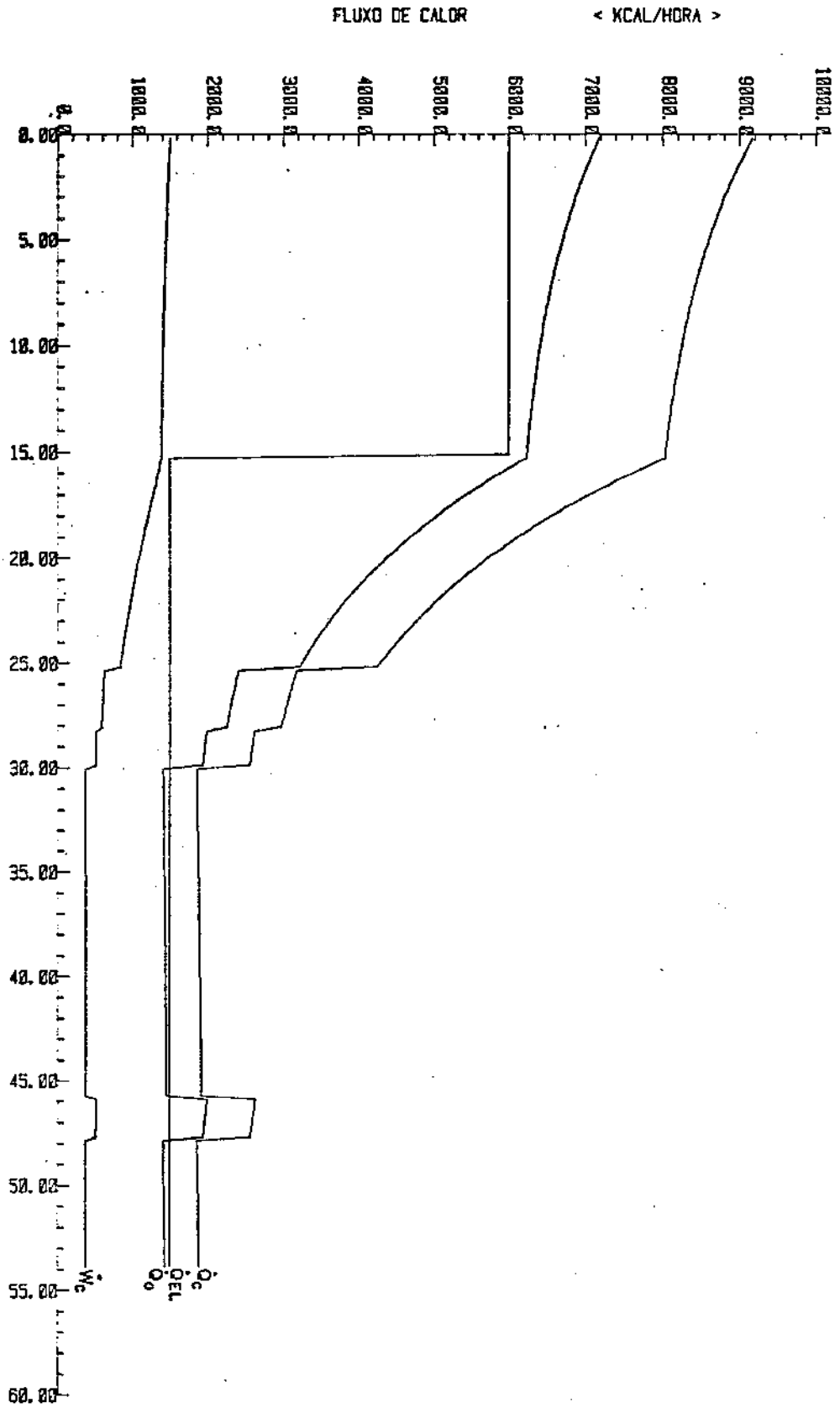


FIGURA 5.4.5 - ( Qc, Qd, DEL, Wc ) - F (TEMPO)

DELMAX=6000.0 QELMIN=0500.0 KCAL/H

TAE=22.8; TGD=19.0; KC=1.91; VA=0.91; MC=37.

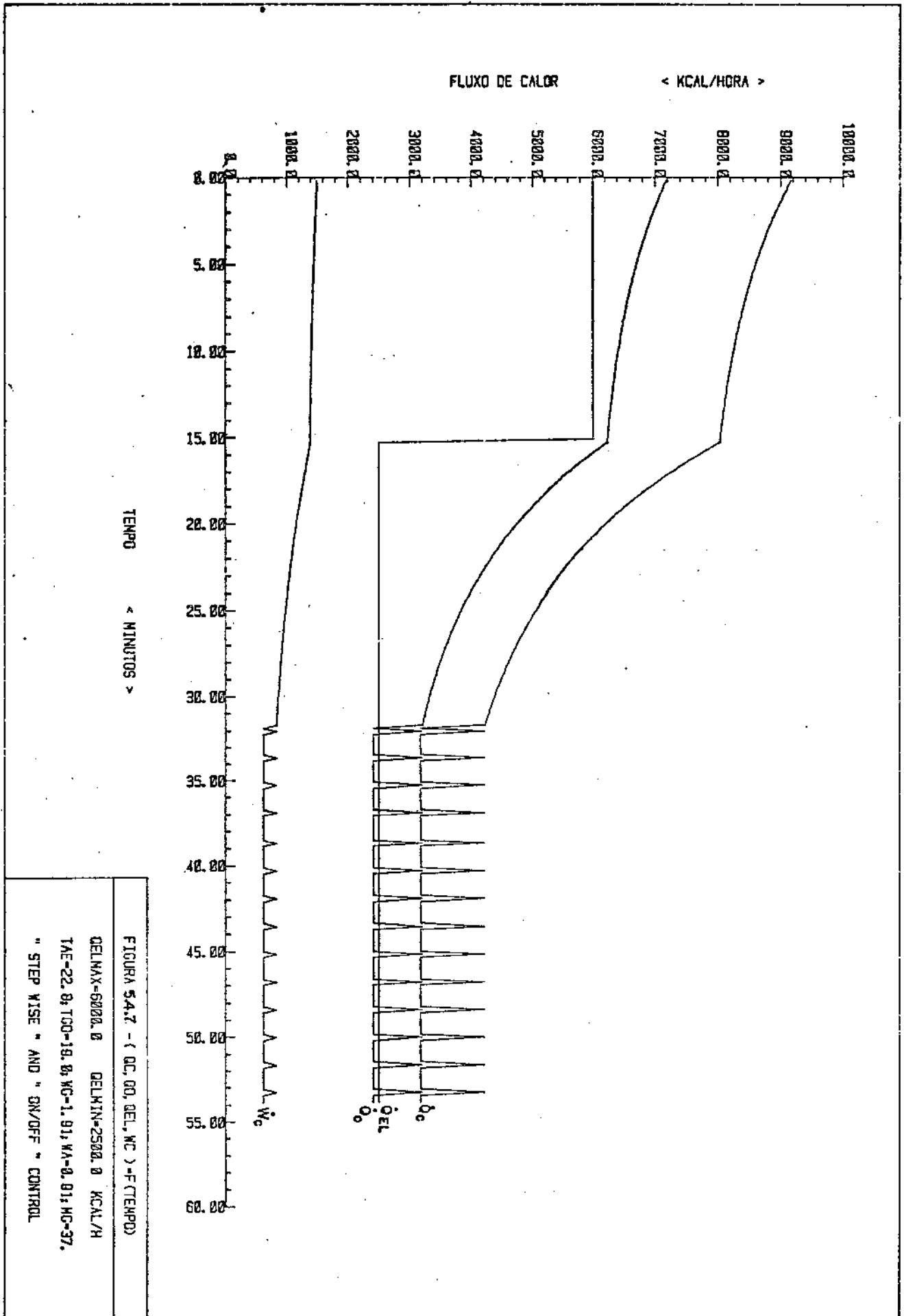
\* STEP WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL \*



TEMPO < MINUTOS >

FLUXO DE CALOR < KCAL/HDRA >

FIGURA 5.4.6 - ( Oo, Oc, Wc ) - F (TEMPD)  
 DELMAX=6000.0 DELMIN=1500.0 KCAL/H  
 TAE=22.0; TSD=19.0; WC=1.91; MA=0.91; KC=37.  
 " STEP WISE " AND " ON/OFF " CONTROL

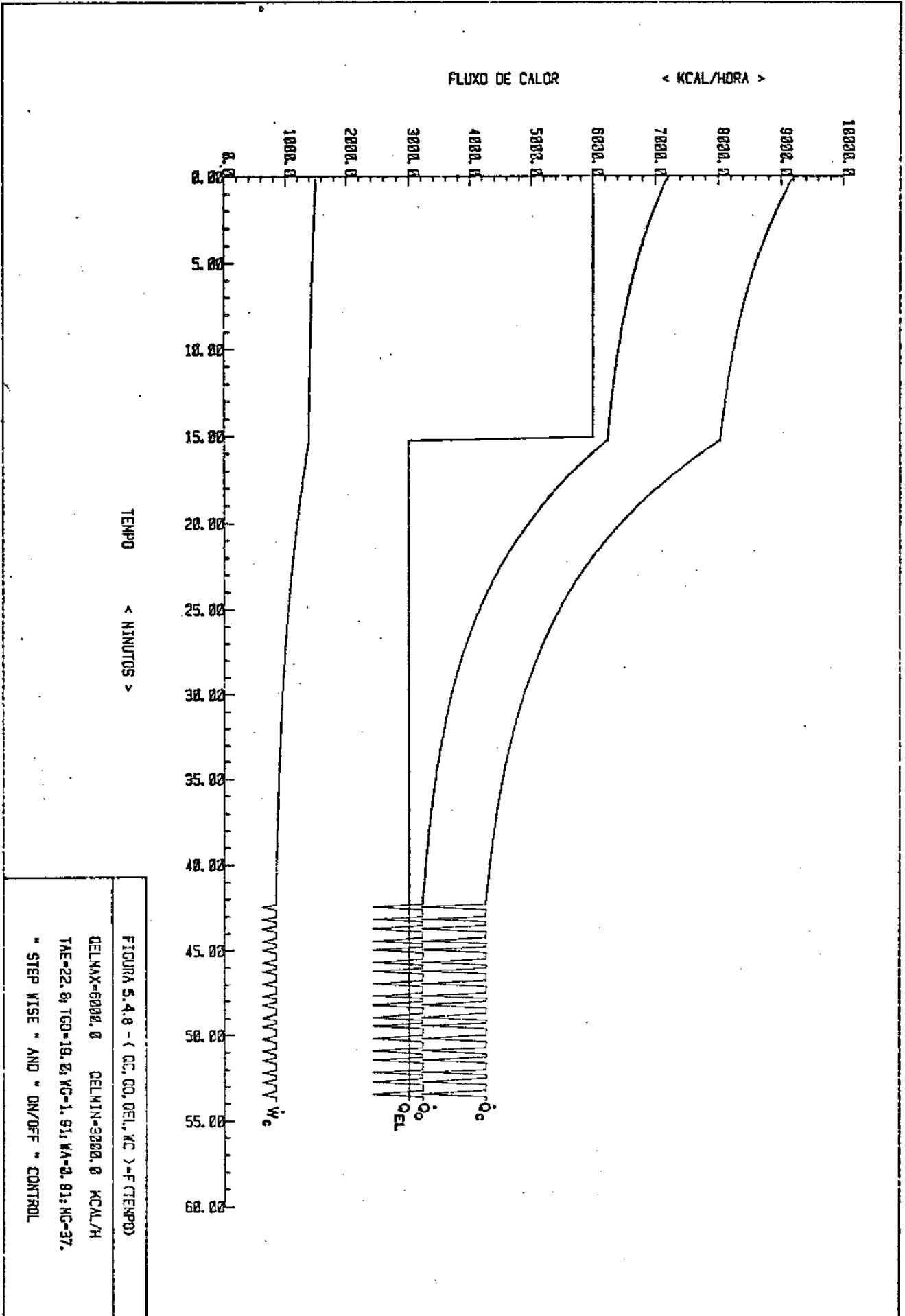


TEMPO < MINUTOS >

FLUXO DE CALOR < KCAL/HORA >

FIGURA 5.4.7 - ( Qc, Qd, QEL, Wc ) = F(TEMP)

QELMAX=6000.0 QELMIN=2500.0 KCAL/H  
 TAF=22.0; TSD=19.0; WC=1.91; WA=0.81; WC=37.  
 " STEP WISE " AND " ON/OFF " CONTROL



TEMPO < MINUTOS >

FLUXO DE CALOR < KCAL/HORA >

FIGURA 5.4.8 - ( Q<sub>C</sub>, Q<sub>O</sub>, Q<sub>EL</sub>, K<sub>C</sub> ) = F (TEMPO)

Q<sub>ELMAX</sub> = 6000, 0 Q<sub>ELMIN</sub> = 3000, 0 KCAL/H  
T<sub>AE</sub> = 22, 8; T<sub>GO</sub> = 19, 2; K<sub>C</sub> = 1, 91; K<sub>A</sub> = 2, 81; K<sub>C</sub> = 37,  
\* STEP WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL



mica de 1500 kcal/h o sistema passa a operar continuamente, mantendo a temperatura do produto (etileno glicol) no reservatório dentro do intervalo especificado, o que não ocorreu quando se simulou somente o controle de temperatura (ON/OFF).

A partir da figura (5.4.9), são mostrados os processos que ocorrem: com a temperatura do etileno glicol ( $T_{14}$ ) no reservatório, com a temperatura de vaporização ( $T_o$ ) no evaporador, com a capacidade frigorífica ( $\dot{Q}_o$ ) do sistema e com a pressão de sucção ( $P_s$ ) à entrada do compressor para as mesmas condições de operação das figuras (5.3.1) a (5.4.8). As figuras (5.4.9) e (5.4.10) mostram que o controle de temperatura não se mantém dentro da faixa especificada e em alguns casos, a temperatura controlada ( $T_{14}$ ) chega a ultrapassar  $0,3^\circ\text{C}$  do limite especificado para  $T_{\min} = -12^\circ\text{C}$ . Para o sistema operando com controle de capacidade frigorífica a temperatura é melhor controlada, sendo o desvio máximo observado de  $0,1^\circ\text{C}$ . Para se obter na simulação um controle mais fino basta diminuir o intervalo de tempo ( $\delta t$ ) usado na hipótese de processo de quase-equilíbrio.

Nas figuras ampliadas em que é mostrado o processo que ocorre com a temperatura de vaporização ( $T_o$ ) no evaporador, pode-se verificar com facilidade a hipótese de evaporador isolado (temperatura constante e igual ao instante em que o sistema foi desligado). Uma outra observação importante, é verificar que o compressor é desligado e ligado menos vezes, para o mesmo intervalo de tempo, quando opera com controle de capacidade frigorífica em comparação ao controle de temperatura (figuras 5.4.11 e 5.4.12).

Nas figuras (5.4.27), (5.4.29) e (5.4.31) verifi

ca-se uma instabilidade no controle de capacidade frigorífica. Isto é devido ao sensor de pressão (pressostato), operar (na simulação) num único ponto, quando deveria operar numa faixa, como foi considerado no controle de temperatura (ON/OFF).

#### 5.5 - Discussão dos Resultados.

A concordância dos resultados de simulação com os resultados experimentais poderia ainda ser melhor ajustada, tendo em vista que, alguns dos parâmetros do sistema frigorífico apresentaram pequenas variações quando da realização dos experimentos em regime transiente, sendo no entanto, mantidos constantes na simulação.

Os resultados obtidos na simulação do sistema considerando-se a quantidade de variáveis e de parâmetros é bastante satisfatória como comprovam os resultados experimentais.

O sistema de medidas empregado é bastante satisfatório para experimentos em regime permanente, entretanto, para experimentos em regime transiente mostrou-se um pouco falho, havendo dificuldades em se medir todas as variáveis no intervalo de tempo desejado. Devido a esta dificuldade, muitos experimentos em regime transiente foram perdidos.

Para o sistema operando com os controles de temperatura (ON/OFF) e com o controle da capacidade frigorífica (Step-Wise) para os mesmos parâmetros do sistema, verificou-se na simulação que a energia gasta quando o sistema opera com controle de capacidade (Step-Wise), é menor que quando opera com controle de temperatura (ON/OFF). Esses resultados são mostrados na tabela (5.5.1).

Para o primeiro caso ( $\dot{Q}_{el} = 500$  kcal/h), o sistema operou com os dois tipos de controle, porque sendo a carga térmica muito baixa a capacidade do sistema com um só cilindro é maior que a carga. A figura (5.4.5) mostra a atuação do controle ON/OFF na parte referente a carga térmica mínima, ( $\dot{Q}_{elmin} = 500$  kcal/h). Para os outros casos não há esta duplicidade de controle. Para a carga de 4060 kcal/h não há diferença na energia gasta, isto mostra que não há atuação dos controles, pois a carga térmica é elevada e o sistema não tem capacidades suficiente para trazer o produto à temperatura desejada, ou seja,  $-12^{\circ}\text{C} \leq T \leq -8^{\circ}\text{C}$ .

Para ambos os controles a simulação é feita com carga térmica ( $\dot{Q}_{el}$ ) constante como indicado na tabela (5.5.1)

Tabela 5.5.1

Carga térmica de simulação constante ( $\dot{Q}_{el}$ )	Energia gasta pelo Compressor em uma hora [ $\dot{w}_c$ (kcal/h).(1 hora)] com controle:		
	ON/OFF	Step-Wise	Porcentagem
500 kcal/h	324,344 kcal	305,945 kcal	6%
1500 kcal/h	578,820 kcal	560,211 kcal	3,3%
2500 kcal/h	825,648 kcal	767,811 kcal	3,5%
3000 kcal/h	945,987 kcal	921,476 kcal	2,6%
4060 kcal/h	1133,20 kcal	1133,20 kcal	0,0%

A aproximação mais importante para a simulação do sistema de refrigeração foi o chamado "Processo de quase-equilíbrio", em que o processo contínuo é aproximado a uma sucessão de estados de equilíbrio, pelos resultados experimentais levantados no sistema podemos dizer que para um sistema de refrigeração o chamado "Processo de quase-equilíbrio" é válido.

## 5.6 - Conclusões e Sugestões

O modelo matemático apresentado na figura (4.3.1) representa satisfatoriamente o sistema frigorífico da figura (1.3.1) como mostram os resultados experimentais e os de simulação apresentados anteriormente. A bomba de calor pode, também, ser representada por este modelo.

Os sistemas de controle analisados, ON/OFF e Step-Wise, mostram resultados satisfatórios. Na simulação do controle de capacidade frigorífica verifica-se a ciclagem de um dos cilindros do compressor provocada pela atuação do pressostato, mostrando a necessidade do pressostato operar dentro de uma faixa para ligar e desligar, da mesma forma como foi simulado o controle ON/OFF. Esta instabilidade é mostrada mais claramente nas figuras (5.4.29) e (5.4.37).

A tabela (5.5.1) mostra que a energia que o compressor gasta para movimentar o fluido de trabalho quando está operando o controle de capacidade frigorífica, é menor que quando está operando o controle de temperatura. Entretanto, este resultado deve ser considerado com cautela pois a energia para movimentar os cilindros não operantes não foi considerada, esta energia pode alterar significativamente os resultados apresentados na tabela (5.5.1).

Dos resultados obtidos da simulação conclui-se que, além da vantagem de uma temperatura do etileno glicol ( $T_{14}$ ) mais estável quando o sistema frigorífico opera com controle de capacidade frigorífica, o compressor opera continuamente aumentando assim a sua vida útil quando se compara com o sistema operando com controle de temperatura.

•Os parâmetros mais importante para analisar um sistema frigorífico são, sem dúvida, carga térmica ( $\dot{Q}_{el}$ ), quantidade do produto a ser resfriada ( $M_g$ ), vazão de água de condensação ( $\dot{w}_a$ ) vazão do fluido intermediário de resfriamento através do evaporador ( $\dot{w}_g$ ), assim como as condições iniciais do sistema ( $T_{g0}$ ).

O modelo matemático aqui apresentado tornar-se-ia mais geral se uma torre de resfriamento de água de condensação e uma válvula reguladora de vazão de água fossem acrescentadas ao modelo.

Este trabalho pretende ser o primeiro de uma série que possibilite ao final, criar um modelo geral para selecionar um sistema completo de refrigeração partindo-se dos componentes existentes no mercado.

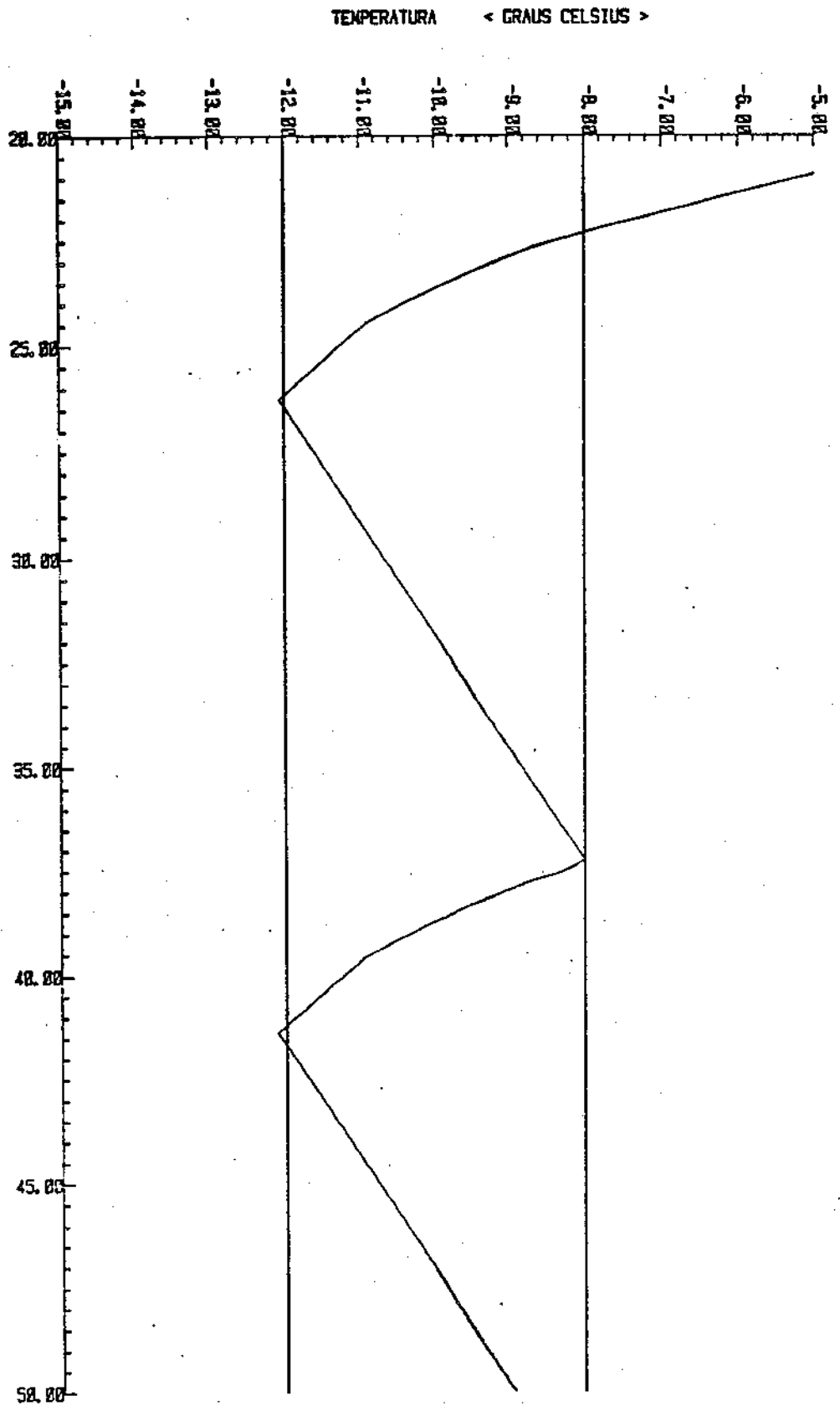


FIGURA 5.4.9 - 114-F (TEMPO) ANPLIADA  
 DELMAX=6800.0 DELMIN=0500.0 KCAL/H  
 TAE=22.0; TCO=19.0; VC=1.0; VA=0.0; NC=37.  
 \* STEP-WISE\* AND \* ON/OFF \* CONTROL

