

Modelagem e Simulação Dinâmica do Ciclo de Refrigeração a Propano de uma Unidade de Processamento de Gás Natural

Pedro Aprigliano Fernandes

Monografia em Engenharia Química

Orientadores

Prof. Argimiro Resende Secchi, D. Sc.

Prof. Maurício Bezerra de Souza Júnior, D. Sc.

Março de 2009

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO A PROPANO DE UMA UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE GÁS NATURAL

Pedro Aprigliano Fernandes

Monografia em Engenharia Química submetida ao Corpo Docente da Escola de Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenheiro Químico.

Aprovado por:

Prof. Evaristo Chalbaud Biscaia Junior, D. Sc.

Prof. Enrique Luis Lima, D. Sc.

Eng^a. Elenice Souza Mendonça, M. Sc.

Orientado por:

Prof. Argimiro Resende Secchi, D. Sc.

Prof. Maurício Bezerra de Souza Júnior, D. Sc.

Rio de Janeiro, Brasil

Março de 2009

Fernandes, Pedro Aprigliano.

Modelagem e simulação dinâmica do ciclo de refrigeração a propano de uma unidade de processamento de gás natural/Pedro Aprigliano Fernandes. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2009.

xi, 56p.; il.

(Monografia) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de

Química, 2009.

Orientadores: Argimiro Resende Secchi e Maurício Bezerra de Souza Júnior

1. Gás Natural. 2. Simulação Dinâmica. 3. Controle de Processos. 4. Monografia (Graduação – UFRJ/EQ). 5. Argimiro Resende Secchi e Maurício Bezerra de Souza Júnior. I. Título.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha mãe, meu pai e meus irmãos, que sempre me apoiaram e torceram por mim.

Agradeço à minha noiva, Élida, pela paciência, pelo carinho, pela compreensão, especialmente durante os dois anos de intercâmbio que fiz no exterior, sempre muito companheira.

Agradeço aos amigos que eu conheci no Hillingdon Junior School, Sociedade Educacional da Taquara, CEFETEQ-Nilópolis, École Centrale Marseille e Escola de Química. Com os quais vivenciei muitos momentos da minha vida.

Agradeço a todos os professores que tive desde o maternal até a universidade, especialmente aos meus orientadores pela paciência, instrução, disponibilidade e compreensão nesta última etapa da graduação.

Resumo da monografia apresentada à Escola de Química como parte dos requisitos para a obtenção do grau de Engenheiro Químico.

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO A PROPANO DE UMA UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE GÁS NATURAL

Pedro Aprigliano Fernandes

Orientadores: Prof. Argimiro Resende Secchi, D. Sc.

Prof. Maurício Bezerra de Souza Júnior, D. Sc.

Este trabalho tem como proposta o estudo do ciclo de refrigeração a propano de uma Unidade de Recuperação de Líquidos do Terminal Cabiúnas de Processamento de Gás Natural, da TRANSPETRO, localizado em Macaé, RJ. Neste estudo foram realizadas a modelagem e a simulação dinâmica do ciclo de refrigeração, analisando o seu comportamento, rendimento e sensibilidade de suas variáveis aplicando perturbações na vazão da corrente de gás natural. Do ponto de vista de controle de processos, foram implementadas as mesmas malhas da planta real, de modo a que a simulação pudesse reproduzir o seu comportamento. Não tendo sido objeto deste trabalho o projeto de novas estratégias de controle. Um simulador dinâmico brasileiro denominado EMSO ("Environment for Modeling Simulation and Optimization"), desenvolvido pelo Projeto multi-institucional ALSOC (Ambiente Livre para Simulação, Otimização e Controle de Processos), foi empregado. Com relação aos resultados da simulação, verificou-se que o ciclo de refrigeração convergiu a um estado estacionário (EE_{simulado}) semelhante ao estado estacionário referência (EE_{Ref}). Porém, encontraram-se desvios relativos significativos nas vazões molares devido às simplificações adotadas na etapa de modelagem. A análise de sensibilidade permitiu a identificação e análise das variáveis mais sensíveis do ciclo (no Separador e Acumulador). Através do cálculo do rendimento (COP) do ciclo analisaram-se as principais diferenças na capacidade de resfriamento (COP_{simulado}>COP_{Ref}). Além disso, observou-se também que os controladores tiveram um bom desempenho proporcionando um tempo de estabilização do ciclo de aproximadamente uma hora após as perturbações.