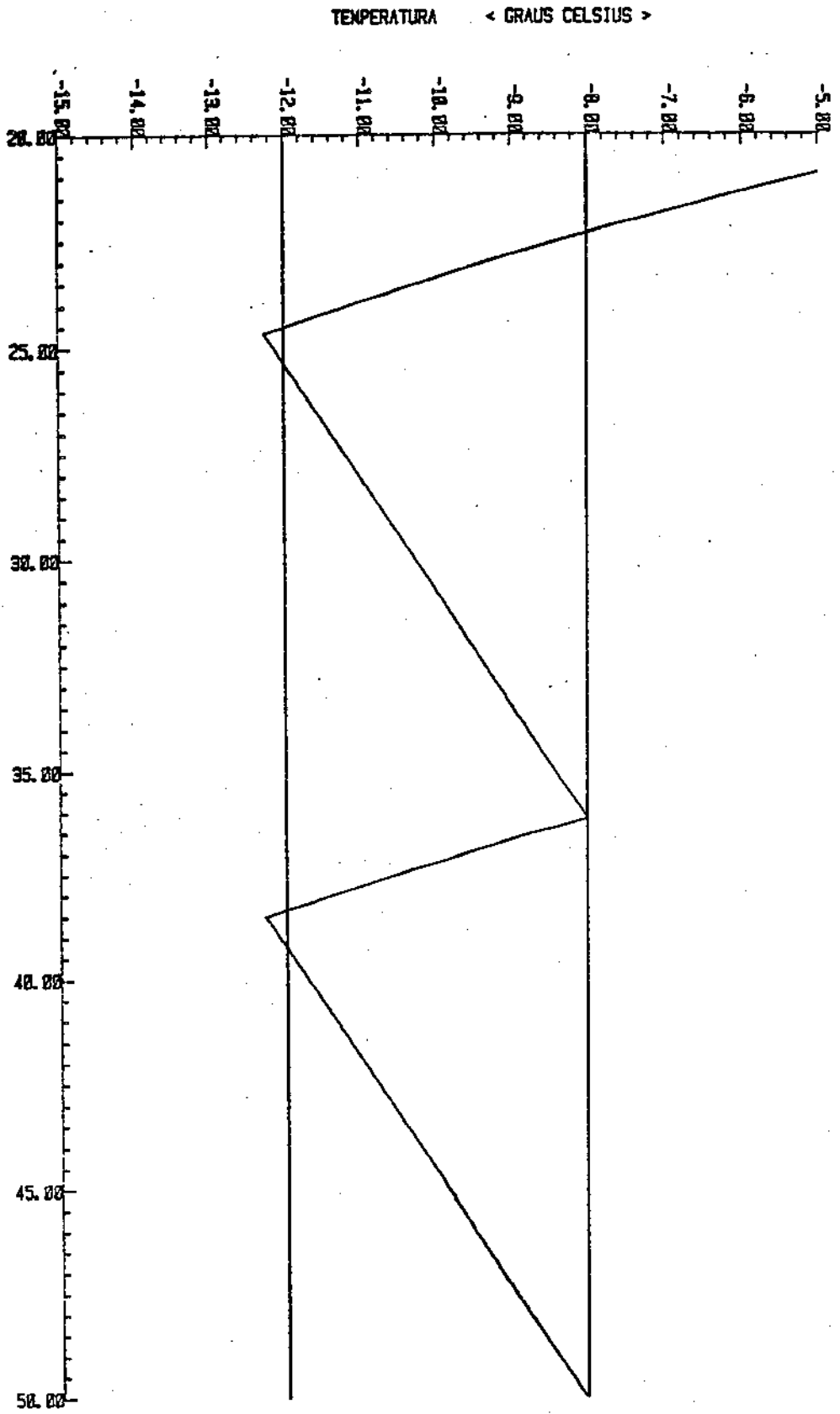


FIGURA 5.4.10 - 714-F (TEMPD) AMPLIADA  
 DELMAX-6800.8 DELMIN-8500.8 KCAL/H  
 TAE-22.8; TCD-18.8; JC-1.91; VA-8.91; NC-37.  
 CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OFF

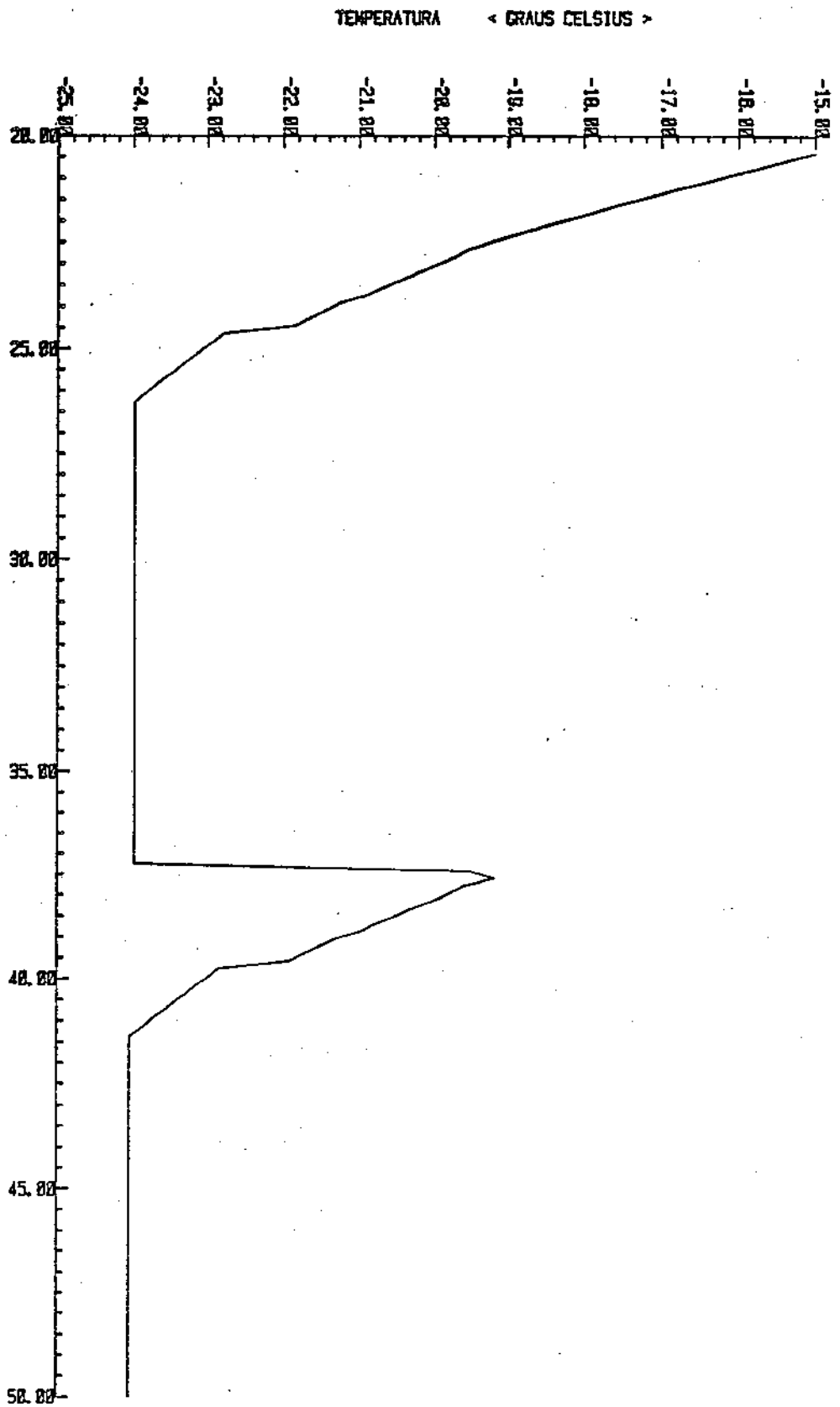


FIGURA 5.4.11 - T0 -F(TIEMPO) AMPLIADA

DELMAX-6000.0 DELMIN-0500.0 KCAL/H

TAE-22.0 T00-18.0 KC-1.91, KA-2.91, KC-37.

\* STEP-WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL



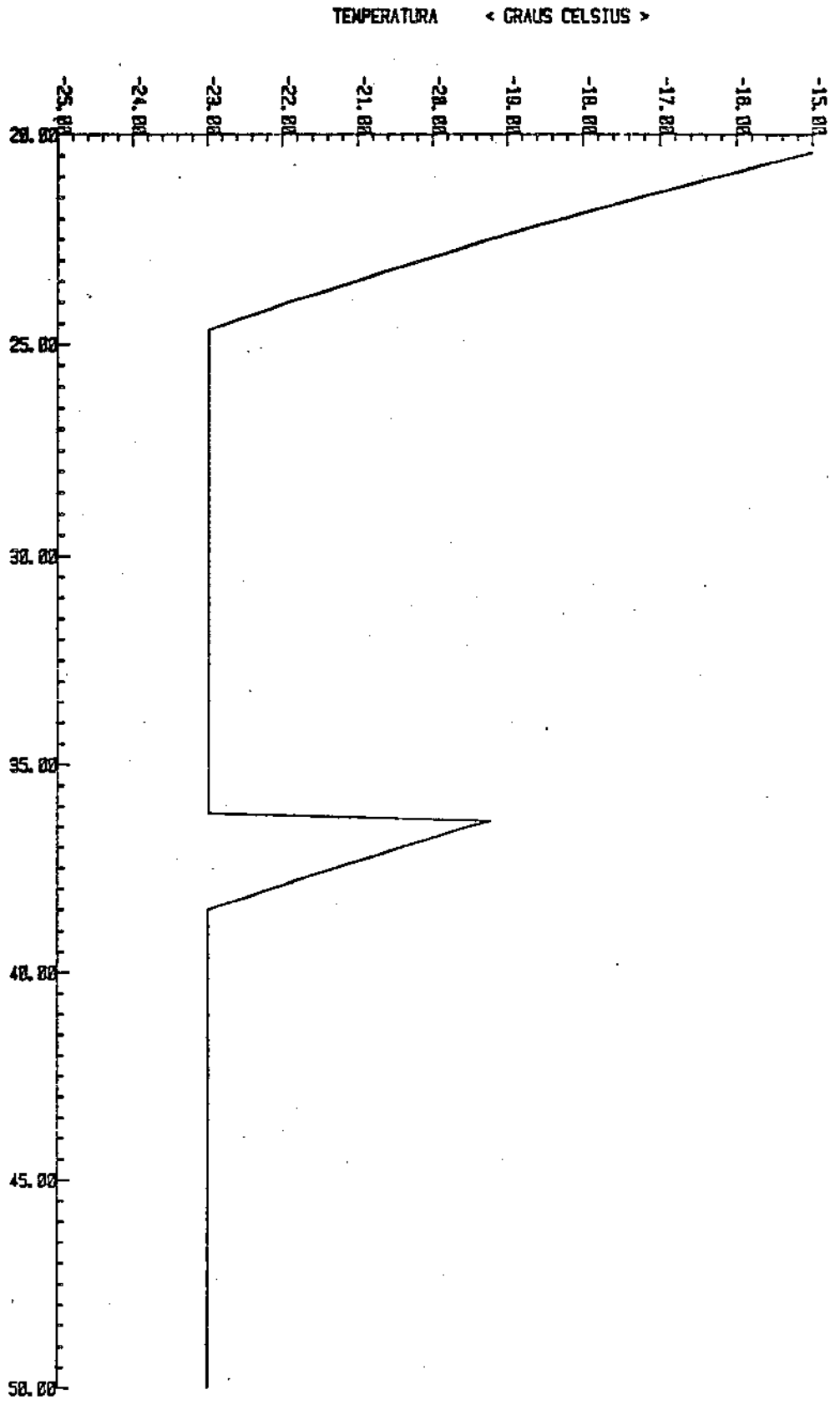


FIGURA 5.4.12 - T0 -F (TIEMPO) AMPLIADA  
 DELMAX-6202.0 DELMIN-0502.0 KCAL/H  
 TAE-22.0; TGO-19.0; MC-1.0; VA-0.0; MC-37.  
 CONTROL DE TEMPERATURA ON/OFF

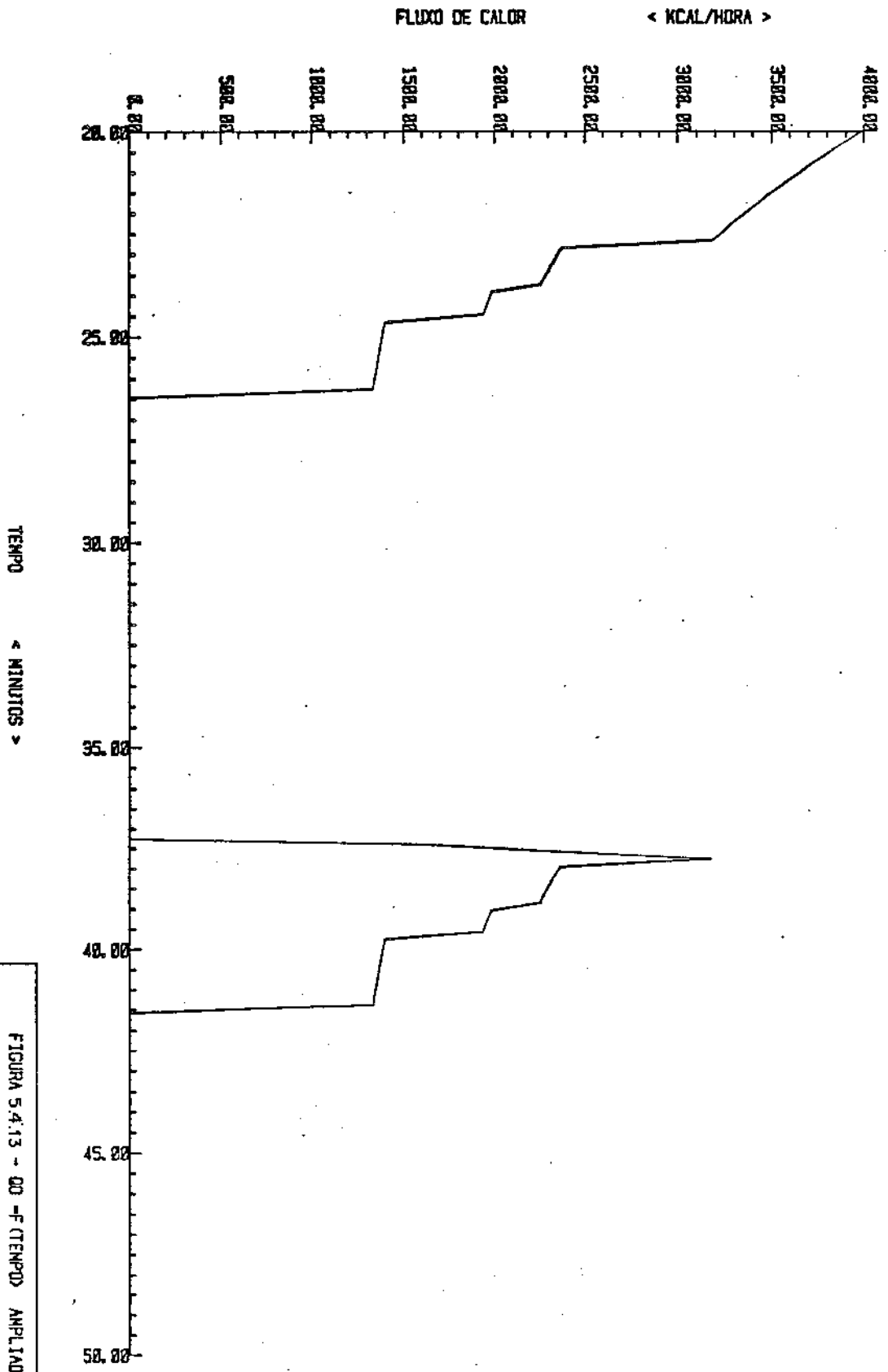


FIGURA 5.4.13 - 00 - F (TEMPO) AMPLIADA  
 DELMAX-6000.0 DELMIN-0500.0 KCAL/H  
 TAE-22.0 TCO-19.0 MC-1.01, MA-0.91, MC-37.  
 \* STEP-WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL.

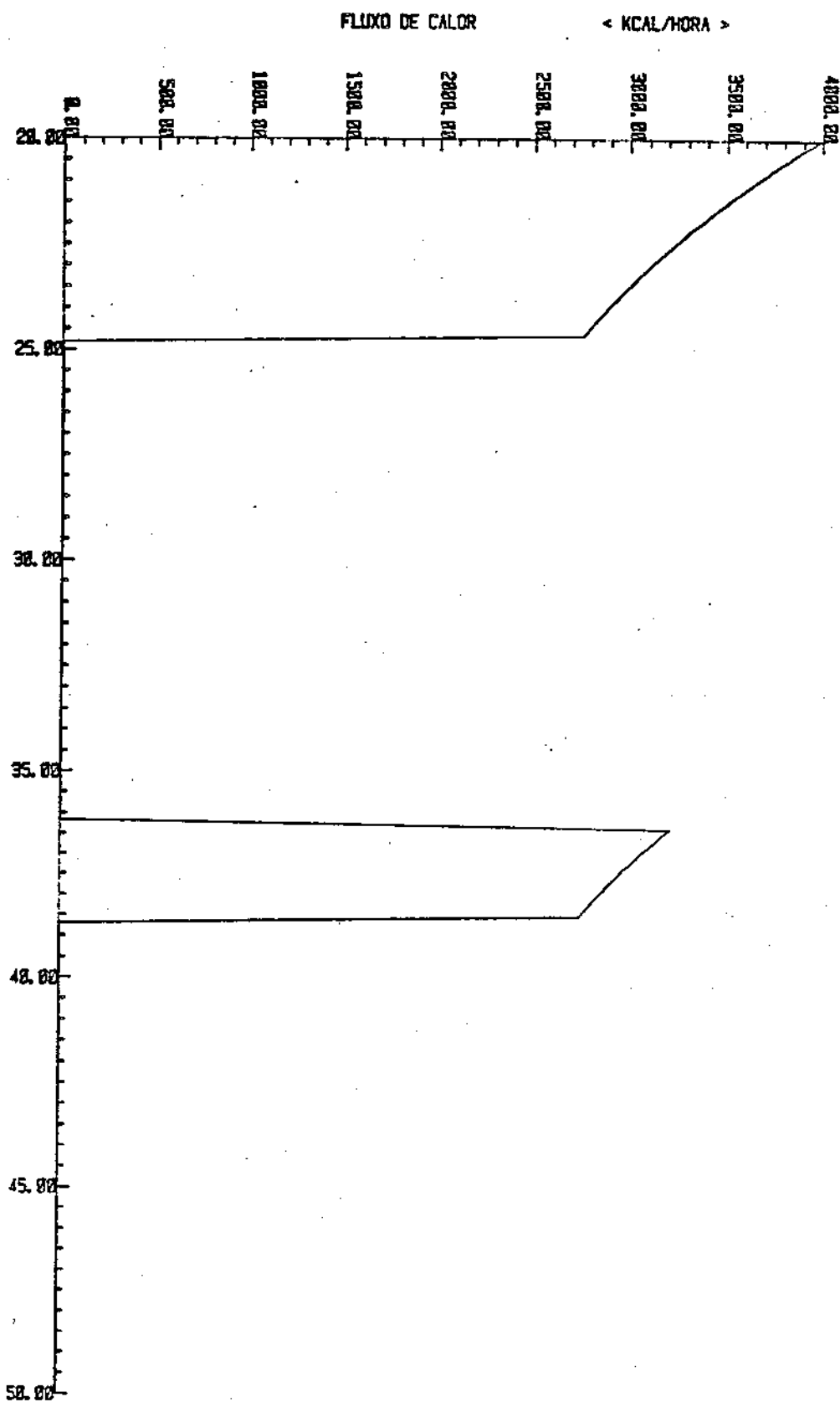
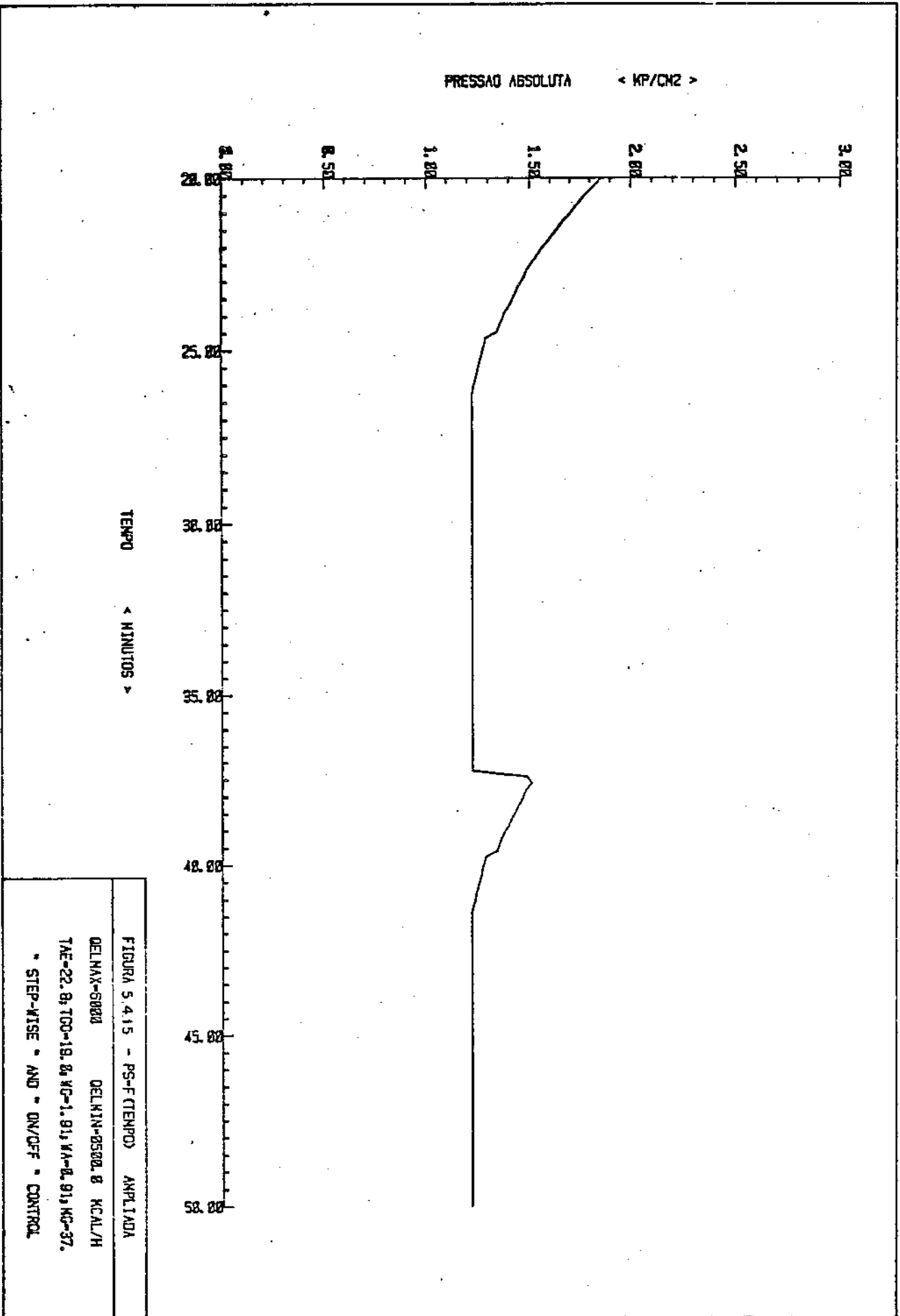


FIGURA 5.4.14 - QD - F (TEMPO) AMPLIADA  
 DELMAX-6000.0 DELMIN-8500.0 KCAL/H  
 TAE-22.0 TGD-18.0 KC-1.91; VA-0.91; NG-37.  
 CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OFF



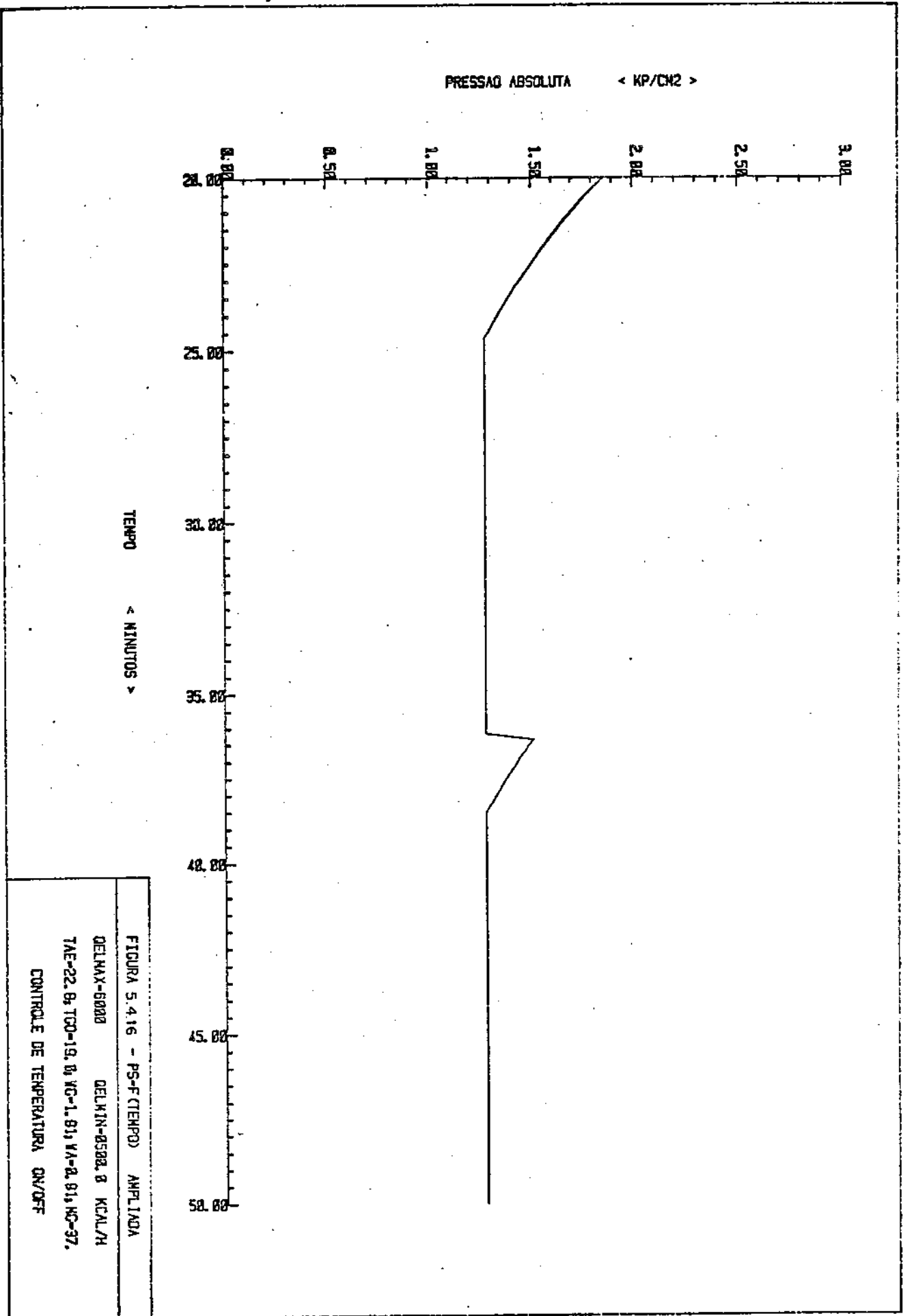


FIGURA 5.416 - PS-F(TEMPO) AMPLIADA  
 DELMAX-6000 DELKIN-8502, 8 KCAL/H  
 TAE-22, 8 TCO-19, 0, KG-1, 81, VA-2, 91, MC-37,  
 CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OFF