I - Intro	dução	1
I.1.	O Gás Natural no Mundo	4
I.2.	Processamento do Gás Natural	7
I.3.	Ciclos de Refrigeração	7
II - Mot	ivação para o trabalho	. 10
III - Obj	jetivo e Estrutura do Trabalho	. 10
IV - Me	todologia	. 11
IV.1.	Primeira Etapa: Estudo do Ciclo de Refrigeração	. 11
IV.2.	Segunda Etapa : Modelagem dos Equipamento	. 13
IV.	2.1. Flash Dinâmico	. 14
IV.	2.2. Compressor Centrífugo	. 15
IV.	2.3. Misturador com n entradas	. 16
IV.	2.4. Vaso de Descarga	. 17
IV.	2.5. Splitter com n saídas	. 18
IV.	2.6. Trocador de Calor	. 18
IV.	2.7. Válvula de Expansão	. 19
IV.3.	Terceira Etapa: Controle do Ciclo	. 20
IV.	3.1. Controlador Proporcional e Integral (PI)	. 20
IV.	3.2. Separador de Propano	. 22
IV.	3.3. Compressão	. 23
IV.	3.4. Acumulador	. 24
IV.	3.5. Economizador	. 24
IV.	3.6. Primeiro e Segundo Chiller	. 25
IV.4.	Quarta Etapa: Simulação Dinâmica do Ciclo	. 26
V - Resi	ultados e Discussão	. 27
V.1.	Estado Estacionário	. 27

ÍNDICE

V.2.	Rendimento do ciclo	
V.3.	Análise da sensibilidade	
V.4.	Tempo de Estabilização	
VI - Cor	nclusões e Perspectivas	44
VI.1.	Conclusões	44
VI.2.	Perspectivas	44
VII - Re	eferência Bibliográfica	46
Apêndice: Linhas de Programação do arquivo de simulação deste Trabalho no EMSO48		

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Produção e consumo total de gás natural no Brasil em bilhões de metros
cúbicos (Statistical Review of World Energy, 2008)
Figura 2 – Vantagens ambientais do uso de gás natural como combustível
Figura 3 - Produção total mundial de gás natural em bilhões de metros cúbicos
(Statistical Review of World Energy, 2008)
Figura 4 – Percentual de reservas de gás natural por região (Statistical Review of World
Energy, 2008)
Figura 5 - Percentual de consumo de gás natural por região em 2007 (Statistical Review
of World Energy, 2008)
Figura 6 – Diagrama dos avanços na utilização de fluidos refrigerantes
Figura 7 – Principais estágios de um ciclo de refrigeração
Figura 8 - Fluxograma simplificado de um ciclo de refrigeração a propano de uma
URL
Figura 9 - Exemplo de um sistema de controle em malha fechada (CAMPOS &
TEIXEIRA, 2006)
Figura 10 – Estratégia de controle para o Separador de Propano
Figura 11 – Estratégia de controle para o sistema de compressão
Figura 12 – Estratégia de controle para o Acumulador de Propano
Figura 13 – Estratégia de controle para o Economizador de Propano
Figura 14 – Estratégia de controle dos Chiller's
Figura 15 - Curva da entalpia em função da pressão no ciclo simulado no EMSO. A
numeração entre parênteses representa as etapas do ciclo
Figura 16 – Vazão molar de topo (variável manipulada no controle de pressão) e pressão
de descarga do Acumulador em função do tempo, numa simulação com uma
perturbação degrau de -5% na vazão de gás natural no tempo 3600s
Figura 17 – Vazão molar de fundo (variável manipulada no controle de nível) e nível do
Separador em função do tempo, numa simulação com uma perturbação degrau de -5%
na vazão de gás natural no tempo 3600s
Figura 18 – Vazão molar de topo (variável manipulada no controle de pressão) e pressão
de descarga do Acumulador em função do tempo, numa simulação com uma
perturbação degrau de +5% na vazão de gás natural no tempo 3600s