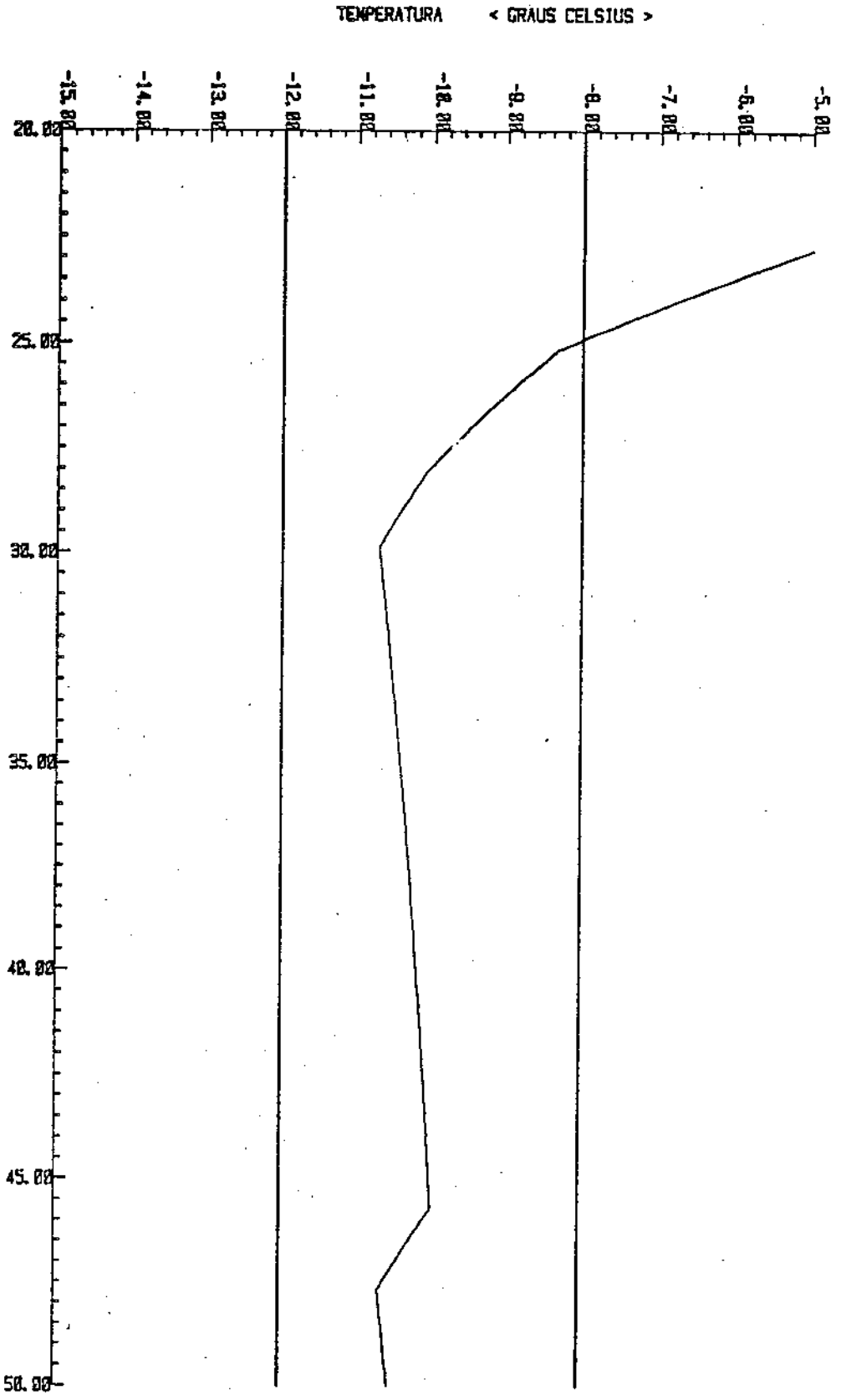
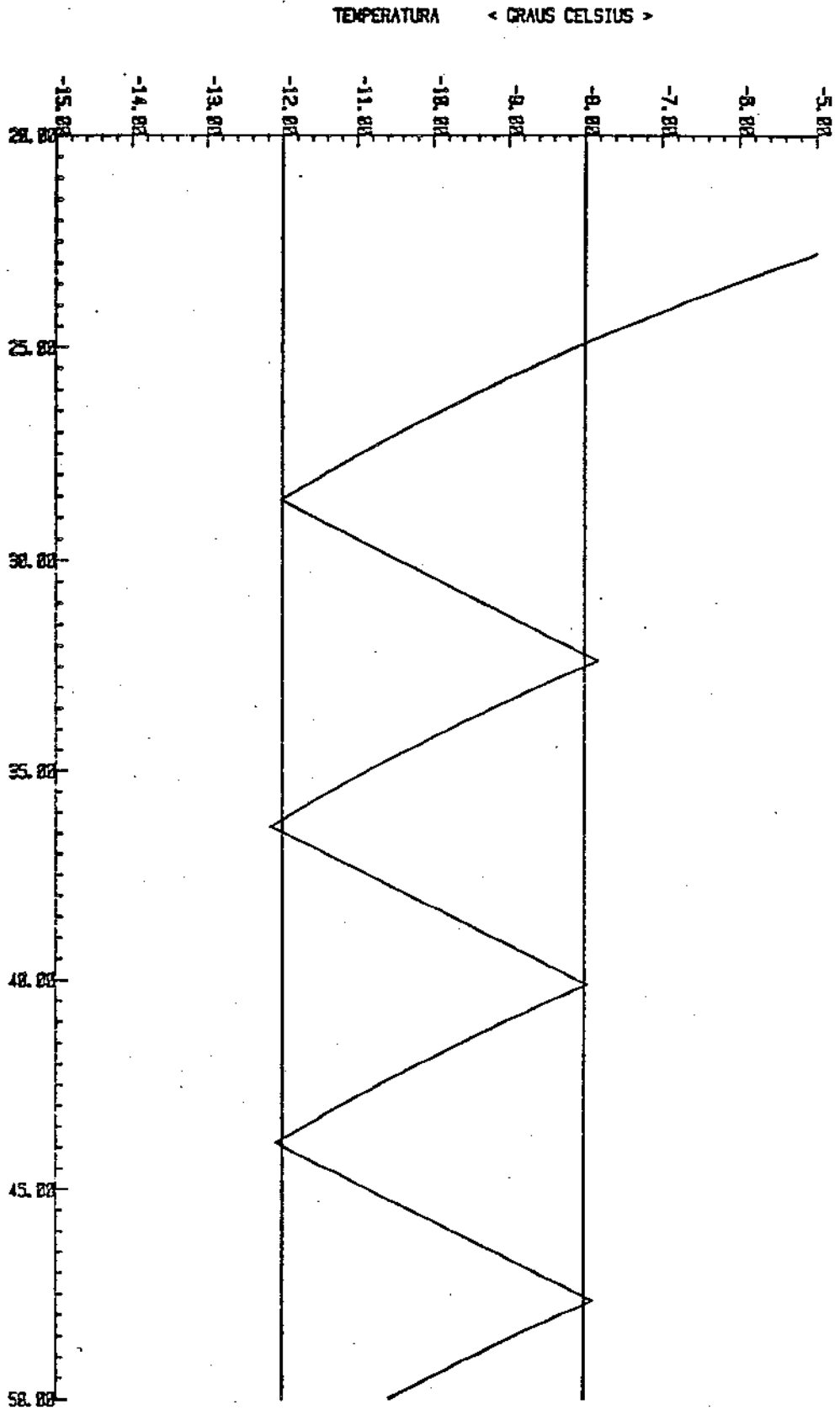


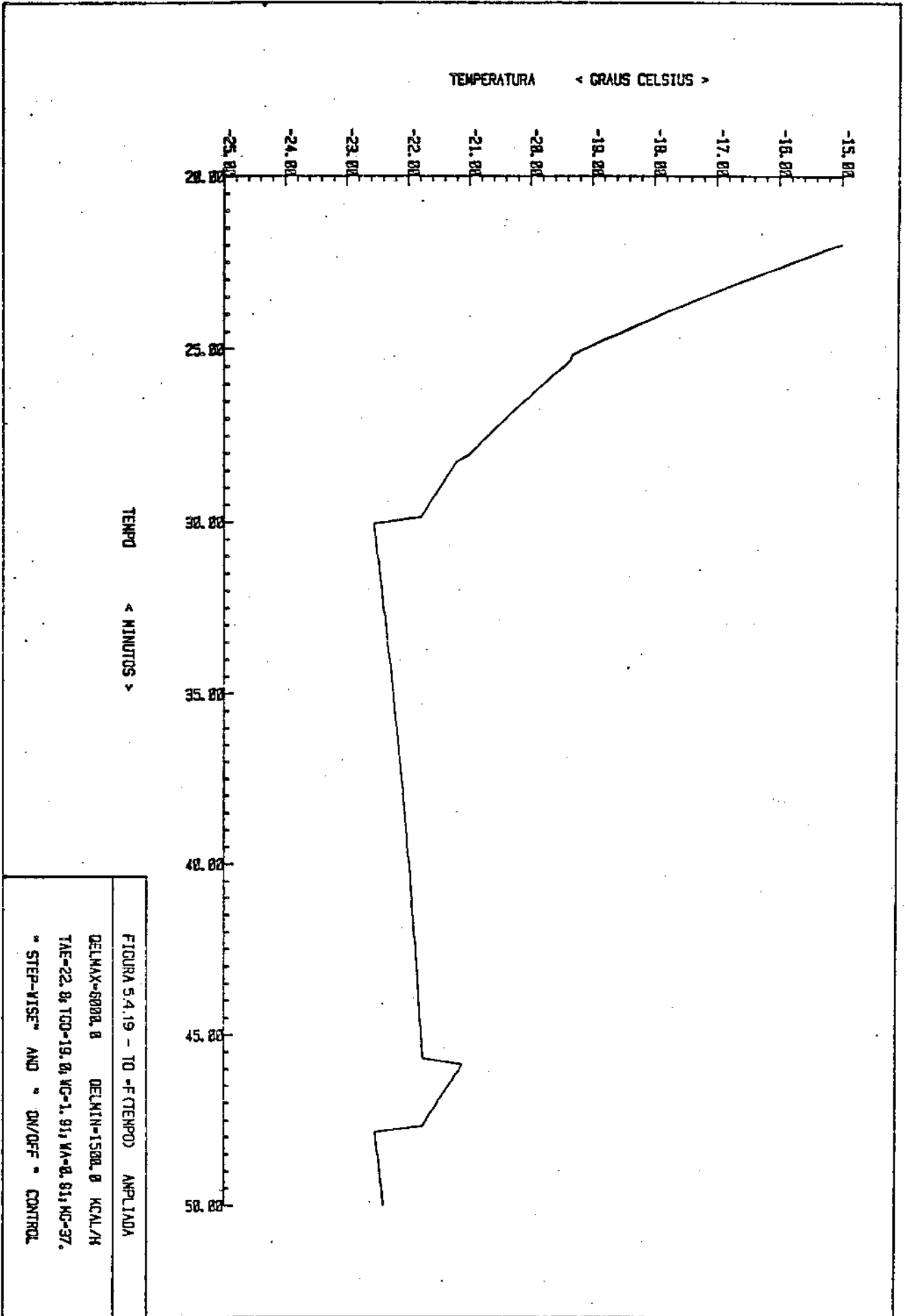
FIGURA 5.4.17 - T14-F(TEMP)D AMPLIADA  
DELMAX=6000.0 DELMIN=1500.0 KCAL/H  
TAE=22.0, TGD=19.0, KC=1.91, VA=0.91, KC=37.  
\* STEP-WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL



TEMPO < MINUTOS >

TEMPERATURA < GRAUS CELSIUS >

FIGURA 5.418 - T14°F (TEMPO) ANPLIADA  
DELMAX-6000.0 DELMIN-1500.0 KCAL/H  
TAE-22.0, TCO-18.0, KC-1.91, VA-2.91, NC-97.  
CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OFF





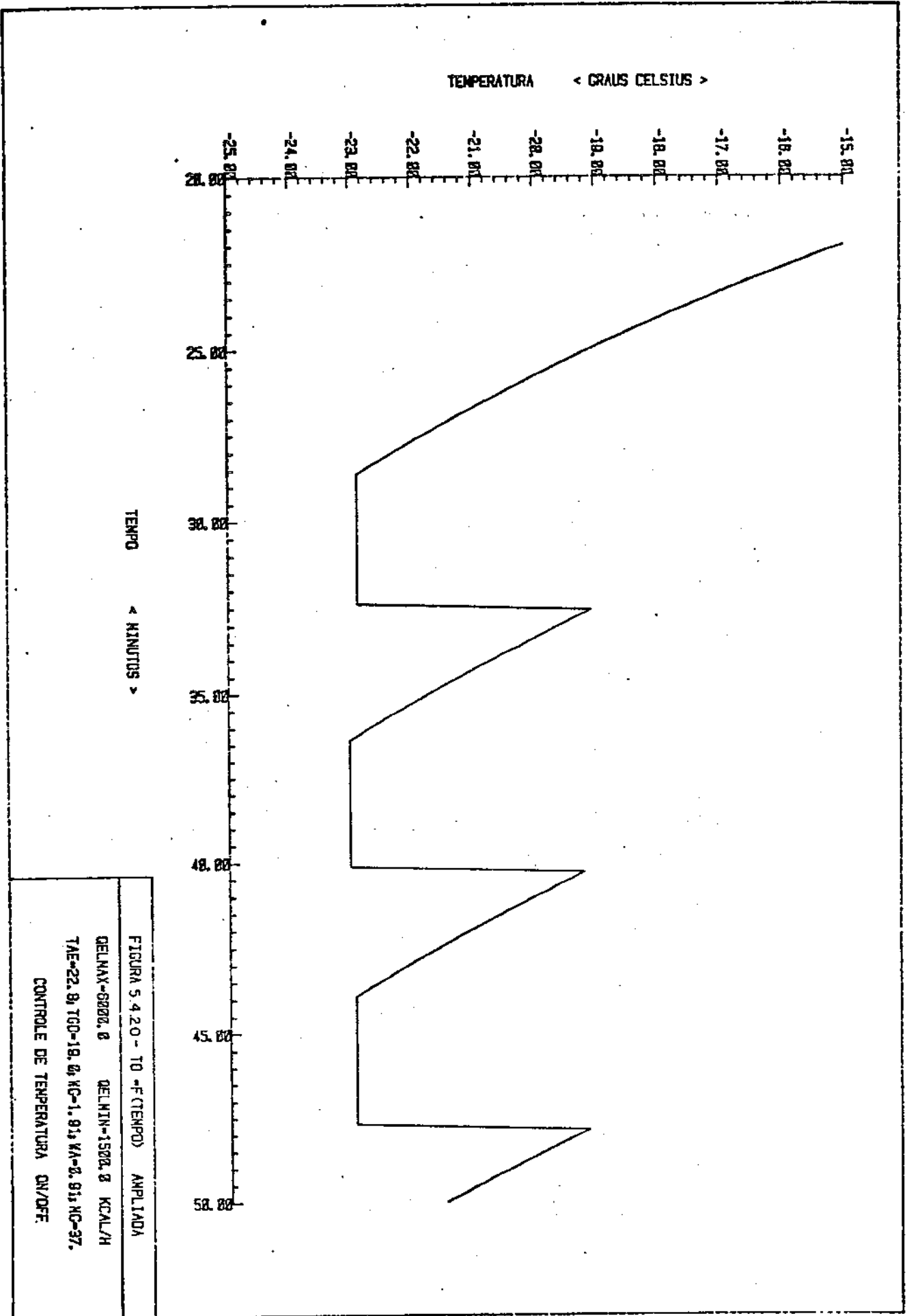


FIGURA 5.4.2.0 - T0 - F (TIEMPO) AMPLIADA  
 QELMAX-6000.0 QELMIN-1500.0 KCAL/H  
 TAE-22.9, TGD-19.0, KC-1.91, KA-2.91, KC-37.  
 CONTROL DE TEMPERATURA ON/OFF

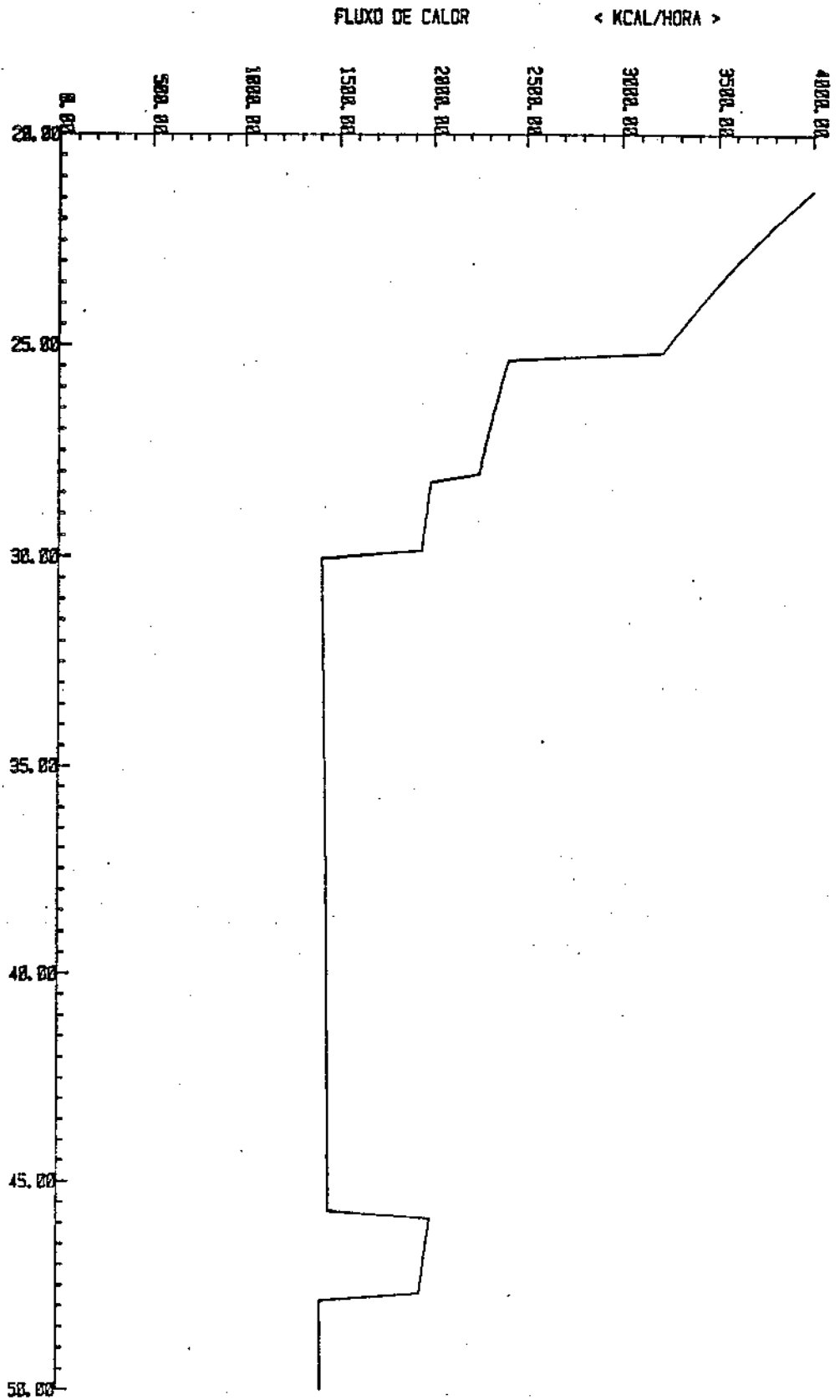


FIGURA 5.4.21 - DD - F (TEMPD) AMPLIADA  
 DELMAX=8000.0 DELMIN=1500.0 KCAL/H  
 TAE=22.8; TGD=19.0; KC=1.91; VA=0.91; NG=37.  
 \* STEP-WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL

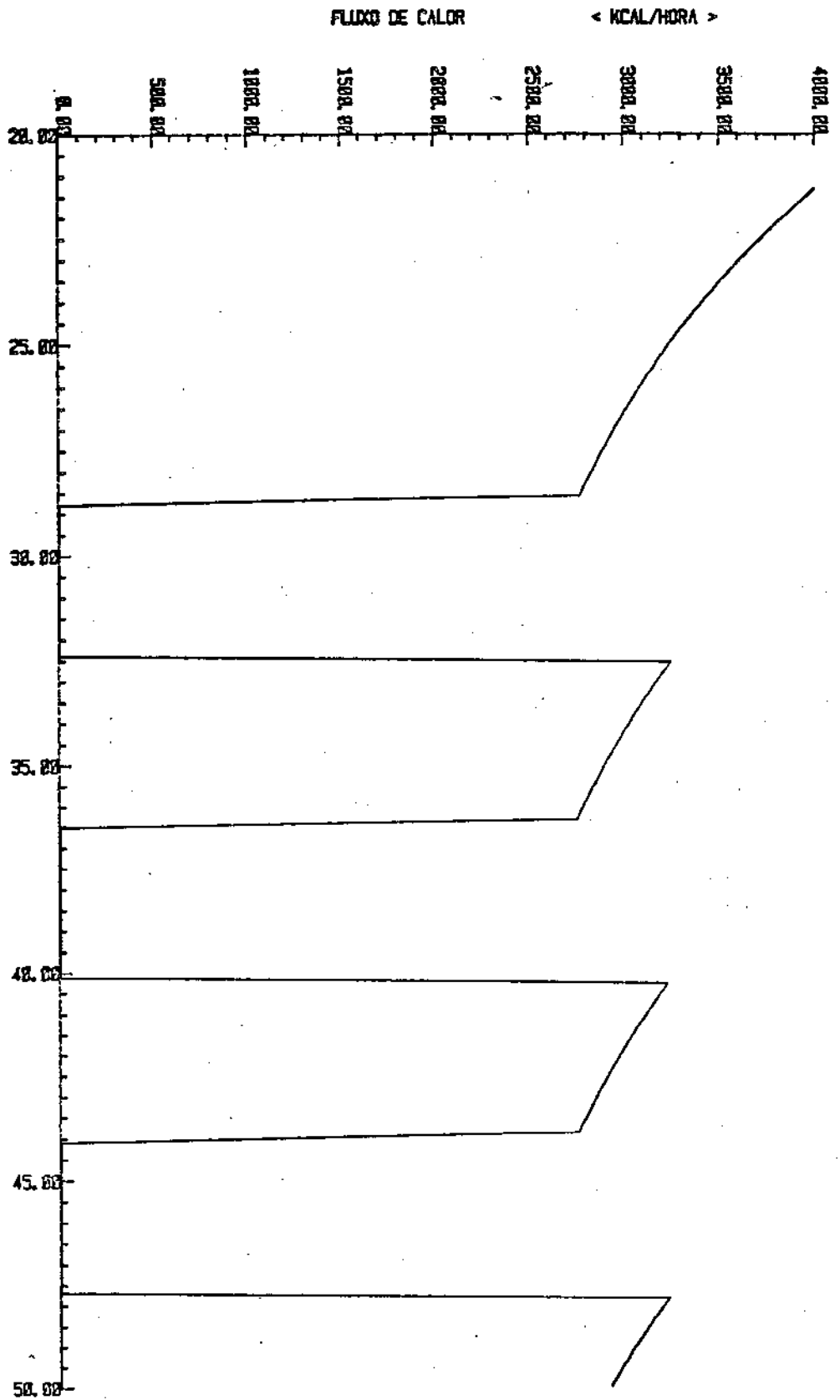


FIGURA 5.4.22 - 00 - F (TEMPO) AMPLIADA  
 DELMAX-6000.0 DELMIN-1500.0 KCAL/H  
 TAE-22.0 TCO-19.0 VC-1.81 VA-E.81 KC-37.  
 CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OFF

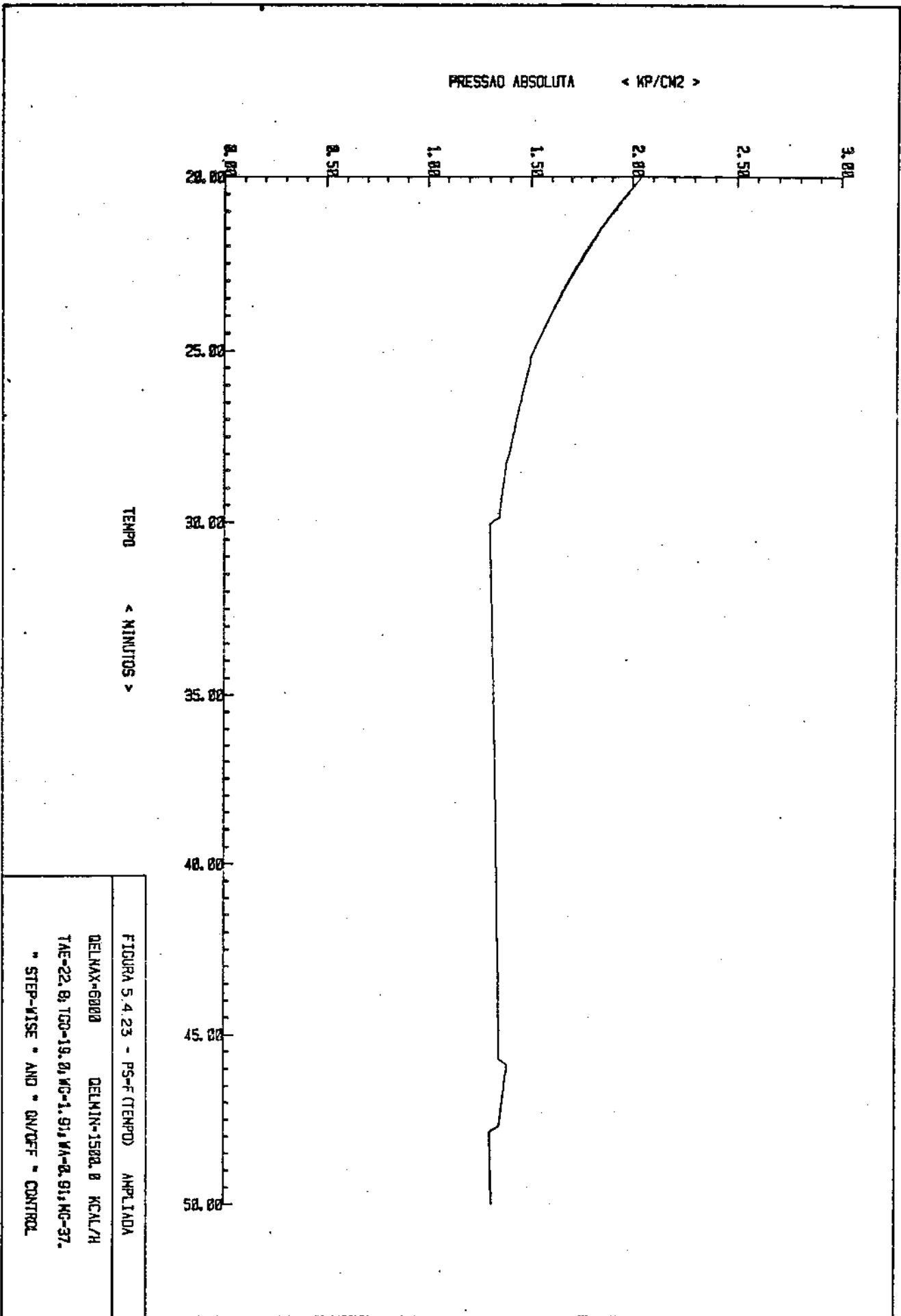


FIGURA 5.4.23 - PS-F (TEMPO) AMPLIADA

DELMAX=6000 DELMIN=1500.0 KCAL/H

TAE=22.8; TGO=19.0; MC=1.91; VA=0.91; MC=37.

\* STEP-WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL

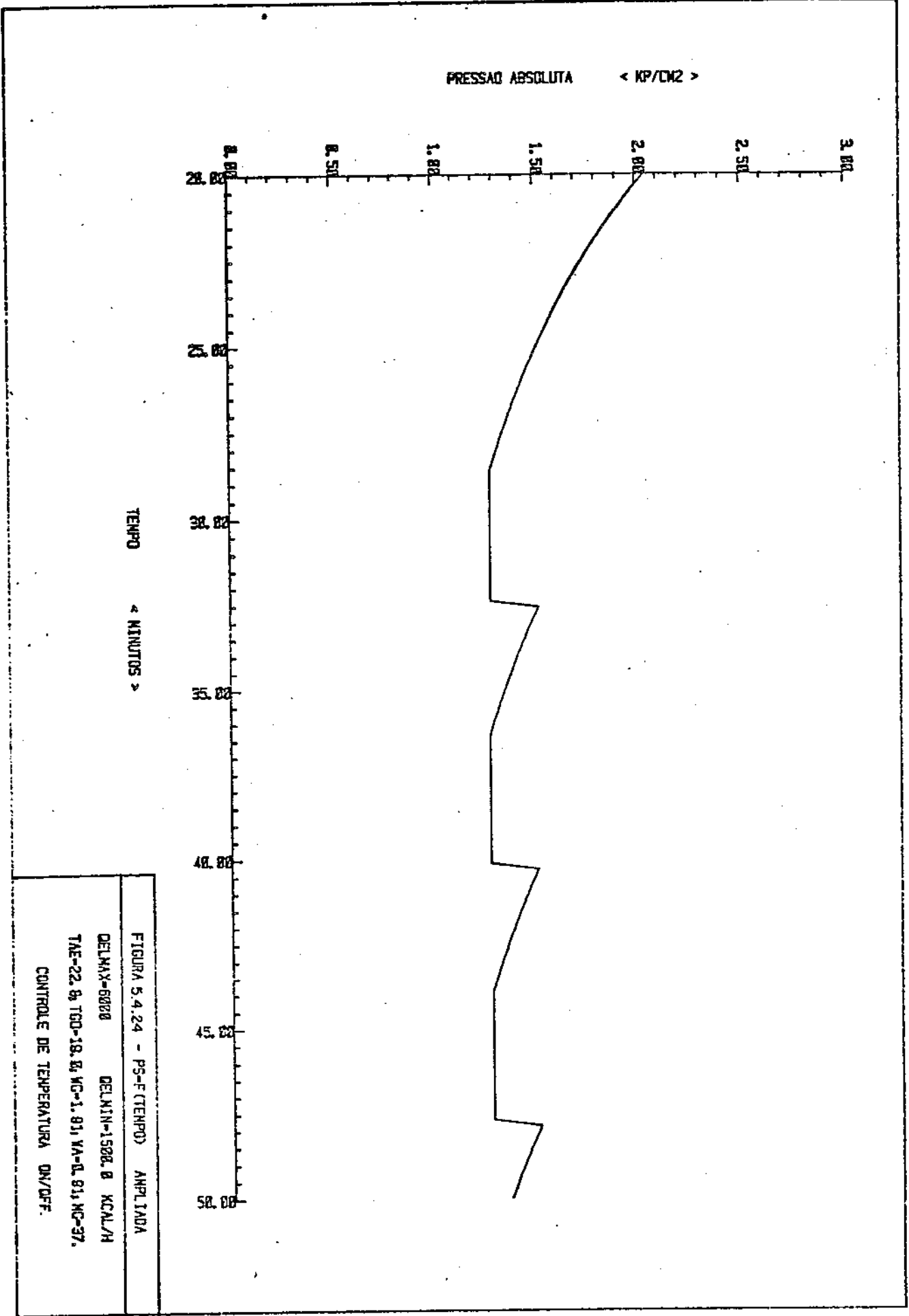
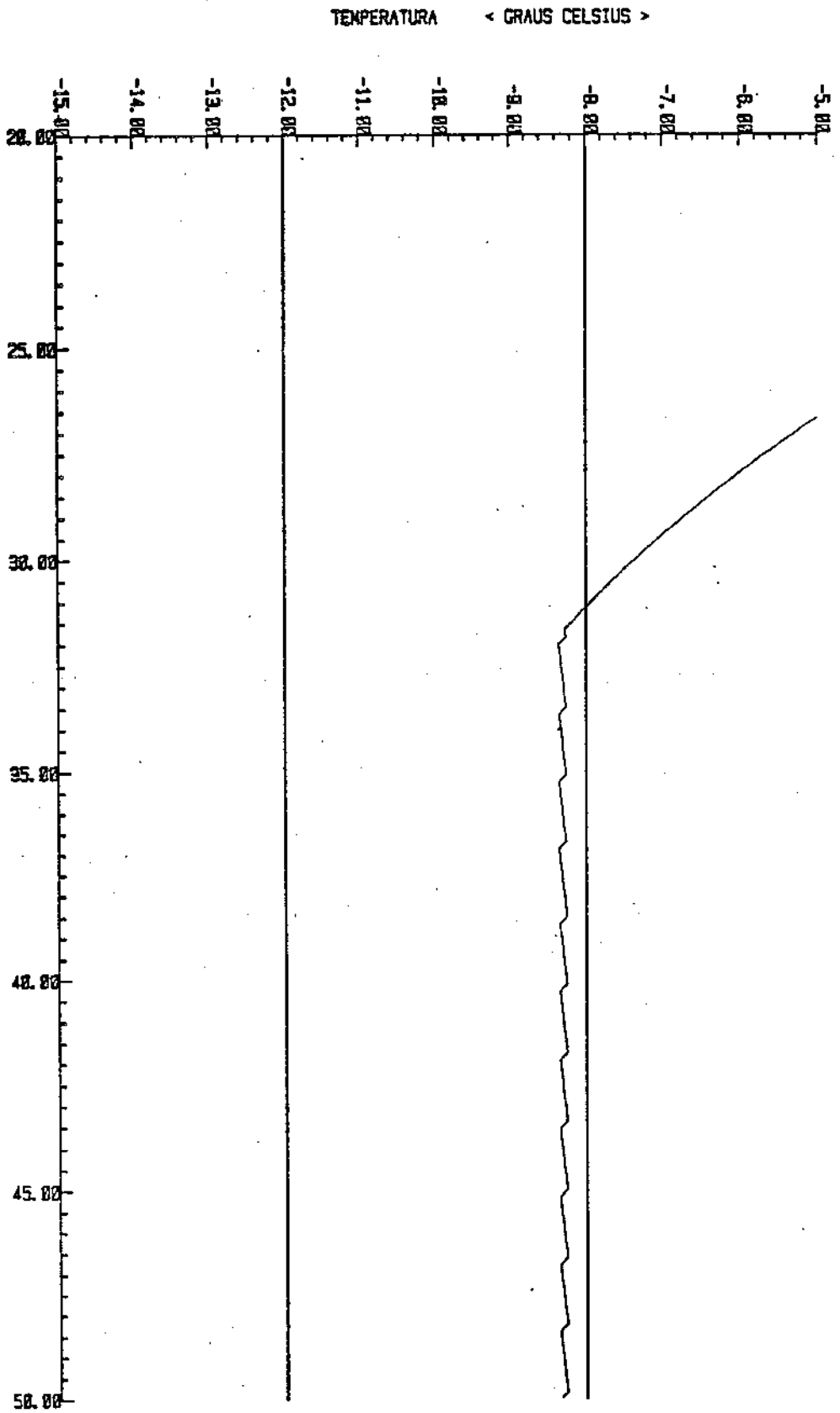


FIGURA 5.4.24 - PS-F (TEMPO) AMPLIADA  
DELMAX=6000 DELMIN=1500.0 KCAL/H  
TAE-22.8, TGD-18.8, MC-1.91, VA-D. 81, MC-37.  
CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OFF.



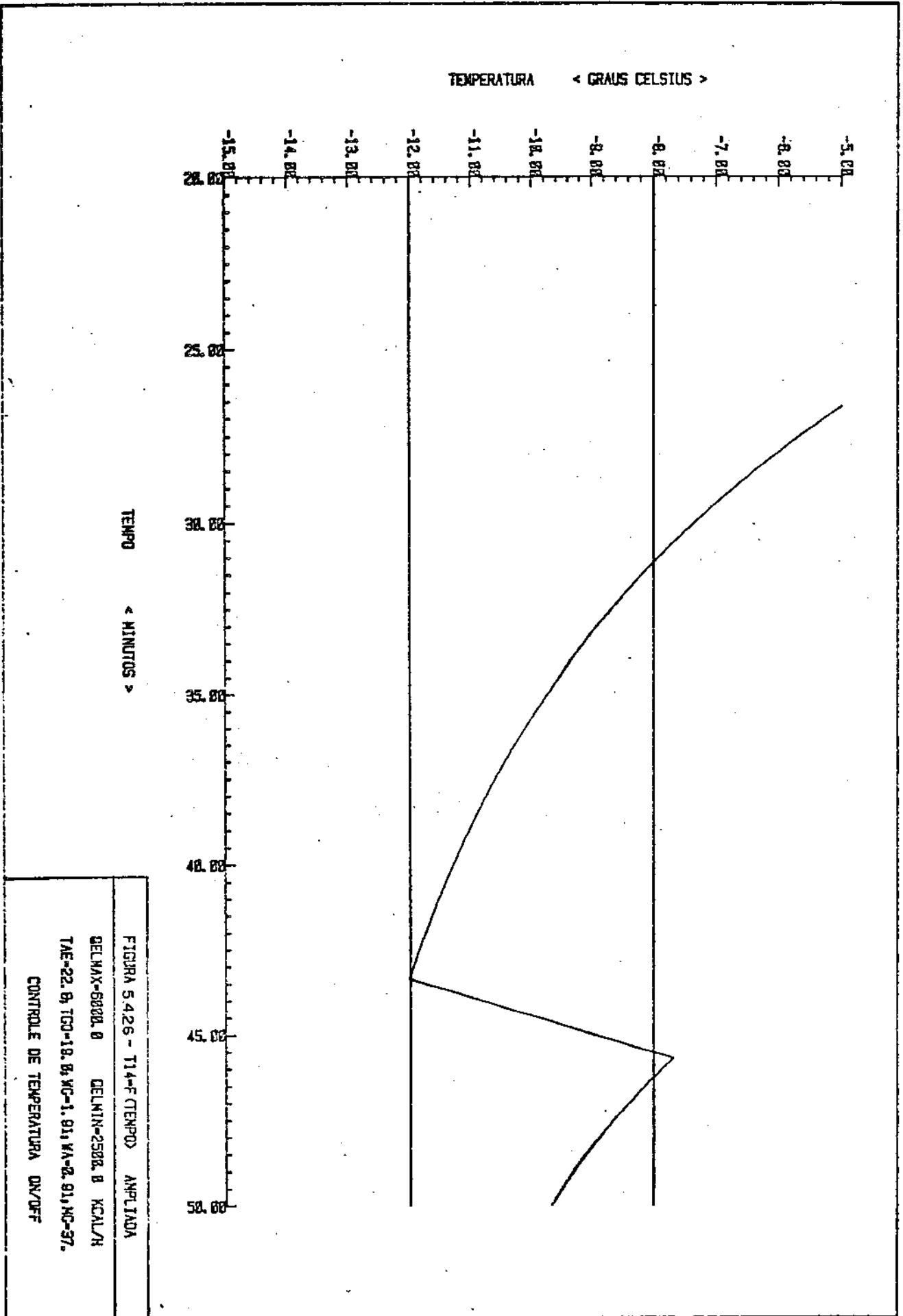
TEMPO < MINUTOS >

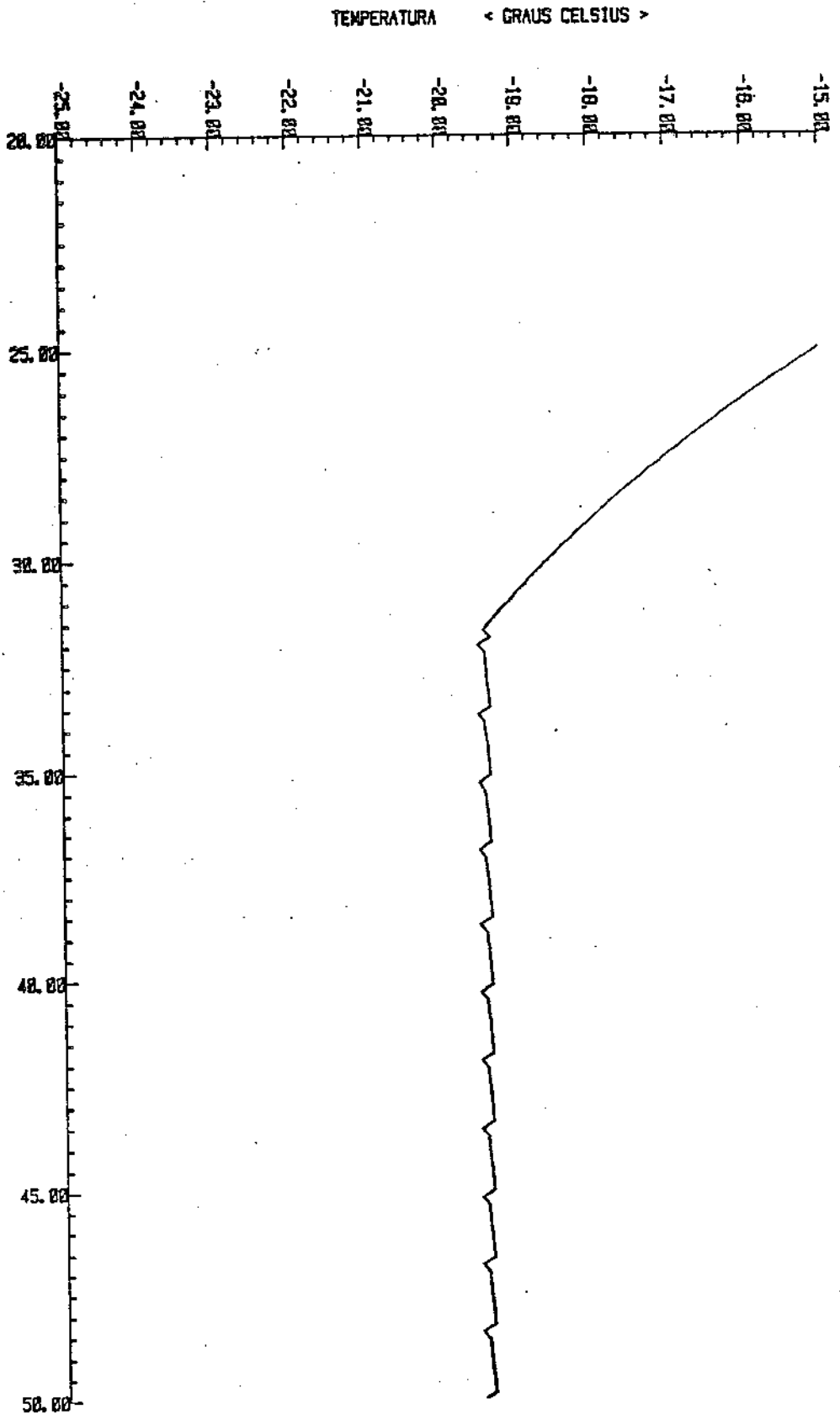
FIGURA 5.4.25 - T14-F(TEMPD) ANPLIADA

DELMAX=6000.0 DELMIN=2500.0 KCAL/H

TAE=22.0; TCO=19.0; VC=1.91; VA=2.91; KC=37.

\* STEP-WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL





TEMPO < MINUTOS >

TEMPERATURA < GRAUS CELSIUS >

FIGURA 5.4.27 - T0 - F (TEMPD) APLICADA  
 DELMAX=6000.0 DELMIN=2500.0 KCAL/H  
 TAE=22.0, TCD=18.0, KC=1.91, WA=0.91, KC=37.  
 \* STEP-WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL



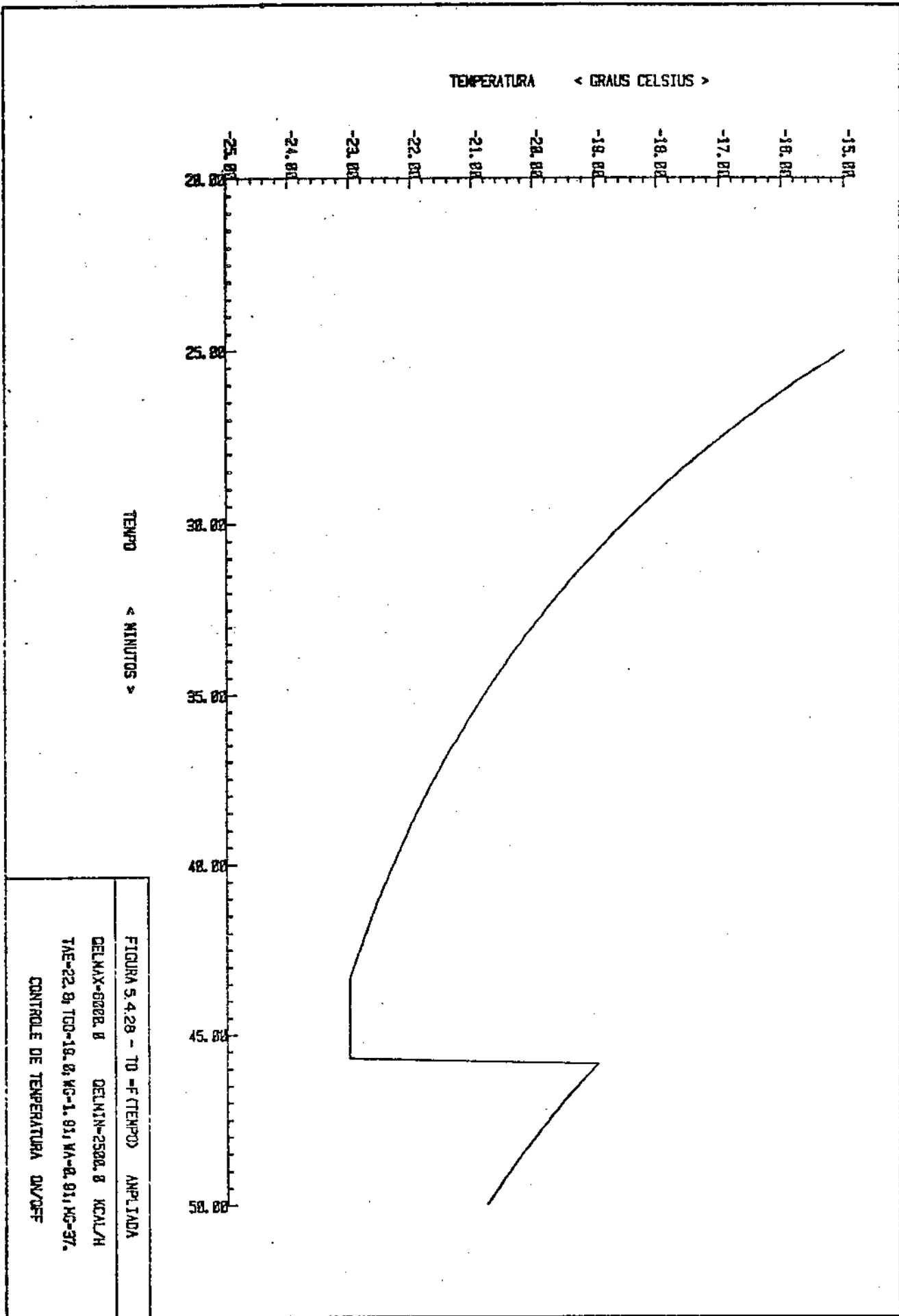


FIGURA 5.4.28 - TD -F (TEMPO) ANPLIADA  
 DELMAX-6000.0 DELMIN-2500.0 KCAL/H  
 TAE-22.0 TCD-18.0 KC-1.01 VA-0.01 KC-37.  
 CONTROL DE TEMPERATURA ON/OFF

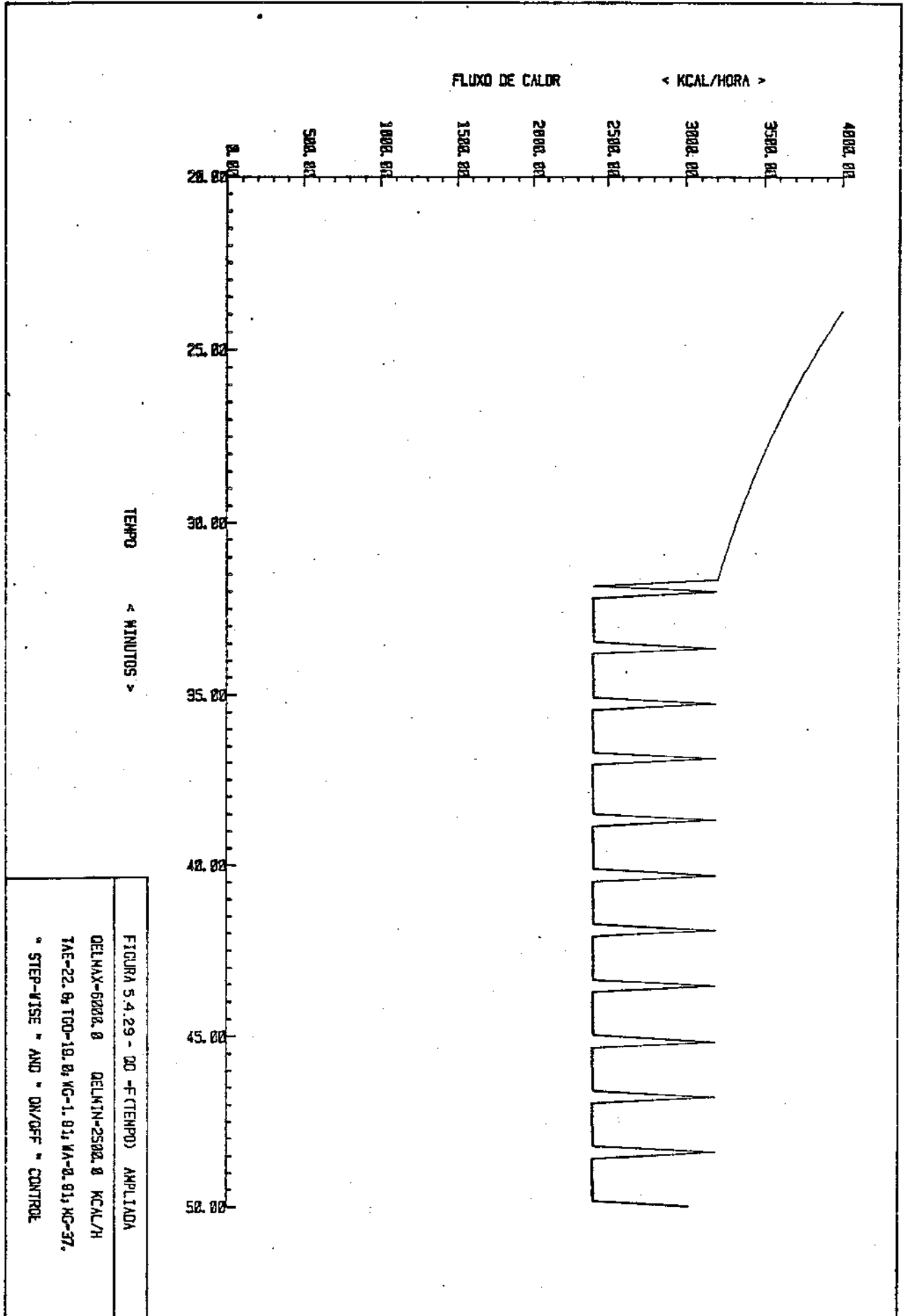


FIGURA 5.4.29 - DO - F (TEMPO) AMPLIADA

DELMAX-6000.0 DELMIN-2500.0 KCAL/H

TAE-22.0; TCO-10.0; VC-1.0; VA-0.0; KC-37.