Figura 19 - Vazão molar de fundo (variável manipulada no controle de nível) e nível do
Separador em função do tempo, numa simulação com uma perturbação degrau de +5 $\%$
na vazão de gás natural no tempo 3600s
Figura 20 - Variação da composição da fase vapor do Acumulador, para um degrau
negativo na vazão de gás natural
Figura 21 - Ação do controlador (variável manipulada F_s , variável controlada P_d) PI no
primeiro estágio de compressão para um degrau negativo na vazão de gás natural 37
Figura 22 – Ação do controlador (variável manipulada F_s , variável controlada P_d) PI no
primeiro estágio de compressão para um degrau positivo na vazão de gás natural 38
Figura 23 - Ação do controlador (variável manipulada F_s , variável controlada P_d) PI no
segundo estágio de compressão para um degrau negativo na vazão de gás natural 39
Figura 24 - Ação do controlador (variável manipulada F_s , variável controlada P_d) PI no
segundo estágio de compressão para um degrau positivo na vazão de gás natural 39
Figura 25 - Ação do controlador (variável manipulada FV, variável controlada Pout) PI
no Economizador para um degrau negativo na vazão de gás natural
Figura 26 - Ação do controlador (variável manipulada FV, variável controlada P_{out}) PI
no Economizador para um degrau positivo na vazão de gás natural
Figura 27 - Ação do controlador (variável manipulada F _{e,fria}) PI no Primeiro Chiller para
um degrau negativo na vazão de gás natural
Figura 28 - Ação do controlador (variável manipulada F _{e,fria}) PI no Segundo Chiller para
um degrau negativo na vazão de gás natural
Figura 29 - Ação do controlador (variável manipulada F _{e,fria}) PI no Primeiro Chiller para
um degrau positivo na vazão de gás natural
Figura 30 – Ação do controlador (variável manipulada $F_{e,fria}$) PI no Segundo Chiller
para um degrau positivo na vazão de gás natural

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades Físico-Químicas do Gás Natural (SANTOS, 2006) 3
Tabela 2 – Valores de algumas variáveis do ciclo de refrigeração no estado estacionário
(EE) simulado e de referência (EE Ref). Cálculo do desvio entre estes dois estados 28
Tabela 3 - Valores do EE simulado (ref.) e os novos estados estacionários atingidos
devido a uma perturbação degrau (+5% e -5%) da vazão molar de gás natural. Valores
do cálculo de sensibilidade 32

NOMENCLATURA

LETRAS LATINAS

Símbolo	Descrição	Dimensão
Ι	Variável perturbada	-
J	Variável analisada	-
Valor	Valor da variável controlada	-
NC	Número de componentes presentes na corrente	-
М	Número de Mols	Ν
t	Tempo	Т
E	Energia	$M.L^{2}.T^{-2}$
Q	Calor	$M.L^{2}.T^{-2}$
F	Vazão molar	$N.T^{-1}$
Р	Pressão	$M.L^{-1}.T^{-2}$
Т	Temperatura	θ
h	Entalpia Molar	$M.L^2.T^{-2}.N^{-1}$
S	Entropia	$M.L^2.T^{-2}.\theta^{-1}$
V	Volume	L^3
FV	Vazão molar da corrente de vapor	$N.T^{-1}$
FL	Vazão molar da corrente líquida	$N.T^{-1}$
MV	Número de mols na fase vapor	Ν
ML	Número de mols na fase líquida	Ν
v	Volume molar	$L^{3}.N^{-1}$
frac	Fração da corrente de entrada do Splitter	-
Tsp	Temperatura adimensional no Set-Point	-
Psp	Pressão adimensional no Set-Point	-
Lsp	Nível adimensional no Set-Point	-
х	Composição na fase líquida	-
У	Composição na fase vapor	-
Z	Composição de uma corrente mista	-
f	Fugacidade	$M.L^{-1}.T^{-2}$
TEQ	Temperatura de entrada quente	θ
TSQ	Temperatura de saída quente	θ
TEF	Temperatura de entrada fria	θ
TSF	Temperatura de saída fria	θ
K _p	Ganho proporcional no controlador	-
e	Erro medido pelo controlador	-
А	Área de troca de calor	L^2
L	Comprimento	L
D	Diâmetro	L
Mwm	Massa molecular média	$M.N^{-1}$
Mw	Massa molecular	$M.N^{-1}$
Zfac	Fator de compressibilidade	-
Head	Head efetivo	$L^2.T^{-2}$
HeadPolytropic	Head politrópico	$L^2.T^{-2}$