\* STEP-VISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL

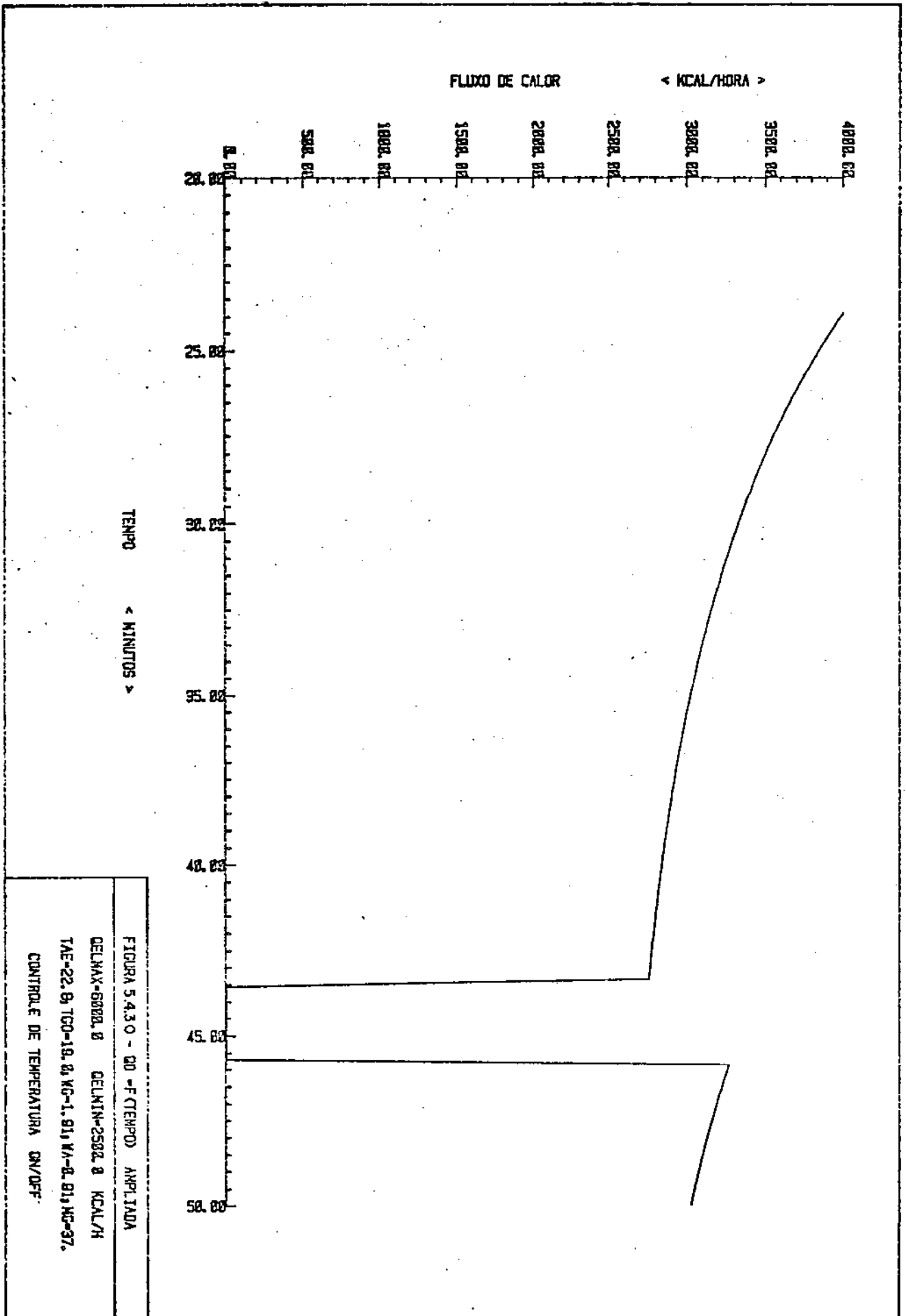
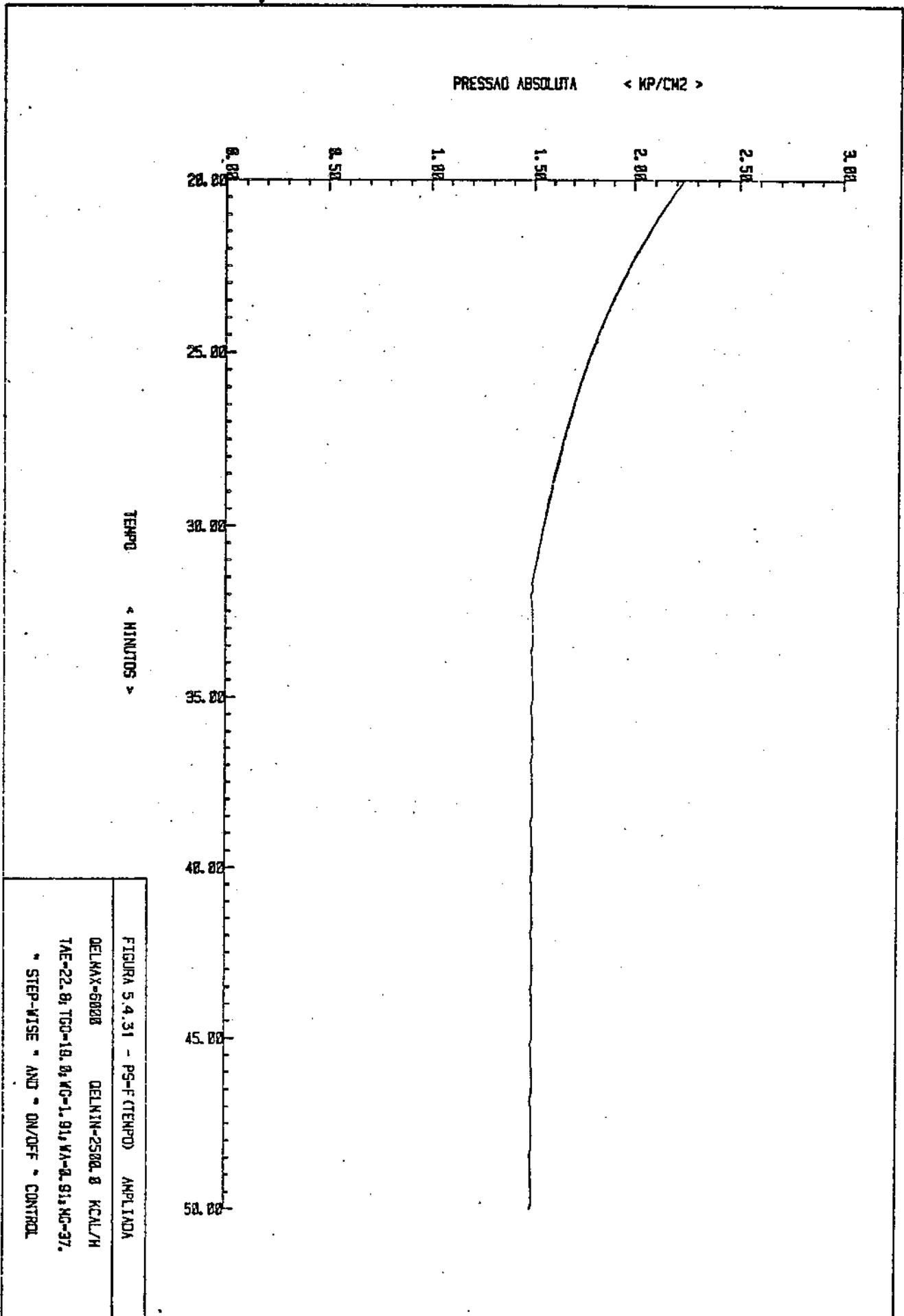


FIGURA 5.4.3.0 - 00 - F (TEMPD) AMPLIADA

DELMAX-6000.0 DELMIN-2500.0 KCal/H

TAE-22.0 TCO-10.0 KC-1.01, VA-0.01, MC-07.

CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OPF.



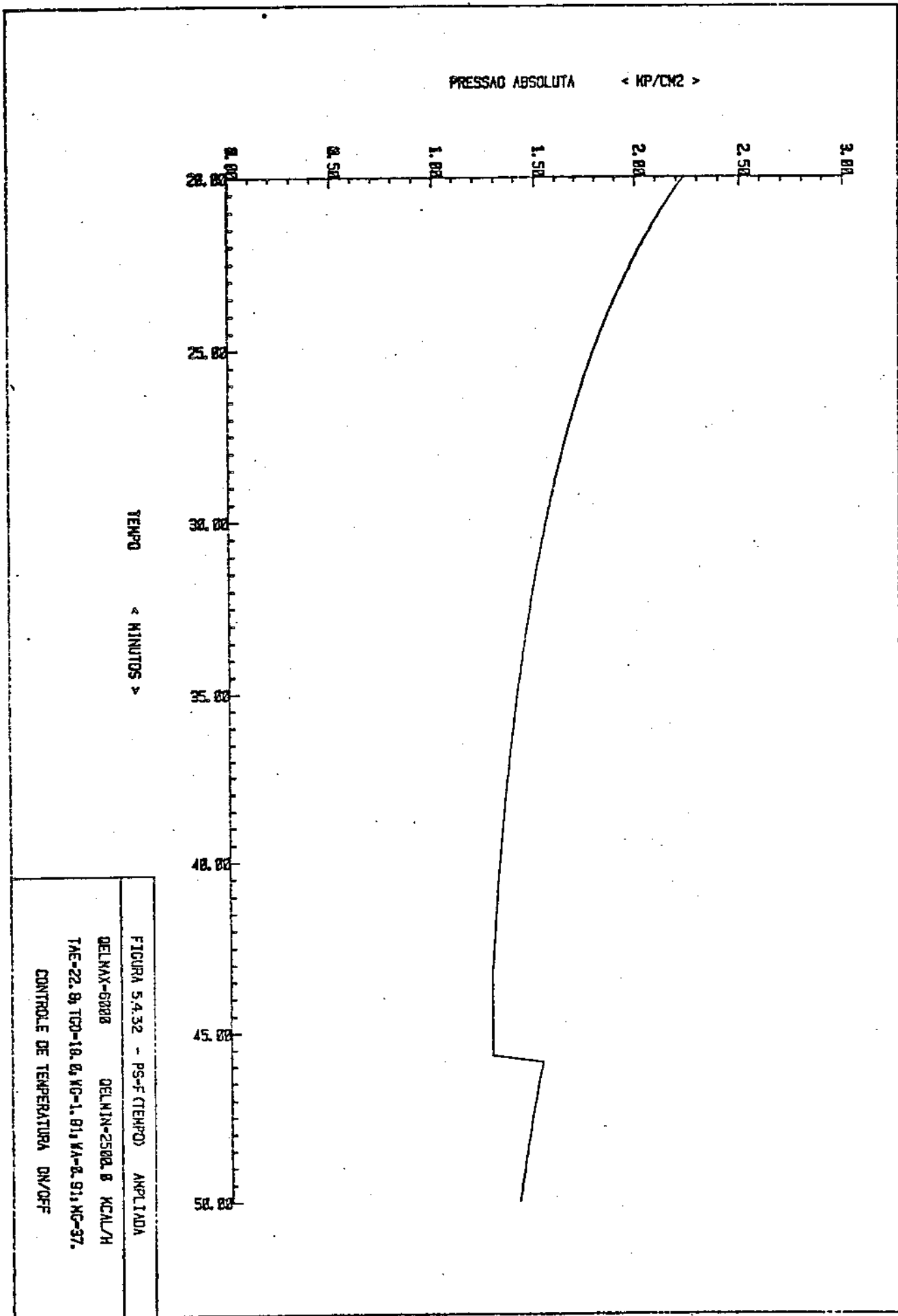
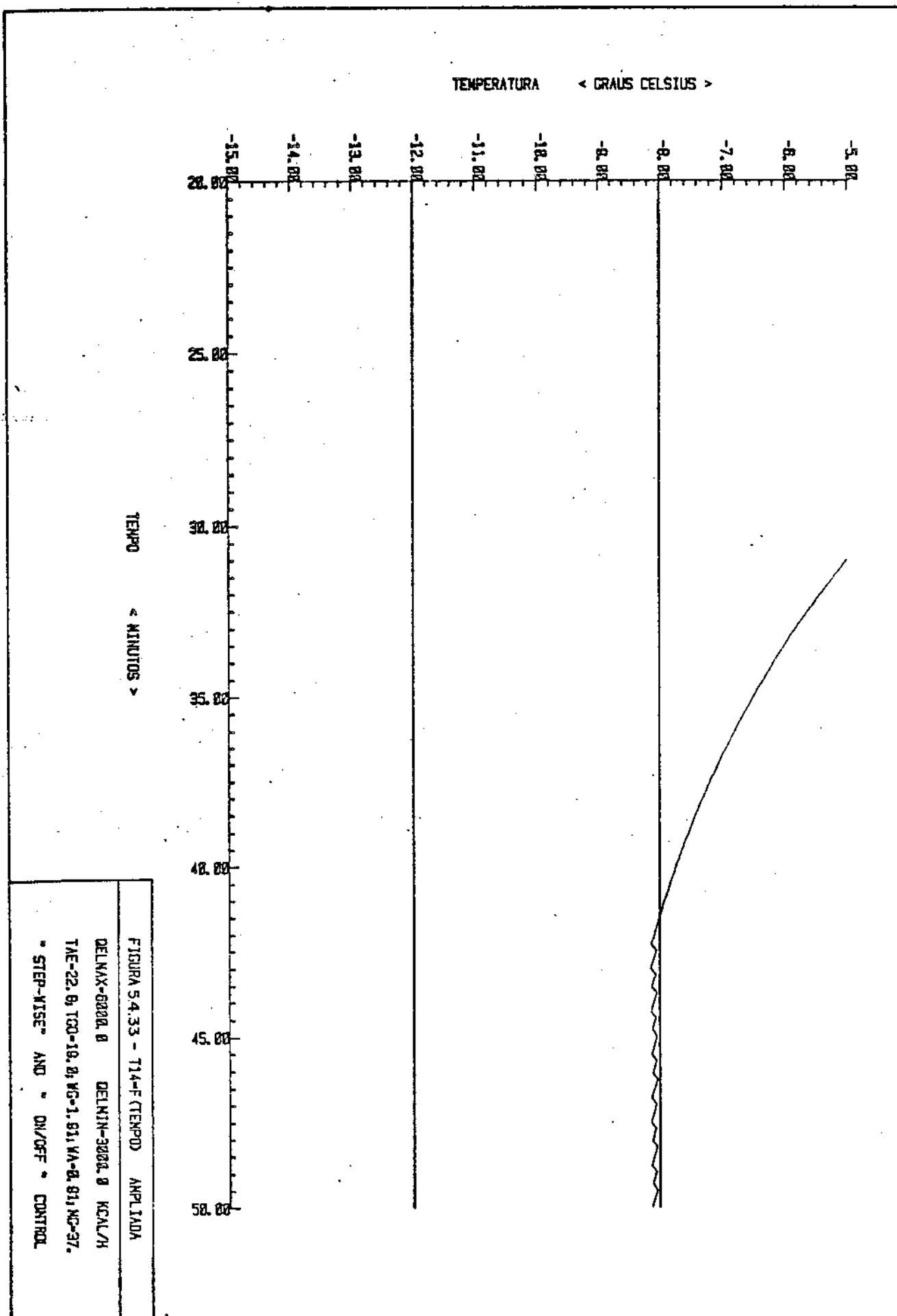
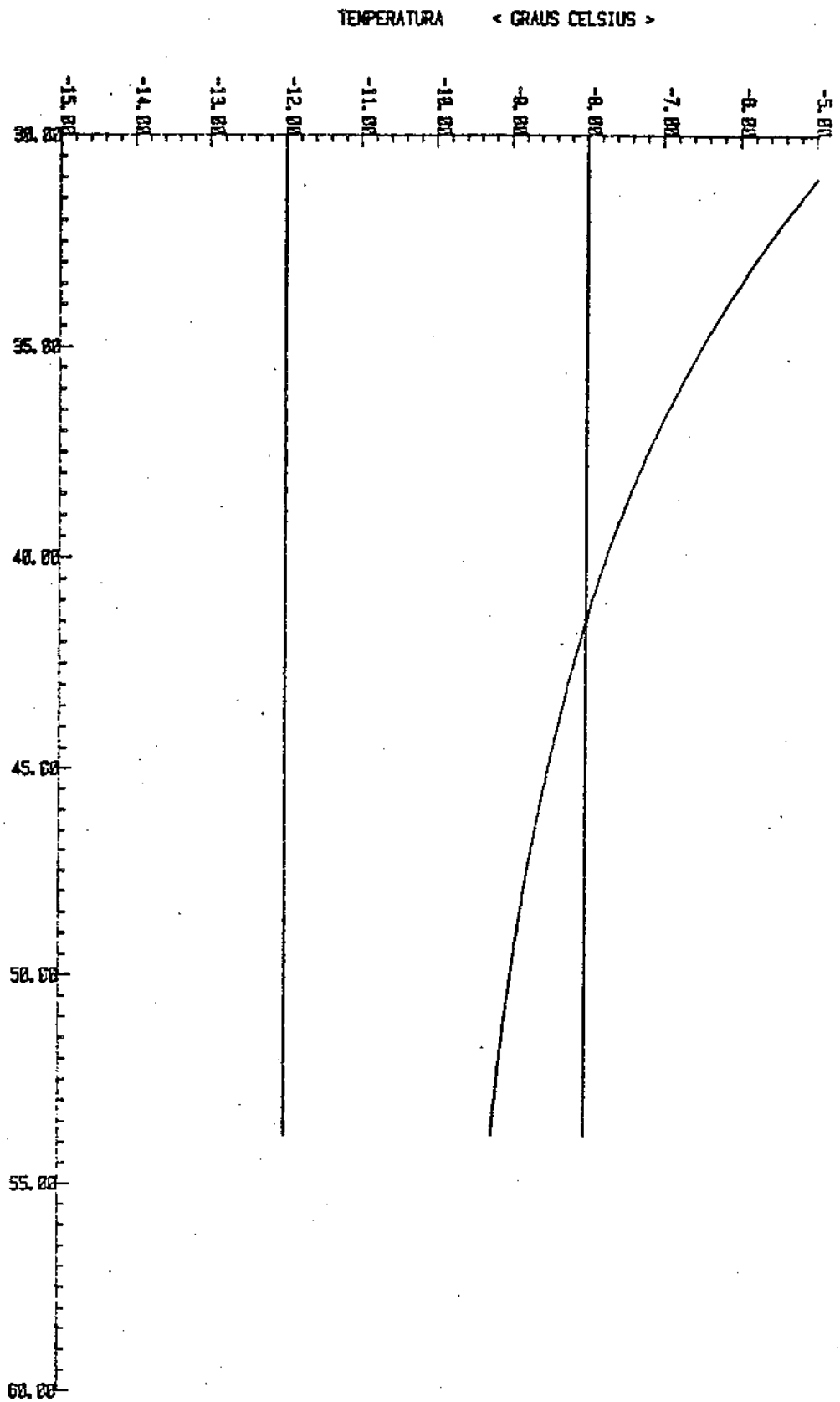


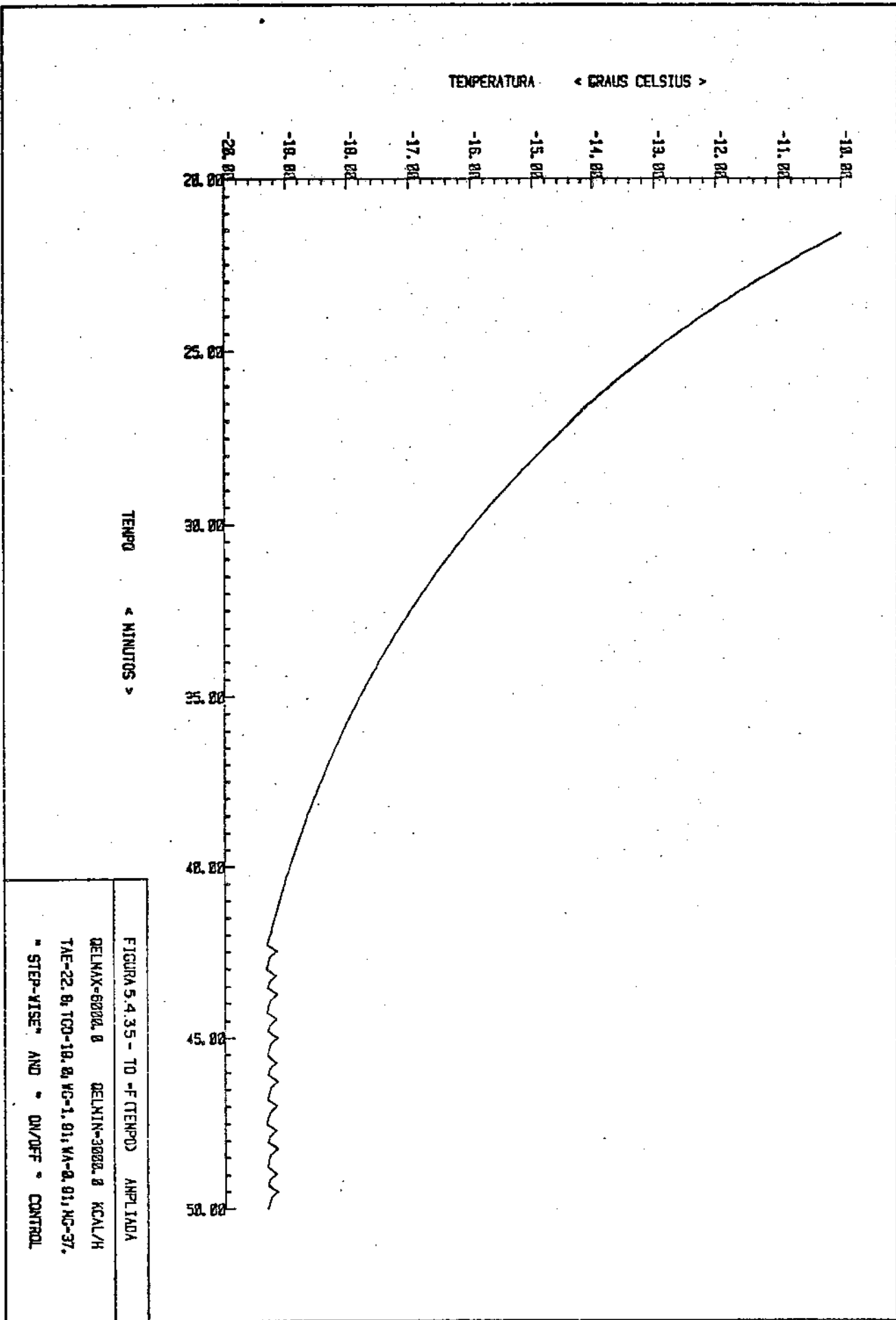
FIGURA 5.4.32 - PS-F (TEMPO) APLICADA  
 DELMAX-6000 DELMIN-2500 B KCAL/H  
 TAE-22, 8; TCD-18, 0; KC-1, 01; VA-8, 91; KC-37.  
 CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OFF



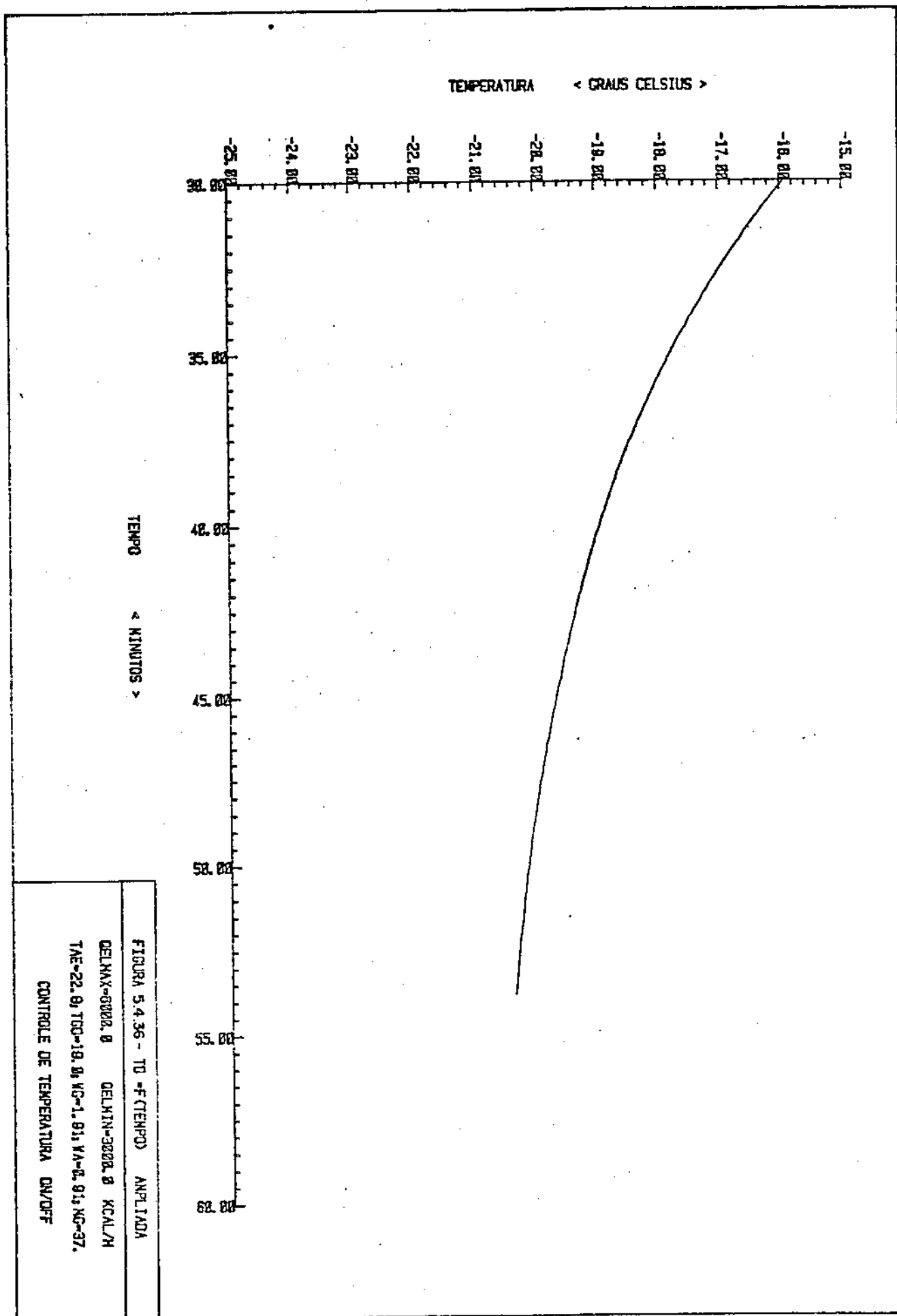


TEMPO < MINUTOS >

FIGURA 5.4.34 - T14-F (TEMP)	AMPLIADA
DELMAX=6000.0	QELMIN=3000.0
TAE=22.0, TCD=19.0, VC=1.91, VA=0.01, KC=37.	
CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OFF	







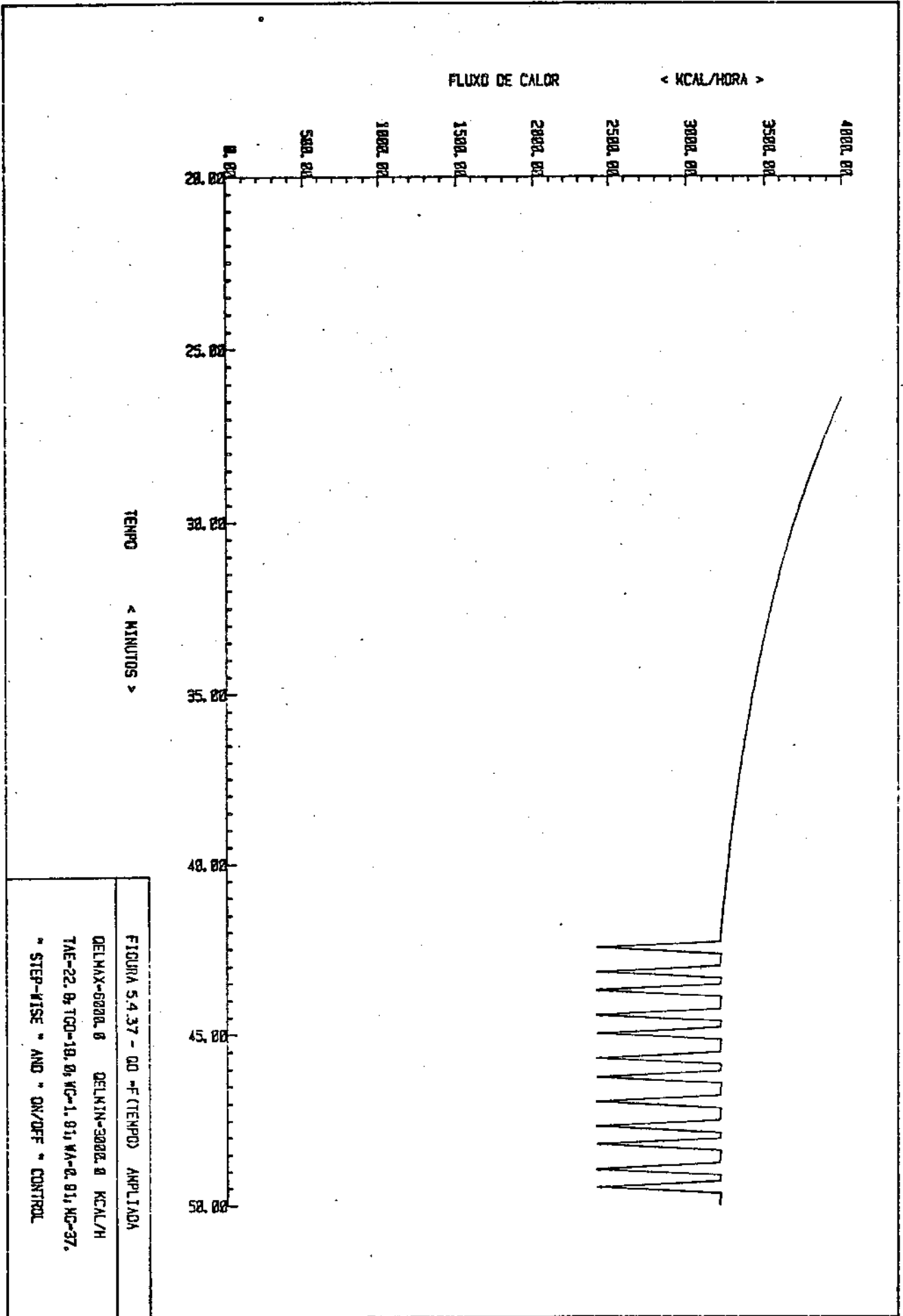


FIGURA S.4.37 - QD - F (TEMPO) AMPLIADA

DELMAX-6000.0 DELMIN-3000.0 KCAL/H

TAE-22.0; TGD-18.0; WC-1.0; WA-0.0; MC-37.

\* STEP-WISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL

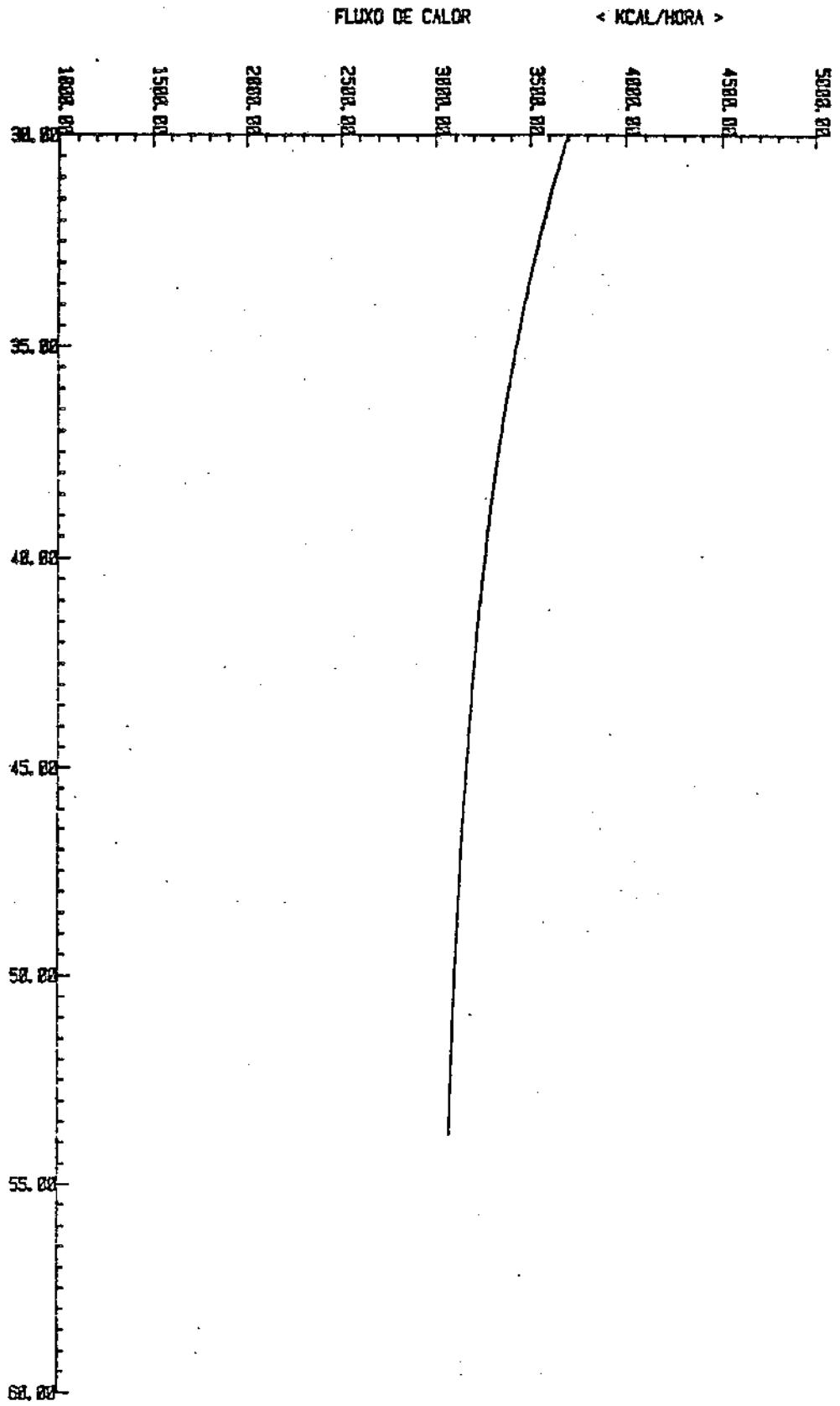
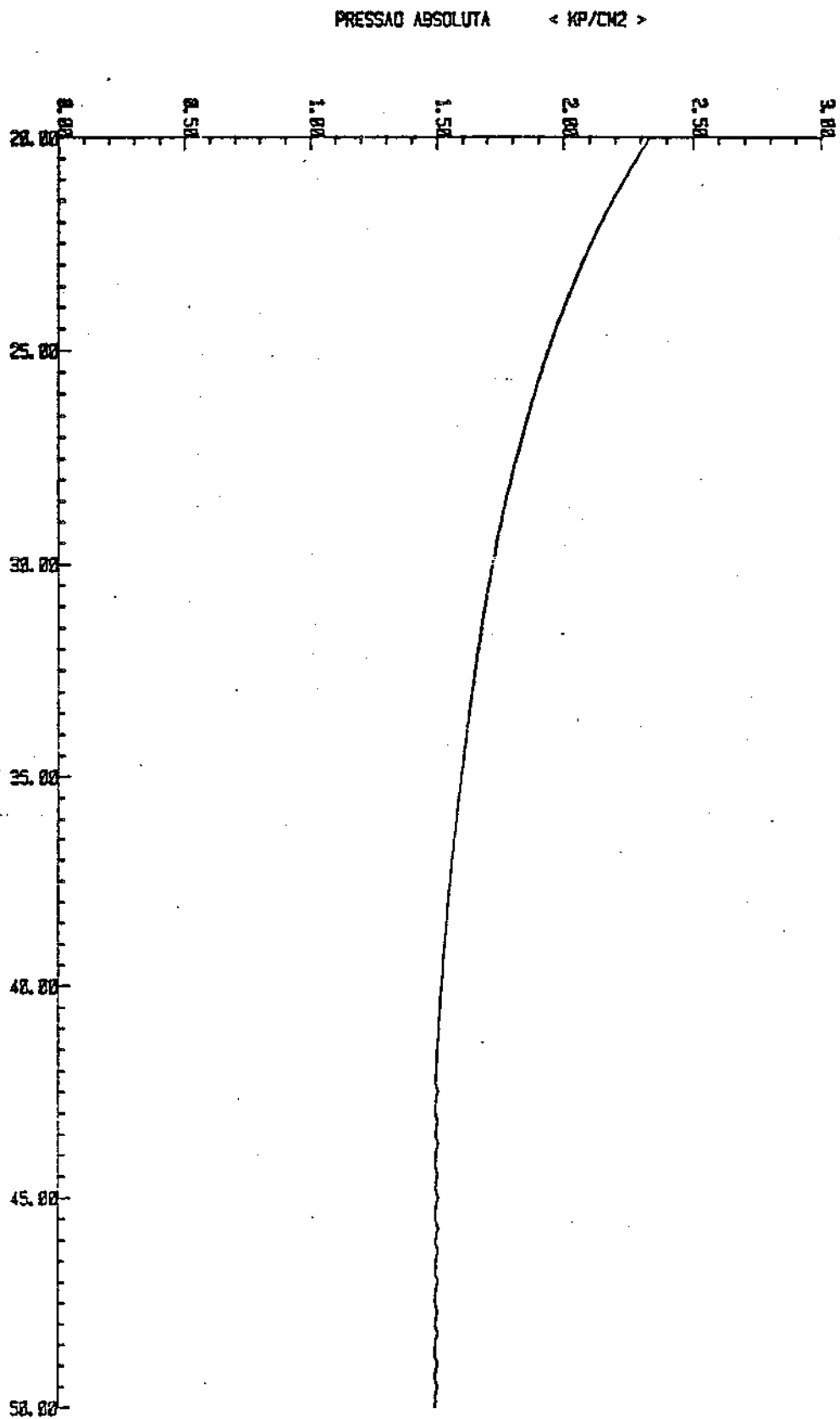


FIGURA 5.4.38 - OD - F (TEMPO) AMPLIADA

DELMAX-8000, B DELMIN-3000, B KCAL/H  
 TAE-22, B TCO-18, B VC-1, 01, VA-0, 01, MC-37.  
 CONTROL DE TEMPERATURA ON/DFP



TEMPO < MINUTOS >

PRESSAO ABSOLUTA < KP/CM2 >

FIGURA 5.4.39 - PS=IF (TEMPO) AMPLIADA  
 DELMAX=6000 QELMIN=3000.0 KCAL/H  
 TAE=22.0; TGD=18.0; WC=1.91; VA=0.91; HC=37.  
 \* STEP-RISE \* AND \* ON/OFF \* CONTROL

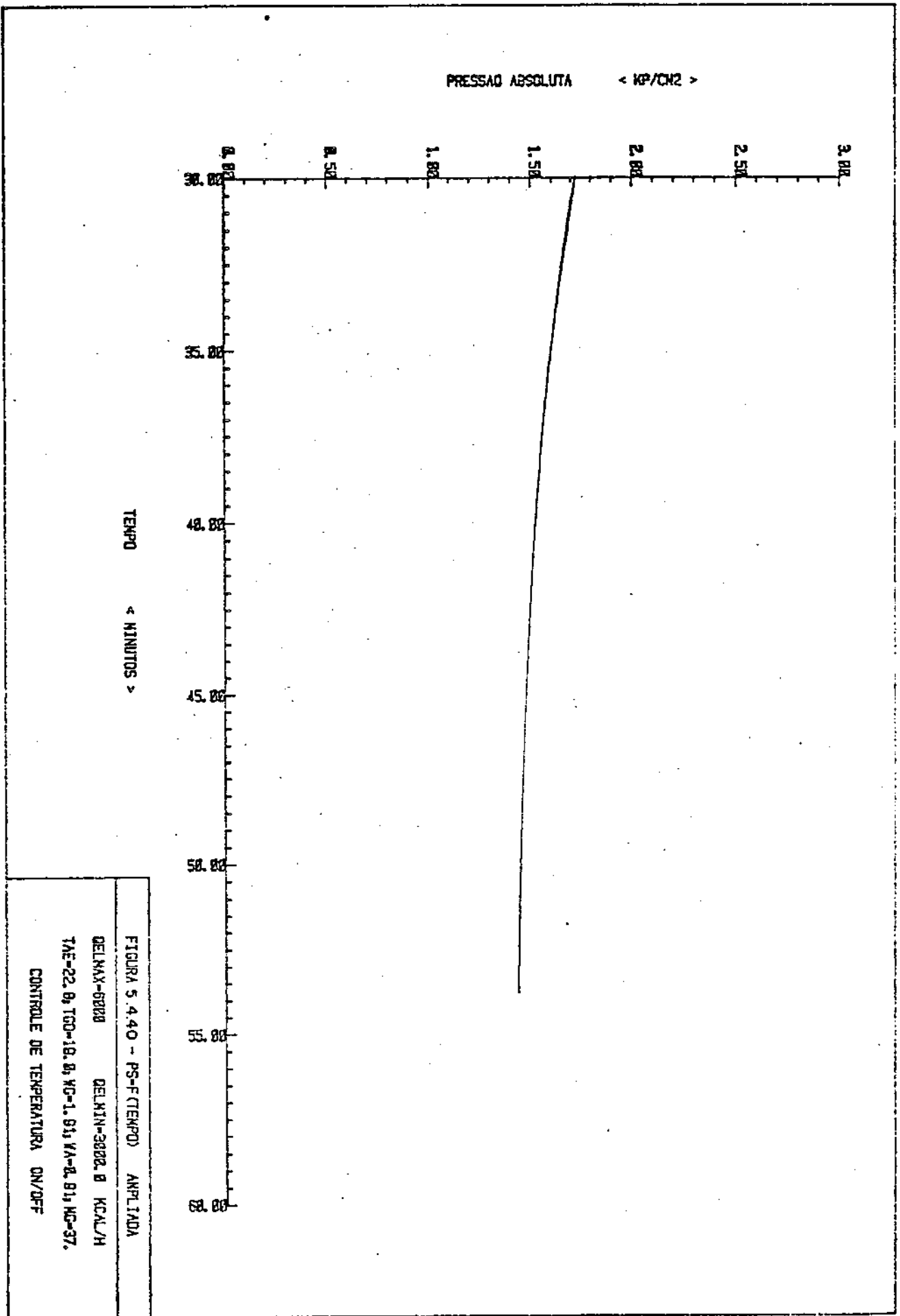


FIGURA 5.4.40 - PS-F (TEMPO) AMPLIADA

DELMAX-6000 DELMIN-3000.0 KCAL/H

TAE-22.0; TGD-18.0; XC-1.0; VA-0.0; HC-37.

CONTROLE DE TEMPERATURA ON/OFF

## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado	Unidade
A	área	m <sup>2</sup>
A <sub>cex</sub>	área externa total do condensador	m <sup>2</sup>
(AU) <sub>c</sub>	condutância global do condensador	kcal/h°C
(AU) <sub>ev</sub>	condutância global do evaporador	kcal/h°C
(AU) <sub>tc</sub>	condutância global do trocador de calor intermediário	kcal/h°C
C <sub>pa</sub>	calor específico a pressão constante da água	kcal/kg°C
C <sub>pg</sub>	calor específico a pressão constante da solução de etileno glicol	kcal/kg°C
C <sub>pl</sub>	calor específico a pressão constante da fase líquida do refrigerante-12	kcal/kg°C
C <sub>pv</sub>	calor específico a pressão constante da fase vapor do refrigerante-12	kcal/kg°C
D	diâmetro	m, pé
d <sub>e</sub>	diâmetro externo de um tubo	polegadas
d <sub>i</sub>	diâmetro interno de um tubo	polegadas
E <sub>vc</sub>	energia da solução de etileno glicol no reservatório	kcal
F	função	—
G	velocidade mássica	lbm/pé <sup>2</sup> h
g	função	—
H <sub>e</sub>	coeficiente de convecção de calor externo para escoamento forçado	btu/h pé <sup>2</sup> °F
H <sub>i</sub>	coeficiente de convecção de calor interno para escoamento forçado	btu/h pé <sup>2</sup> °F
H <sub>oc</sub>	coeficiente de convecção de calor natural	kcal/hm <sup>2</sup> °C
h <sub>ls</sub>	entalpia específica do líquido de refrigerante-12 saturado	kcal/kg

$h_{vs}$	entalpia específica do vapor de refrigerante-12 saturado	kcal/kg
$h_{vsa}$	entalpia específica do vapor super-aquecido de refrigerante-12	kcal/kg
$h$	entalpia específica	kcal/kg
$h_{3L}$	entalpia específica do líquido de refrigerante-12 saturado à saída do condensador	kcal/kg
$h_{8L}$	entalpia específica do vapor de refrigerante-12 saturado à saída do evaporador	kcal/kg
$h_{1,2,3,..}$	entalpia específica referente aos pontos indicados na figura (1.3.1)	kcal/kg
$i$	número de cilindros do compressor	-
$J$	equivalente mecânico de calor	pé lb/btu
$K_{cob}$	condutividade térmica do cobre	kcal/hm <sup>o</sup> C
$k_g$	condutividade térmica da solução de etileno glicol	kcal/h m <sup>o</sup> C
$k_l$	condutividade térmica da fase líquida de uma substância	btu/h pé <sup>o</sup> F
$L$	comprimento	pé
$l$	comprimento	m; mm
$l$	curso do pistão do compressor	m
$m$	relação entre volume morto do cilindro do compressor e o volume deslocado	-
$\dot{m}_f$	fluxo mássico de refrigerante-12	kg/h
$M_g$	massa de solução de etileno glicol no reservatório	kg

$m_r$	massa do material do reservatório	kg
$N$	rotação do compressor	rpm
$n$	coeficiente da transformação politrônica	-
$P$	pressão do vapor de refrigerante-12 superaquecido	kgf/m <sup>2</sup>
$P_s$	pressão de saturação do refrigerante-12	lbf/in <sup>2</sup>
$P_s$	pressão dos gases do refrigerante-12 à entrada do compressor	kgf/m <sup>2</sup>
$P_c$	Pressão de condensação do refrigerante-12 no condensador	bar, kgf/cm <sup>2</sup>
$P_o$	pressão de vaporização do refrigerante-12 no evaporador	bar, kgf/cm <sup>2</sup>
$\dot{Q}_c$	fluxo de calor trocado no condensador entre o refrigerante e a água de condensação	kcal/h
$\dot{Q}_{c\bar{a}}$	fluxo de calor recebido pela água de condensação no condensador calculado do lado da água	kcal/h
$\dot{Q}_{cex}$	fluxo de calor perdido pelo condensador para o meio ambiente	kcal/h
$\dot{Q}_{cf}$	fluxo de calor rejeitado no condensador pelo refrigerante-12 calculado do lado do refrigerante	kcal/h
$\dot{Q}_{el}$	fluxo de calor introduzido na solução de etileno glicol no reservatório por um conjunto de resistências elétricas	kcal/h
$\dot{Q}_o$	capacidade frigorífica do compressor para ciclo saturado	kcal/h
$\dot{Q}_{of}$	fluxo de calor retirado pelo refrigerante-12 no evaporador calculado do lado do	



	refrigerante	kcal/h
$\dot{Q}_{og}$	fluxo de calor perdido pela solução de etileno glicol no evaporador calculado do lado da solução de etileno glicol	kcal/h
$\dot{Q}_{osa}$	fluxo de calor devido ao superaquecimento do refrigerante no evaporador	kcal/h
$\dot{Q}_{osr}$	fluxo de calor devido ao sub-resfriamento do refrigerante-12 no condensador	kcal/h
$\dot{Q}_{tc}$	fluxo de calor trocado no trocador de calor intermediário	kcal/h
$\dot{Q}_{tcl}$	fluxo de calor trocado no trocador de calor intermediário calculado do lado da fase líquida	kcal/h
$\dot{Q}_{tev}$	fluxo de calor trocado no trocador de calor intermediário calculado do lado da fase vapor	kcal/h
$r$	relação de pressões absolutas	-
$t$	tempo	horas
$T$	temperatura	$^{\circ}\text{C}$ , $^{\circ}\text{K}$ , $^{\circ}\text{R}$
$T_c$	temperatura de condensação do refrigerante-12	$^{\circ}\text{C}$
$T_g$	temperatura da solução de etileno glicol no reservatório	$^{\circ}\text{C}$
$T_{g_t}$	temperatura da solução de etileno glicol no reservatório no tempo $t$	$^{\circ}\text{C}$
$T_{g_{t+\delta t}}$	temperatura da solução de etileno glicol no reservatório após decorrer o intervalo de tempo $\delta t$	$^{\circ}\text{C}$
$T_o$	temperatura de vaporização do refrigerante-12 no evaporador	$^{\circ}\text{C}$

$T_s$	temperatura de saturação do refrigerante-12	$^{\circ}\text{C}$ , $^{\circ}\text{K}$
$T_{\infty}$	temperatura do meio ambiente	$^{\circ}\text{C}$ , $^{\circ}\text{K}$
$T_{1,2,3\dots}$	temperatura referente aos pontos indicados na figura (1.3.1)	$^{\circ}\text{C}$ , $^{\circ}\text{K}$
$v$	volume específico do refrigerante-12 superaquecido	$\text{m}^3/\text{kg}$
$v_{10}$	volume específico do vapor de refrigerante 12 a entrada do compressor	$\text{m}^3/\text{kg}$
$\dot{w}_a$	vazão volumétrica da água de condensação	$\text{m}^3/\text{h}$
$\dot{w}_c$	potência teórica do compressor	$\text{kcal}/\text{h}$
$\dot{w}_g$	vazão volumétrica da solução de etileno glicol	$\text{m}^3/\text{h}$
$X$	concentração em peso do etileno glicol na solução	%
$z$	fator de compressibilidade dos gases de refrigerante-12	—
$\delta E_{vc}$	variação de energia no reservatório da solução de etileno glicol	$\text{kcal}$
$\delta t$	intervalo finito de tempo	horas
$\Delta T$	diferença de temperatura	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta T_{m\ell}$	diferença média logarítmica de temperatura	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta X_{hfg}$	efeito frigorífico do refrigerante-12	$\text{btu}/\text{lbm}$
$\eta_v$	eficiência volumétrica teórica do compressor	—
$\eta_{vr}$	eficiência volumétrica real do compressor	—
$\mu_{\ell}$	viscosidade absoluta da fase líquida de uma substância	$\text{lb}/\text{pé h}$

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. STOECKER, W.F., Procedures for simulating the performance of components an systems for energy calculations, ASHRAE, 1975.
2. DOSSAT, R. J., Principles of refrigeration, John Wiley & Sons, inc. 1961.
3. COULSON, J.M./RICHARDSON, J.F., Chemical Engineering, Pergmon Press, 1970.
4. KREITH, F., Princípios da Transmissão de calor, Edgard Blücher Ltda., tradução da 3ª edição americana, 1977.
5. PERRY, ROBERT H./CHILTON, C. H., Chemical Engineers' Hand-Book, McGraw-Hill, 1973.
6. CARRIER, Handbook of air conditioning system design, McGraw-Hill, 1965.
7. ASHRAE, Handbook of fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 1967.
8. McADAMS, W. H., Heat transmission, McGraw-Hill Ltd, third edition, 1954.
9. HALÁSZ, J. Z., Estudo sobre resfriamento de leite nas granjas dos pequenos produtores, Tese de Mestrado, Universidade de Campinas, fevereiro de 1979.
10. Plank, R. Handbuch der Kältetechnik, V.4, Springer-Verlag, 1956 (alemanha ocidental)
11. Du Pont, Thermodynamic Properties of 12 Refrigerant, Technical Bulletin, Du Pont de Nemours international SA, Geneva, Switzer land.