HeadIsentropic	Head isentrópico	$L^{2}.T^{-2}$
Isecoeff	Coeficiente isentrópico	-
Polycoeff	Coeficiente politrópico	-
IsentropicEff	Eficiência Isentrópica	-
PolytropicEff	Eficiência Politrópica	-
COP	Rendimento do ciclo (Coeficient Of Performance)	-
R	Constante dos gases	$M.L^2.T^{-2}.N^{-1}.$
		Θ^{-1}

LETRAS GREGAS

Símbolo	Descrição	Dimensão
$ au_{\mathrm{I}}$	Tempo Integral	Т
δ	Relativo à variação da temperatura	-
ρ	Densidade	$M.L^{-3}$

SUBSCRITOS

Símbolo	Descrição
ref	Relativo ao valor de referência
+5%	Relativa ao valor da variável, dada uma perturbação de + 5% na variável perturbada
-5%	Relativa ao valor da variável, dada uma perturbação de - 5% na variável perturbada
e	Relativo à entrada
S	Relativo à saída
i	Relativo ao componente i
j	Relativo à corrente de saída j no splitter e de entrada j no mixer
W	Número do Chiller
pressão	Relativo ao controlador de pressão
nível	Relativo ao controlador de nível
temperatur	a Relativo ao controlador de temperatura
sp	Relativo ao valor do Set-Point
MIN	Relativo ao valor mínimo
MAX	Relativo ao valor máximo
gás natura	l Relativo à corrente de gás natural
ratio	Relativo à razão entre a saída e entrada
drop	Relativo à diminuição do valor
gas	Relativo à Gás Ideal
isentropic	Relativo a condição isentrópica

SOBRESCRITOS

Símbolo Descrição

- v
- Relativo à fase vapor Relativo à fase líquida 1

I - Introdução

Hoje o mundo vivencia um período de incertezas devido à crise econômica que começou em 2008. A crise foi o resultado de uma série de decisões e atitudes tomadas pelos governos e instituições financeiras nos últimos anos, como por exemplo, uma política de expansão de crédito exacerbada e a nebulosidade dos riscos de investimento devido às inovações bancárias feita pelas instituições financeiras. Finalmente, este desastre financeiro foi desencadeado pelo colapso das hipotecas subprime nos Estados Unidos no segundo semestre de 2008.

A crise diminui a confiança dos consumidores, que são o motor da economia, causando uma retração no consumo dos mesmos, ou melhor, diminuição da demanda mundial. As áreas afetadas foram as mais diversas, desde a criação de cavalos até a indústria energética, informática, etc. Como conseqüência as empresas encontraram como solução para sua sobrevivência a demissão de funcionários, diminuição da carga de trabalho, redução da produção, contração dos investimentos, etc.

No setor energético, segundo o relatório publicado em janeiro de 2009 pela Opep (Organização dos países exportadores de petróleo), estima-se que a demanda mundial de petróleo vá contrair-se em 2009, em 180 mil barris por dia (bpd), 30 mil bpd a mais na comparação com a previsão anterior feita em 2008 (FOLHA ONLINE, 2008).

No entanto, a produção de petróleo e gás natural da Petrobras no Brasil aumentou 5,4% em 2008, na comparação com o ano anterior. Segundo nota divulgada pela empresa em janeiro de 2009, foi produzida uma média de 2,17 milhões de barris de óleo equivalente (unidade que soma os barris de petróleo com o seu equivalente em gás natural) por dia (DCI, 2008).

A Petrobras informou que o maior crescimento ocorreu na produção de gás natural. Em 2008, a produção de gás chegou a 51 milhões de metros cúbicos por dia, ou seja, 17,8% a mais do que em 2007(DCI, 2008).

Além disso, a Petrobras também informou que em 31 de dezembro de 2008 as reservas provadas de óleo condensado e gás natural nos campos sob concessão da empresa no Brasil atingiram 14,093 bilhões de barris de óleo equivalente (boe), apontando expansão de 1,2%, na comparação com 2007 (GAZETA MERCANTIL, 2009).

Com a expansão das reservas de gás natural, o Brasil aumentou a sua capacidade de produção; no entanto, segundo os dados do BP Statistical Review of World Energy, em 2008 o consumo de gás natural no Brasil tem excedido a produção desde o início do novo milênio (vide Figura 1). Portanto, é evidente a importância de otimizar e obter o maior rendimento possível nos processos de produção de gás natural.