12. STOECKER, W.F., Refrigeration and Air-Conditioning, McGraw-Hill Company, Inc. 1976.
13. STOECKER, W.F., Design of Thermal Systems, McGraw - Hill , Kogakusha, Ltd, 1971.
14. STOECKER, W.F., A Generalized Program for Steady-State System Simulation. ASHRAE. Semiannual Meeting, Jan, 1971.
15. MURR, F.E.X., Estudo da Refrigeração Solar e simulação de um sistema de absorção resfriado a ar com aquecimento solar direto da solução amônia-água, tese de mestrado, Universidade de Campinas, 1981.
16. SANTOS, J. A. R., Mini-calculadores eletrônicos, Edgard Blücher Ltda. 1977.
17. WYLEN, G.J.V./SONNTAG, R.E., Fundamentos da termodinâmica Clássica, Edgard Blücher Ltda., 1976.

APENDICE 1

## APÊNDICE 1

## EQUIVALENTE TÉRMICO DO RESERVATÓRIO DE ETILENO GLICOL.

O reservatório de etileno glicol é construído em aço carbono. Admitindo-se chapa de 3,175 mm de espessura, a massa total será

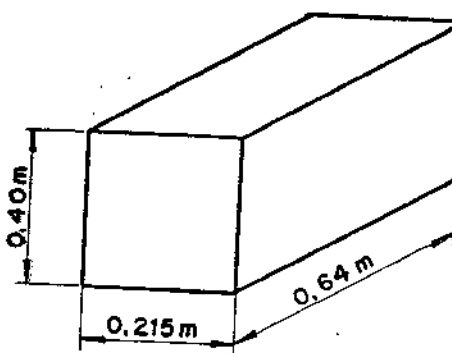
$$m_R = V \cdot \rho$$

As dimensões do reservatório estão cotadas na figura

$$m_R = (0,003045 \text{ m}^3)(7850 \text{ kg/m}^3)$$

$$m_R = 24 \text{ kg}$$

Admitindo-se que o resfriamento ocorra em 40 minutos de 25 a  $-20$  °C temos



$$\dot{Q}_t = \frac{60}{40} m_R C_p [25 - (-20)] = \left(\frac{60}{40}\right)(24)(0,111)(45) = 179,8 \text{ kcal/h}$$

que comparada à capacidade frigorífica da instalação  $\dot{Q}_0 \approx 6000$  kcal/h pode ser desprezado.

A massa de etileno glicol no tanque quando da análise do sistema era de

$$M_g \approx 37 \text{ kg}$$

A vazão de etileno glicol circulada pela bomba é constante e pode ser modificada por um registro de operação manual (RG) figura (1.3.1), que modifica a característica de cano. A vazão de etileno glicol pode ser lida no sistema em um rotâmetro instalado. A máxima vazão que a bomba pode circular é de  $2,7 \text{ m}^3/\text{h}$ .

APENDICE 2

CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES JUNTAMENTE COM O TERMÔMETRO DIGITAL MODELO 2100 - A FLUKE							
Termopares °C	Termômetro Padrão °C						
	0,0	3,7	9,0	14,4	20,8	24,9	29,0
T <sub>1</sub>	-0,1	3,3	8,5	14,1	20,5	24,6	28,6
T <sub>2</sub>	-0,1	3,3	8,5	14,1	20,5	24,6	28,6
T <sub>3</sub>	-0,1	3,3	8,5	14,1	20,5	24,6	28,6
T <sub>4</sub>	-0,1	3,3	8,5	14,1	20,5	24,6	28,6
T <sub>5</sub>	-0,1	3,3	8,6	14,1	20,5	24,6	28,6
T <sub>6</sub>	-0,1	3,3	8,5	14,1	20,5	24,5	28,6
T <sub>7</sub>	-0,1	3,3	8,5	14,1	20,5	24,6	28,6
T <sub>8</sub>	-0,2	3,2	8,4	14,0	20,5	24,6	28,7
T <sub>9</sub>	-0,1	3,3	8,5	14,1	20,5	24,9	28,6
T <sub>10</sub>	+0,3	3,7	9,0	14,4	20,8	24,9	28,8
T <sub>11</sub>	+0,0	3,5	8,9	14,3	20,8	24,9	28,9
T <sub>12</sub>	+0,3	3,7	9,0	14,4	20,8	24,9	28,8
T <sub>13</sub>	+0,2	3,7	9,0	14,4	20,8	24,9	28,9
T <sub>14</sub>	+0,2	3,7	9,0	14,4	20,8	24,9	28,8
T <sub>15</sub>	+0,3	3,7	9,0	14,4	20,8	24,9	28,8
T <sub>16</sub>	+0,1	3,6	8,9	14,3	20,9	24,9	28,9

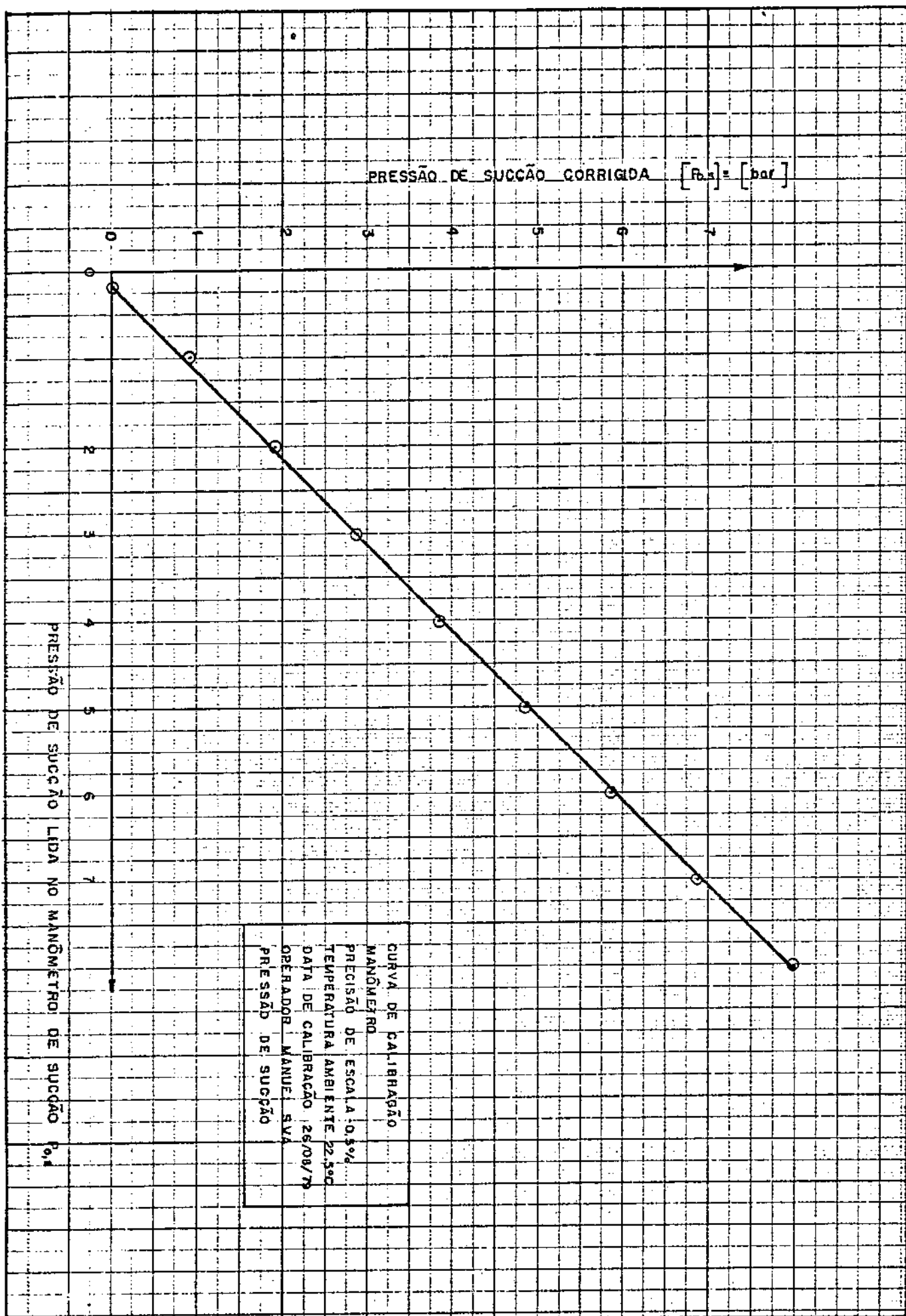


CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES JUNTAMENTE COM O TERMÔMETRO DIGITAL MODELO 2100 - A FLUKE							
Termopares	Termômetro Padrão °C						
°C	33,1	37,0	42,0	47,3	55,8	63,2	69,4
T <sub>1</sub>	32,9	36,6	41,6	46,8	55,5	62,7	69,0
T <sub>2</sub>	32,9	36,6	41,6	46,8	55,4	62,7	69,0
T <sub>3</sub>	32,9	36,6	41,6	46,8	55,4	62,7	69,1
T <sub>4</sub>	32,9	36,6	41,6	46,8	55,5	62,6	69,0
T <sub>5</sub>	32,9	36,5	41,6	46,8	55,4	62,6	69,0
T <sub>6</sub>	32,9	36,6	41,6	46,8	55,5	62,7	69,1
T <sub>7</sub>	32,9	36,6	41,6	46,8	55,5	62,7	69,0
T <sub>8</sub>	32,9	36,6	41,8	47,0	55,7	62,9	69,4
T <sub>9</sub>	32,9	36,6	41,6	46,8	55,4	62,6	69,1
T <sub>10</sub>	33,1	36,8	41,9	47,1	55,7	62,9	69,3
T <sub>11</sub>	33,2	36,9	42,0	47,3	55,9	63,2	69,7
T <sub>12</sub>	33,2	36,8	41,9	47,1	55,6	62,9	69,2
T <sub>13</sub>	33,1	36,8	41,9	47,1	55,7	62,9	69,3
T <sub>14</sub>	33,1	36,8	41,9	47,1	55,7	62,9	69,3
T <sub>15</sub>	33,1	36,8	41,9	47,1	55,7	62,9	69,2
T <sub>16</sub>	33,2	36,9	42,0	47,3	55,9	63,2	69,6

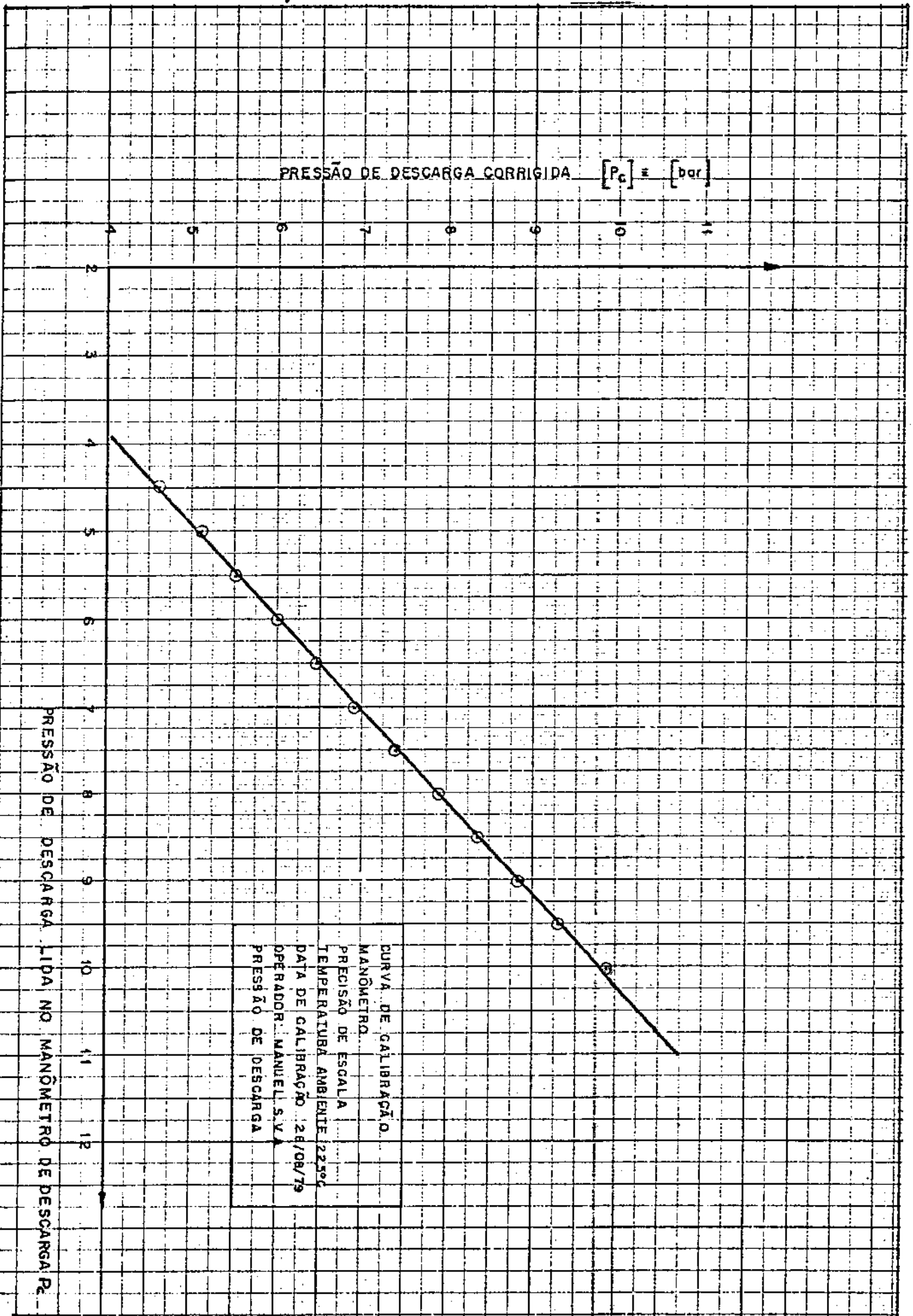
CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES JUNTAMENTE COM O TERMÔMETRO DIGITAL MODELO 2100 - A FLUKE		
Termopares °C	Termômetro Padrão , em °C	
	78,8	82,5
T <sub>1</sub>	78,4	81,9
T <sub>2</sub>	78,4	81,9
T <sub>3</sub>	78,5	82,0
T <sub>4</sub>	78,5	82,0
T <sub>5</sub>	78,3	81,9
T <sub>6</sub>	78,5	81,9
T <sub>7</sub>	78,4	81,9
T <sub>8</sub>	78,8	82,3
T <sub>9</sub>	78,4	81,9
T <sub>10</sub>	78,7	82,1
T <sub>11</sub>	79,0	82,5
T <sub>12</sub>	78,6	82,2
T <sub>13</sub>	78,6	82,1
T <sub>14</sub>	78,6	82,1
T <sub>15</sub>	78,6	82,2
T <sub>16</sub>	78,9	82,4

CALIBRAÇÃO DO MANÔMETRO DE SUCÇÃO			
Manômetro Padrão kg/cm <sup>2</sup>	Manômetro Padrão, bar	Manômetro a Aferir, bar	Manômetro Padrão, Psi
Média dos valo res Lidos	Valor Calculado	Média do Valor Lido	Média do Valor Lido
0,00	0,00	0,20	00,00
0,31	0,30	0,40	04,40
0,53	0,52	0,60	07,10
0,75	0,74	0,80	10,10
0,94	0,92	1,00	13,40
1,14	1,12	1,20	16,20
1,34	1,31	1,40	19,10
1,56	1,53	1,60	22,20
1,74	1,71	1,80	24,80
1,94	1,90	2,00	27,60
2,13	2,09	2,20	30,30
2,33	2,28	2,40	33,10
2,55	2,50	2,60	36,30
2,77	2,72	2,80	39,40
2,93	2,87	3,00	41,70
3,12	3,06	3,20	44,40
3,30	3,24	3,40	46,90
3,51	3,44	3,60	49,90
3,74	3,67	3,80	53,20
3,92	3,84	4,00	55,70
4,13	4,05	4,20	58,70

CALIBRAÇÃO DO MANÔMETRO DE SUCÇÃO			
Manômetro Padrão kg/cm <sup>2</sup>	Manômetro Padrão, bar	Manômetro a Aferir, bar	Manômetro Padrão, Psi
Média dos valo res Lidos	Valor Calculado	Média do Valor Lido	Média do Valor Lido
4,35	4,27	4,40	61,90
4,59	4,50	4,60	65,30
4,79	4,70	4,80	68,10
4,96	4,86	5,00	70,50
5,13	5,03	5,20	72,90
5,38	5,28	5,40	76,50
5,62	5,51	5,60	79,90
5,81	5,70	5,80	82,60
5,98	5,86	6,00	85,00
6,18	6,06	6,20	87,90
6,39	6,27	6,40	90,90
6,58	6,45	6,60	93,60
6,79	6,66	6,80	96,60
7,07	6,93	7,00	100,50
7,27	7,13	7,20	103,40
7,43	7,29	7,40	105,70
7,68	7,53	7,60	109,20
7,89	7,74	7,80	112,20
8,14	7,98	8,00	115,80

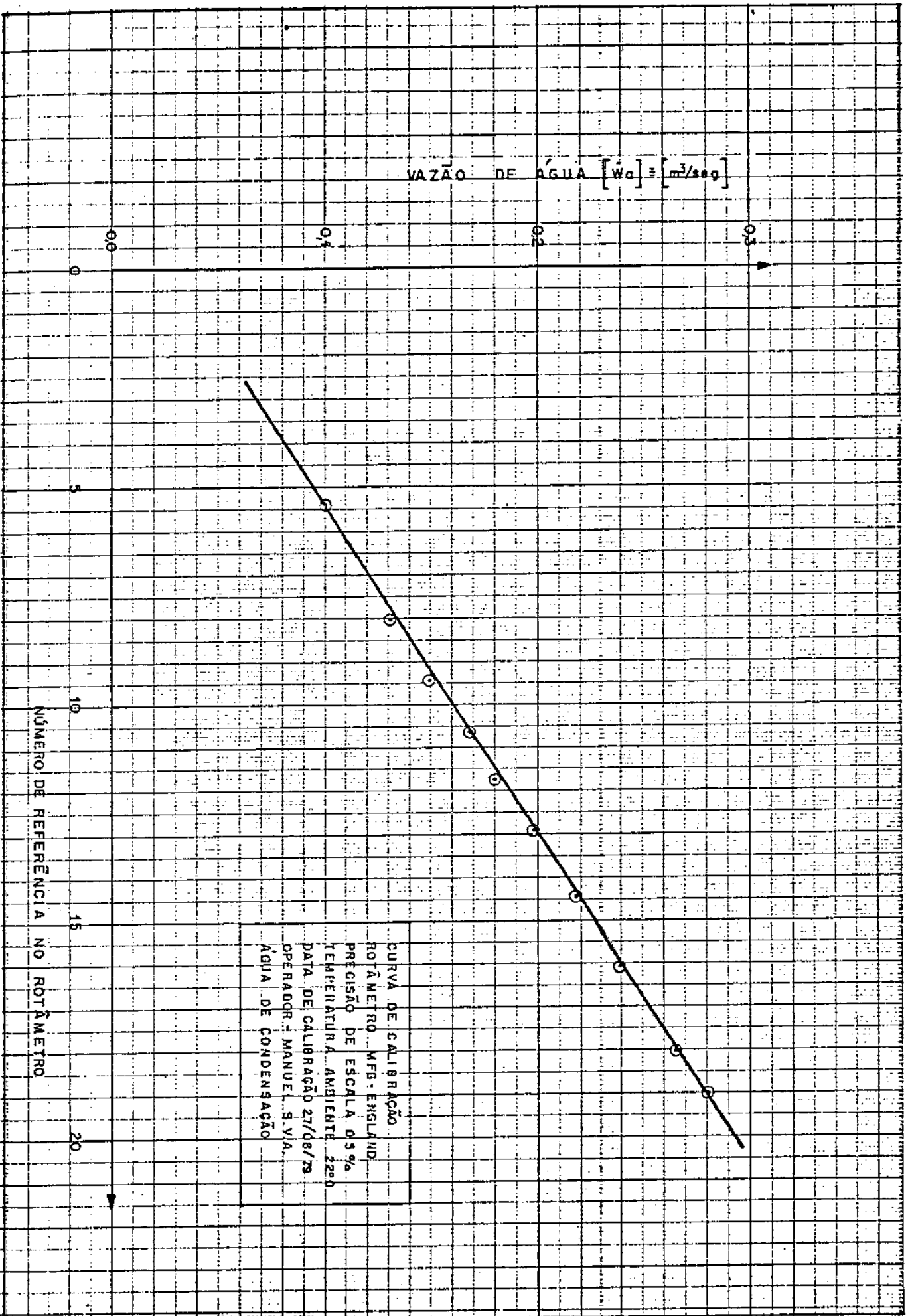


CALIBRAÇÃO DO MANÔMETRO DE DESCARGA			
Manômetro Padrão kg/cm <sup>2</sup>	Manômetro Padrão, bar	Manômetro a Aferir, bar	Manômetro Padrão, Psi
Média dos Valores Lido	Valor calculado	Valor Lido	Valor Médio Lido
0,71	0,70	0,00	10,10
0,92	0,90	0,50	13,10
1,38	1,35	1,00	19,60
1,90	1,86	1,50	27,00
2,30	2,26	2,00	32,70
2,75	2,70	2,50	39,10
3,26	3,20	3,00	46,40
3,71	3,64	3,50	52,80
4,17	4,10	4,00	59,30
4,69	4,60	4,50	66,70
5,19	5,10	5,00	73,80
5,61	5,50	5,50	79,80
6,10	5,98	6,00	86,70
6,56	6,43	6,50	93,30
7,05	6,91	7,00	100,30
7,54	7,39	7,50	107,20
8,05	7,89	8,00	114,50
8,50	8,34	8,50	120,90
9,00	8,83	9,00	128,00
9,49	9,31	9,50	134,90
10,10	9,90	10,00	143,60



CALIBRAÇÃO DO ROTAMENTO DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO			
Vazão Padrão	Valor lido na Escala	Escala Numé- rica do Rot.	Temperatura Média da água
kg/seg.	ml/seg	-	°C
0,100	100,00	5,4	31,0
0,149	150,00	9,4	30,5
0,179	180,00	11,7	27,5
0,198	199,00	12,9	25,0
0,218	218,00	14,4	21,0
0,238	238,00	16,0	21,0
0,266	266,00	18,00	21,0
0,280	280,00	19,0	21,0

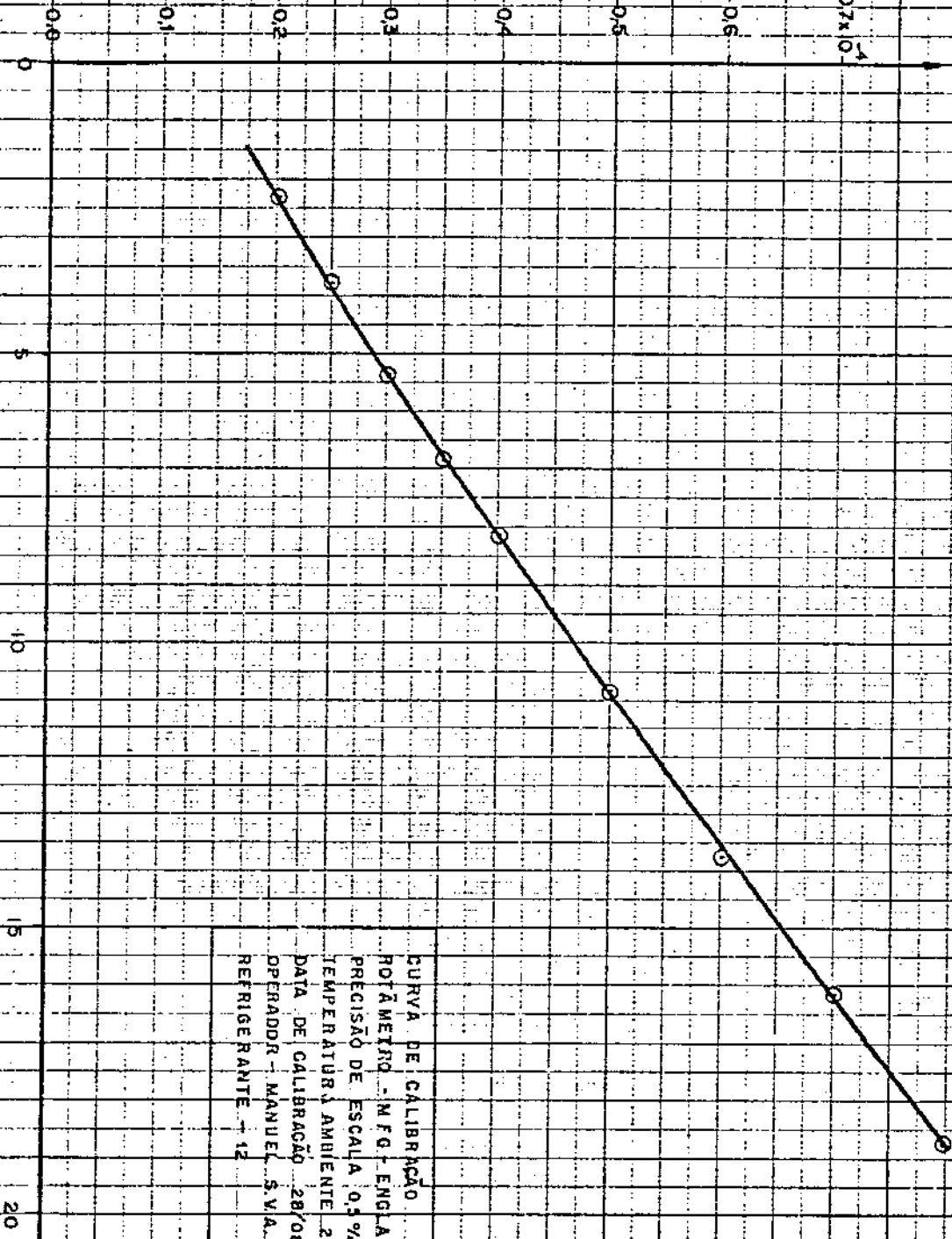


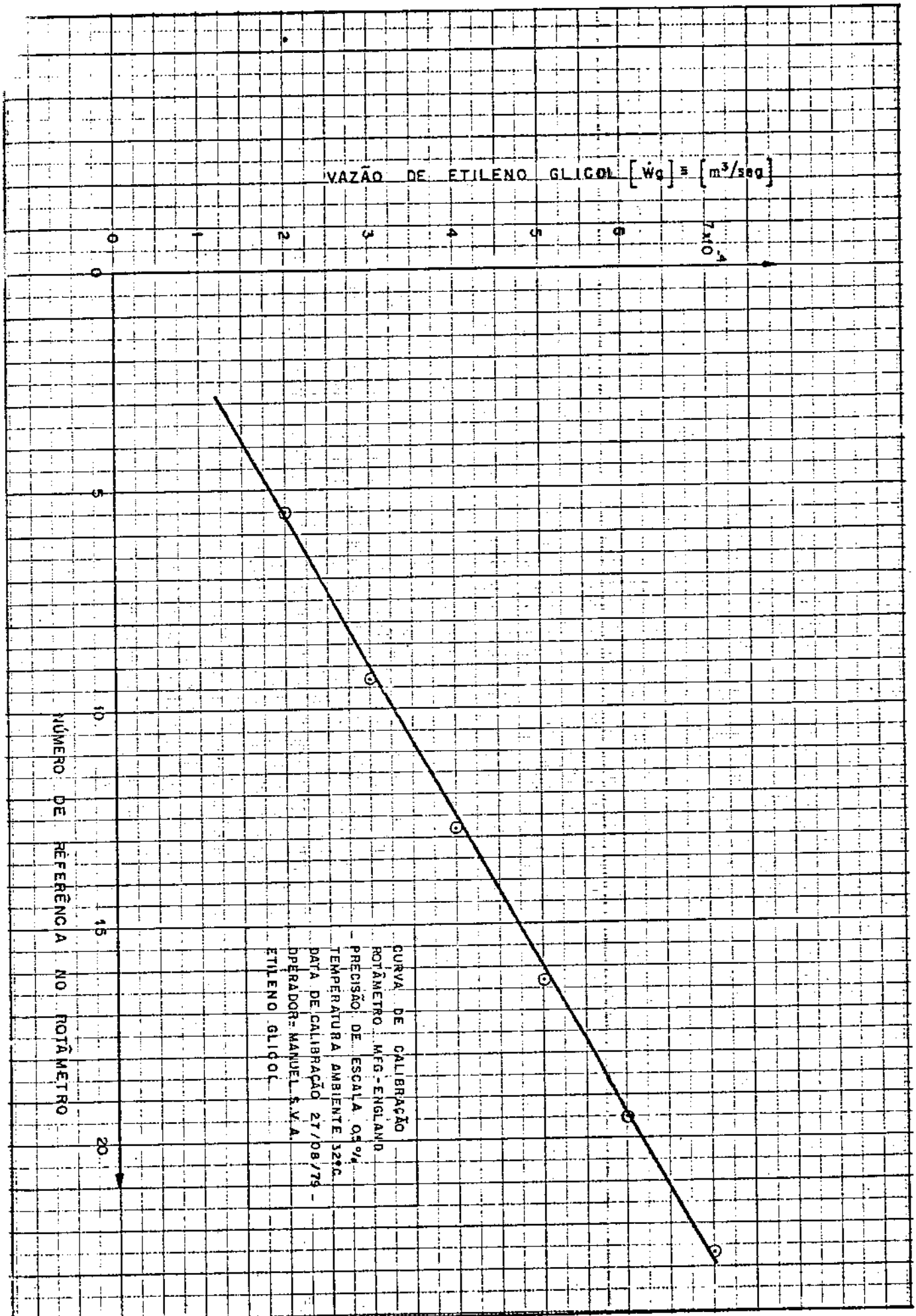


VAZÃO DE REFRIGERANTE - 12  $-\dot{W}_r = [m^3/seg]$

NÚMERO DE REFERÊNCIA NO ROTÂMETRO

CURVA DE CALIBRAÇÃO  
ROTÂMETRO - M.F.G. - ENGLAND  
PRECISÃO DE ESCALA 0,5%  
TEMPERATURA AMBIENTE 23°C  
DATA DE CALIBRAÇÃO 28/08/79  
OPERADOR - MANUEL S.V.A.  
REFRIGERANTE - 12





APÊNDICE 3

```

1  #CONTROL USLINIT,NOLIST
2  #CONTROL FILE =10
3      IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-Y)
4      DIMENSION ZCURVAS (300,10),ZCALOR(300,10),ZPRESSAO(300,10)
5      INTEGER ZIJ,ZI,ZJ
6  C
7  C
8  C
9  C
10 C
11 C *****
12 C *  PROGRAMA PARA SIMULAR A DINAMICA DE RESFRIAMENTO DE UM *
13 C *  SISTEMA DE REFRIGERACAO POR COMPRESSAO DE VAPOR UTILI- *
14 C *  ZANDO REFRIGERANTE-12 E TENDO CONTROLE DE TEMPERATURA *
15 C *  "ON/OFF".E CONTROLE DE CAPACIDADE NO COMPRESSOR *
16 C *  "STEP-WISE" (ELABORADO POR MANUEL) *
17 C *****
18 C
19 C
20 C
21 C
22 C
23 C *****
24 C
25 C          LISTA DE SIMBOLOS USADOS NO PROGRAMA
26 C
27 C
28 C          SIMBOLO          SIGNIFICADO          UNIDADE
29 C
30 C          AUEV - CONDUZANCIA GLOBAL DO EVAPORADOR          KCAL/MH C
31 C          AUTC - CONDUZANCIA GLOBAL DO TROCADOR DE CA-
32 C                LOR INTERMEDIARIO          KCAL/MH C
33 C          CPG - CALOR ESPECIFICO A PRESSAO CONSTANTE
34 C                DA SOLUCAO DE ETILENO GLICOL          KCAL/KG C
35 C          CPL - COEFICIENTE DA TRANSFORMACAO POLITRO-
36 C                PICA          -
37 C          DTC - INCREMENTO DE TEMPERATURA PARA A TEMPE-
38 C                RATURA DE CONDENSACAO          C
39 C          DTENPO - INTERVALO DE TEMPO CONSIDERADO          HORA
40 C          DTML - DIFERENCA MEDIA LOGARITMICA          C
41 C          DTO - INCREMENTO PARA A TEMPERATURA TO          C
42 C          DTSA - QUANTIDADE DE SUPERAQUECIMENTO DO RE-
43 C                FRIGERANTE DEVIDO A VALVULA          C
44 C          DTSR - QUANTIDADE DE SUB-RESFRIAMENTO DEVIDO
45 C                AO DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR          C
46 C          EN - ENNERGIA GASTA PELO COMPRESSOR          KCAL
47 C          H3 - ENTALPIA ESPECIFICA DO LIQUIDO DE REFRIG-
48 C                ERANTE SATURADO          KCAL/KG
49 C          H3L - ENTALPIA ESPECIFICA DO LIQUIDO DE REFRIG-
50 C                GERANTE SUB-RESFRIADO          KCAL/KG
51 C          H4 - ENTALPIA DO REFRIGERANTE A SAIDA DO TRO-
52 C                CADOR DE CALOR INTERMEDIARIO          KCAL/KG
53 C          H8 - ENTALPIA ESPECIFICA DO VAPOR DE REFRIG-
54 C                ERANTE NA SAIDA DO CONDENSADOR          KCAL/KG
55 C          H8L - ENTALPIA ESPECIFICA DO VAPOR DE REFRIG-
56 C                ERANTE SATURADO          KCAL/KG
57 C          H10 - ENTALPIA ESPECIFICA DO VAPOR DE REFRIG-

```

58	C		GERANTE A ENTRADA DO COMPRESSOR	KCAL/KG
59	C	H11 -	ENTALPIA ESPECIFICA DO VAPOR DE REFRIGERANTE SUPERAQUECIDO NA SAIDA DO COMPRESSOR	KCAL/KG
60	C			
61	C			
62	C	ITMAX-	NUMERO MAXIMO DE INTERACOES NO PROGRAMA PARA DETERMINAR TO	--
63	C			
64	C	ITR -	NUMERO DE ITERACOES JA OCORRIDAS	--
65	C	MG -	MASSA DE ETILENO GLICOL NO RESERVATORIO	
66	C	MF -	FLUXO DE REFRIGERANTE	KG/H
67	C	PCR -	PRESSAO DE CONDENSACAO DE REFRIGERANTE 12 NO CONDENSADOR	KGFM2
68	C			
69	C	POR -	PRESSAO DE VAPORIZACAO DO REFRIGERANTE 12 NO EVAPORADOR	KGFM2
70	C			
71	C	PS -	PRESSAO DO VAPOR DE REFRIGERANTE 12 NA ENTRADA DO COMPRESSOR	KGFM2
72	C			
73	C	QC -	FLUXO TOTAL DE CALOR PERDIDO PELO REFRIGERANTE 12 NO CONDENSADOR	KCAL/H
74	C			
75	C	QCA -	FLUXO DE CALOR RECEBIDO PELA AGUA DE CONDENSACAO NO CONDENSADOR, CALCULADO DO LADO DA AGUA	KCAL/H
76	C			
77	C			
78	C	QCEX-	FLUXO DE CALOR PERDIDO PELO CONDENSADOR PARA O MEIO AMBIENTE	KCAL/H
79	C			
80	C	QEL -	FLUXO DE CALOR INTRODUZIDO NA SOLUCAO DE ETILENO GLICOL POR UM CONJUNTO DE RESISTENCIAS ELETRICAS	KCAL/H
81	C			
82	C			
83	C	QELMAX-	CARGA TERMICA DE SIMULACAO MAXIMA	KCAL/H
84	C	QELMIN-	CARGA TERMICA DE SIMULACAO MINIMA	KCAL/H
85	C	QO -	CAPACIDADE FRIGORIFICA TOTAL DE SISTEMA	KCAL/H
86	C			
87	C	QOE -	FLUXO DE CALOR RECEBIDO PELO REFRIGERANTE NO EVAPORADOR	KCAL/H
88	C			
89	C	QOR -	CAPACIDADE FRIGORIFICA DO COMPRESSOR PARA O CICLO SATURADO	KCAL/H
90	C			
91	C	QOSA-	FLUXO DE CALOR DEVIDO AO SUPERAQUECIMENTO DO REFRIGERANTE NO EVAPORADOR	KCAL/H
92	C			
93	C	QOSR-	FLUXO DE CALOR DEVIDO AO SUB-RESFRIAMENTO DO REFRIGERANTE NO CONDENSADOR	KCAL/H
94	C			
95	C	QTCL-	FLUXO DE CALOR NO TROCADOR DE CALOR INTERMEDIARIO CALCULADO DO LADO DO LIQUIDO	KCAL/H
96	C			
97	C			
98	C	R -	RELACAO DE PRESSOES ABSOLUTAS	-
99	C	ROG -	MASSA ESPECIFICA DA SOLUCAO DE ETILENO GLICOL	KG/M3
00	C			
01	C	SEN -	SOMATORIA DA ENERGIA GASTA PELO COMPRESSOR NO TEMPO DE OPERACAO	KCAL
02	C			
03	C	STEP-	PARAMETRO PARA CONTROLAR A SIMULACAO DA CARGA TERMICA EM PULSO OU CONTINUA	--
04	C			
05	C	STONCOFF-	PARAMETRO PARA CONTROLAR O TIPO DE CONTROLE A SIMULAR	--
06	C			
07	C	TAE -	TEMPERATURA DA AGUA NA ENTRADA DO CONDENSADOR	C
08	C			
09	C	TC -	TEMPERATURA DE CONDENSACAO ADMITIDA	C
10	C	TCC -	TEMPERATURA DE CONDENSACAO CALCULADA	C
11	C	TCMAX-	TEMPERATURA SUPERIOR PARA O CONTROLE ON/OFF	C
12	C			
13	C	TCMIN-	TEMPERATURA INFERIOR PARA O CONTROLE ON/OFF	C
14	C			

15	C	TG	-	TEMPERATURA DA SOLUCAO DO ETILENO	
16	C			GLICOL NO TEMPO T	C
17	C	TGF	-	TEMPERATURA DA SOLUCAO DO ETILENO	
18	C			GLICOL NO RESERVATORIO APOS DECOR-	
19	C			RER O INTERVALO DE TEMPO DTEMPO	C
20	C	TGO	-	TEMPERATURA INICIAL DA SOLUCAO DE ETILENO	
21	C			GLICOL NO RESERVATORIO	C
22	C	TINF	-	TEMPERATURA DO MEIO AMBIENTE	C
23	C	TOA	-	TEMPERATURA DE VAPORIZACAO NO INSTANTE	
24	C			T-DTEMPO	C
25	C	TOLRCA	-	TOLERANCA DE CONVERGENCIA PARA DO, TO,	
26	C			TC, T4, T10	
27	C	T3	-	TEMPERATURA DO REFRIGERANTE-12 NA SAIDA	
28	C			DO CONDENSADOR	C
29	C	T4	-	TEMPERATURA DO LIQUIDO DE REFRIGERANTE	
30	C			-12 A SAIDA DO TROCADOR DE CALOR INTERME-	
31	C			DIARIO ADINITIDA	C
32	C	T4C	-	TEMPERATURA DO LIQUIDO DE REFRIGERANTE	
33	C			-12 A SAIDA DO TROCADOR DE CALOR INTERME-	
34	C			DIARIO CALCULADA	C
35	C	T8	-	TEMPERATURA DO REFRIGERANTE A SAIDA DO	
36	C			EVAPORADOR	C
37	C	T10	-	TEMPERATURA DO REFRIGERANTE A ENTRADA DO	
38	C			COMPRESSOR	C
39	C	T10C	-	TEMPERATURA DO REFRIGERANTE A ENTRADA DO	
40	C			COMPRESSOR CALCULADA	C
41	C	T11	-	TEMPERATURA DO REFRIGERANTE NA SAIDA DO	
42	C			COMPRESSOR	C
43	C	T15	-	TEMPERATURA DA SOLUCAO DE ETILENO GLI -	
44	C			COL A SAIDA DO EVAPORADOR	C
45	C	WA	-	VAZAO VOLUMETRICA DE AGUA DE CONDEN-	
46	C			SACAO	M3/H
47	C	WC	-	POTENCIA TEORICA DO COMPRESSOR	KCAL/H
48	C	WG	-	FLUXO DA SOLUCAO DE ETILENO GLICOL NO	
49	C			EVAPORADOR	M3/H
50	C	XG	-	CONCENTRACAO DA SOLUCAO DE ETILENO GLI-	
51	C			COL	%
52	C			RIO	KG
53	C	T4C	-	TEMPERATURA DO LIQUIDO DE REFRIGERANTE	
54	C			NA SAIDA DO TROCADOR DE CALOR INTERME-	
55	C			DIARIO	C
56	C				
57	C				
58	C			*****	
59	C				
60	C				
61	C				
62	C				
63	C			PARA CARGA TERMICA EM PULSO FAÇA "STEP=1." E PARA	
64	C			CARGA TERMICA DE SIMULACAO CONST. FAÇA "STEP=0.0	
65	C				
66	C			PARA O SISTEMA OPERANDO SO COM CONTROLE DE TEMPERATURA	
67	C			FAÇA " STONOFF= 0 "	
68	C				
69	C			PARA O SISTEMA OPERANDO COM CONTROLE DE TEMPERATURA E	
70	C			CONTROLE DE CAPACIDADE FAÇA "STONOFF = 1 "	
71	C				

```

72      C          ENTRADA DE DADOS
73      C
74      ACCEPT QELMAX,QELMIN,STONOFF,STEP,TEMPULSO
75      C
76      C          LEITURA DAS VARIAVES CONTROLADAS
77      C
78      ACCEPT NG,UG,WA,TAE,QEL,DTEMPO
79      C          LEITURA DOS VALORES DE TENTATIVA DAS VARIAVES,TO,TC
80      C
81      ACCEPT TO,TC,TINF,D TSA,DTSR,XG
82      C
83      C          LEITURA DAS CONDICÖES INICIAIS DO SISTEMA E DAS CON -
84      C          DICÖES DE CONITORNO DA SOLUCAO
85      C
86      ACCEPT TGO,AUTC,TOLRNCA,DT0,ITMAX
87      C
88      DO 1110 ZI =1,300
89      DO 1110 ZJ=1,10
90      ZCALOR(ZI,ZJ)=0.
91      ZPRESSAO(ZI,ZJ)=0.
92      1110 ZCURVAS(ZI,ZJ) = 0.
93      TENPO=0
94      1 CONTINUE
95      ITR=0
96      M=0
97      A=1.0
98      SEN=0
99      ZIJ=0
100     T4=TC-DTSR-3.0
101     T!0=TO+DTSA+20
102     ONOFF=0.0
103     QTC=0.0
104     QOSR=0.0
105     QOSA=0.0
106     TG=TGO
107     TOA=TO
108     2 CONTINUE
109     IF(STEP-1.0)102,700,102
110     700 CONTINUE
111     IF(ZTEMPO-TEMPULSO)600,601,601
112     600 QEL=QELMAX
113     GO TO 102
114     601 QEL=QELMIN
115     102 CONTINUE
116     C
117     C          CALCULO DAS PROPRIEDADES DO GLYCOL PARA TG
118     ROG=1012.17-0.528755*TG-0.00027*TG*TG+1.2081*XG
119     CPG=1.0304+0.7336E-03*TG-0.3268E-05*TG*TG-0.5680E-02*XG
120     *+0.4127E-05*XG*XG+0.11365E-04*XG*TG
121     3 CONTINUE
122     C          CALCULO DAS PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE CONSIDERAN-
123     C          DO-SE A TEMPERATURA TC
124     C
125     T3=TC-DTSR
126     H3=100.04373+0.213*T3+0.000395*T3*T3
127     H3L=100.04373+0.213*TC+0.000395*TC*TC
128     H4=100.04373+0.213*T4+0.000395*T4*T4

```



```

29 4 CONTINUE
30 C INCREMENTANDO O CONTAOR DE ITERACOES
31 ITR=ITR+1
32 C CALCULO DAS VARIAVES DO SISTEMA CONSIDERANDO-SE
33 C TC CONSTANTE
34 T8K=TO+DTSA+273,15
35 HSL=136,18579+0,100816*TO-0,0001798*TO*TO
36 POR=703,0*EXP(97,2158-(7913,1151/(491,67+1,8*TO)))
37 *-28,7134*DLOG10(491,67+1,8*TO)+0,0207*TO)
38 H8=108,15+0,0736*T8K+0,0001195*T8K*T8K-POR*
39 *(0,01119/T8K)-0,00001114)
40 QDS=(8200,35+444,08*TO+11,2295*TO*TO-84,7918*TC
41 *+0,347853*TC*TC-9,89015*TO*TC-0,454356*TO*TO*TC
42 *+0,102597*TO*TC*TC+0,0055382*TO*TO*TC*TC)
43 QD=(QDS+QDSA+QDSR+QTC)*A
44 MF= QD/(HS-H4)
45 QOSA=MF*(H8-HSL)
46 QOSR=MF*(H3L-H3)
47 T15=TG-(QD/(MG*ROG*CPG))
48 IF(T15-TO)5,5,6
49 5 CONTINUE
50 TO=TO/2.
51 GO TO 4
52 6 CONTINUE
53 AUEV=-125,95+3,340*MF-0,0073*MF*MF+51,08*MG-5,836*MG*MG
54 *+0,508*MG*MF
55 QDE=AUEV*(TG-T15)/(DLOG((TG-TO)/(T15-TO)))
56 DIFQD=QD-QDE
57 Z=ABS(DIFQD)
58 DIFT=(Z/QD)-TOLERNCIA
59 N=N+1
60 IF(DIFT)7,7,8
61 7 CONTINUE
62 DT0=1
63 N=0
64 50 CONTINUE
65 POR=703,0*EXP(97,2158-(7913,1151/(491,67+1,8*TC)))
66 *-28,7134*DLOG10(491,67+1,8*TC)+0,0207*TC)
67 PS=POR-1020,0
68 R=POR/PS
69 CPL=1,1922-0,01128*R
70 T11=(T10+273,15)*((R)**((CPL-1,0)/CPL))
71 H11=108,15+0,0736*T11+0,0001195*T11*T11-POR*
72 *(0,01119/T11)-0,00001114)
73 QC=MF*(H11-H3)
74 IF((TC-2,0)-TINF)710,710,711
75 711 CONTINUE
76 QCEX=0,9165*((TC-TINF)**(5,0/4,0))
77 710 CONTINUE
78 QCA=QC-QCEX
79 TCC=QCA/(960*WA-491*WA*WA)+TAE
80 TGF=TG+(QEL-QD)/(MG*CPG)*DTEMPO
81 T10K=T10+273,15
82 H10=108,15+0,0736*T10K+0,0001195*T10K*T10K-PS*
83 *(0,01119/T10K)-0,00001114)
84 WC=MF*(H11-H10)
85 T8=TO+DTSA

```

```

86      T9=T8
87      X=(T4-DTSA-T0)/(TC-DTSR-T10)
88      IF(X)14,14,85
89      14  TC=1.5*TC
90      GO TO 3
91      85  CONTINUE
92      X1TC=T4-DTSA-T0
93      X2TC=T3-T10
94      X3TC=X1TC-X2TC
95      X4TC=X1TC/X2TC
96      X5TC=DLOG(X4TC)
97      QTC=AUTC*(X3TC/X5TC)
98      T4C=T3-(QTC/(NF*0.238))
99      DIFT4=T4-T4C
00      DIFT4T=(ABS(DIFT4)/T4)-TOLRNCA
01      IF(DIFT4T)80,80,81
02      81  T4=T4-(DIFT4/2.0)
03      GO TO 85
04      80  CONTINUE
05      T10C=T9+13+(QTC/(0.145*NF))
06      DIFT10=T10-T10C
07      DIFT10T=(ABS(DIFT10)/T10)-TOLRNCA
08      IF(DIFT10T)83,83,84
09      84  T10=T10-(DIFT10/2.0)
10      GO TO 85
11      83  CONTINUE
12      DIFTC=TC-TCC
13      VADIFTC=ABS(DIFTC)
14      DIFATC=(VADIFTC/TC)-TOLRNCA
15      IF(DIFATC)17,17,52
16      52  CONTINUE
17      DTC=-DIFTC/2.0
18      TC=TC+DTC
19      GO TO 3
20      8  CONTINUE
21      IF(M-1)9,10,9
22      10  CONTINUE
23      IF(DIFG)11,12,12
24      12  CONTINUE
25      ICH=0
26      GO TO 25
27      11  CONTINUE
28      ICH=1
29      22  CONTINUE
30      T0=T0+DT0
31      GO TO 13
32      9  CONTINUE
33      IF(DIFG)21,24,24
34      21  CONTINUE
35      IF(ICH)22,23,22
36      23  CONTINUE
37      ICH=1
38      DT0=DT0*0.1
39      GO TO 22
40      24  CONTINUE
41      IF(ICH-1)25,26,25
42      26  CONTINUE

```

```

3      ICH=0
4      DT0=0.1*DT0
5      25  CONTINUE
6      T0=T0-DT0
7      13  CONTINUE
8      IF( ITR-ITMAX ) 4,500,500
9      17  CONTINUE
10     TEMPO=TEMPO+(DTEMPO*60)
11     ZTEMPO=TEMPO
12     T2=T1*-273.15
13     200 CONTINUE
14     TGF=TG+((QEL-Q0)/(NG*CPG))*DTEMPO
15     IF(Q0) 202,202,201
16     202 CONTINUE
17     IF(TGF+8.0) 205,205,206
18     205 CONTINUE
19     ONOFF=1.0
20     GO TO 203
21     206 CONTINUE
22     ONOFF=0.0
23     GO TO 203
24     201 CONTINUE
25     IF(TGF-12.0) 205,205,203
26     203 CONTINUE
27     TCMAX=-8.0
28     TCMIN=-12.0
29     EN=WC*DTEMPO
30     SEN=SEN + EN
31     ZWC=WC
32     ZT0=T0
33     ZTC=TC
34     ZQ0=Q0
35     ZQC=QC
36     ZQEL=QEL
37     ZTGF=TGF
38     ZT2=T2
39     ZPCR=PCR/10000
40     ZPOR=POR/10000
41     ZPS=PS/10000
42     DISPLAY ZTEMPO,ZT0,ZTGF,ZTC,ZQ0,ZQEL,ZWC,ZQC,ZPOR
43     ZIJ=ZIJ+1
44     DISPLAY 'NUMERO DE LINHAS=',ZIJ
45     ZCURVAS(ZIJ,1)=ZTEMPO
46     ZCURVAS(ZIJ,2)=ZT0
47     ZCURVAS(ZIJ,3)=ZTGF
48     ZCURVAS(ZIJ,4)=ZTC
49     ZCURVAS(ZIJ,5)=ZT2
50     ZCURVAS(ZIJ,6)=TCMAX
51     ZCURVAS(ZIJ,7)=TCMIN
52     ZCALOR(ZIJ,1)=ZTEMPO
53     ZCALOR(ZIJ,2)=ZQEL
54     ZCALOR(ZIJ,3)=ZQ0
55     ZCALOR(ZIJ,4)=ZQC
56     ZCALOR(ZIJ,5)=ZWC
57     ZPRESSAO(ZIJ,1)=ZTEMPO
58     ZPRESSAO(ZIJ,2)=ZPCR
59     ZPRESSAO(ZIJ,3)=ZPOR

```