O gás natural está entre os energéticos que tem menor potencialidade para impactar o meio ambiente (vide Figura 2). Sua sintonia ecológica é a maior entre os combustíveis. Seu estado natural gasoso e sua baixa densidade proporcionam uma rápida dissipação na atmosfera sem impregnar organismos minerais, vegetais ou animais. A ausência de compostos sulfurosos e nitrogenados na composição do gás natural tratado proporciona uma combustão livre da emissão de SO_x e com a menor taxa de emissão de NO_x entre os combustíveis. Como é um combustível no estado gasoso sua combustão se processa da forma mais completa e a emissão de CO é baixa. Além das reduzidas emissões destes compostos, a emissão de CO₂ é reduzida relativamente ao

Figura 1 – Produção e consumo total de gás natural no Brasil em bilhões de metros cúbicos (Statistical Review of World Energy, 2008)

trabalho útil produzido devido à maior eficiência dos processos, o que garante ao gás natural uma posição de destaque nos esforços pela redução da emissão de gases do efeito estufa.



Figura 2 – Vantagens ambientais do uso de gás natural como combustível

Além das vantagens ambientais do uso do gás natural como a baixa relação carbono/hidrogênio implicando em uma queima com um baixo índice de emissão de poluentes, vale ressaltar também o seu alto poder calorífico, sua flexibilidade em termos de transporte e armazenamento e sua rápida dispersão em caso de vazamento (densidade menor que a do ar, vide Tabela 1).

Propriedades Físicas	Vantagens
Densidade	Menor que a do ar
Poder Calorífico	9400 kcal/m ³
Relação Carbono/Hidrogênio	1:4
Índice de Wobbe	Alto

Tabela 1 – Propriedades Físico-Químicas do Gás Natural (SANTOS, 2006)

O maior pólo de processamento de gás natural existente no Brasil está localizado em Macaé, no Rio de Janeiro, e tem capacidade de processamento de até 14.900.000 metros cúbicos por dia (Transpetro, 2008). Este terminal é constituído de duas unidades coletoras de gás natural, que são responsáveis pelo fornecimento de gás natural praticamente isento de água para duas unidades de processamento de condensado de gás natural (UPCGN), uma unidade de processamento de gás natural (UPGN), uma unidade de recuperação de gás natural (URGN) e finalmente uma unidade de tratamento de gás natural (Sulfatreat). Esta última unidade tem como função retirar o enxofre presente no gás natural, para o funcionamento adequado de duas unidades subseqüentes que servem para a recuperação de líquido de gás natural (URL's) (Mendonça, 2007).

Nas URL's, o gás natural tratado é resfriado por uma série de trocadores de calor utilizando propano como fluido refrigerante e, em seguida, sofre um processo de expansão através de um turbo-expansor, ocasionando liquefação dos componentes mais pesados do gás, sendo capaz de produzir o etano para indústria petroquímica (Mendonça, 2007).

O foco deste trabalho está voltado para o Ciclo de Refrigeração à Propano das URL's, através de um estudo de modelagem e simulação dinâmica do ciclo, analisando o seu comportamento, rendimento e sensibilidade de suas variáveis aplicando perturbações na vazão da corrente de gás natural.

Para este trabalho, foi utilizado o simulador dinâmico EMSO ("*Environment for Modeling, Simulation and Optimization*"), criado pelo pesquisador da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Rafael de Pelegrini Soares e mantido pelo projeto ALSOC (Ambiente Livre para Simulação, Otimização e Controle de Processos), o qual visa desenvolver e distribuir padrões de linguagem para modelagem, simulação e controle de processos e também uma biblioteca de modelos aberta, permitindo assim contribuições externas para a constante melhoria do software; além de desenvolver e manter softwares, que são distribuídos entre os consorciados e entidades educacionais sem nenhum tipo de custo.

I.1. O Gás Natural no Mundo

No cenário mundial os maiores produtores (vide Figura 3) de gás natural (GN) são a Federação da Rússia (responsável por 21% da produção total mundial e 56% da produção total na Europa e Eurásia de GN em 2007), seguida dos Estados Unidos (responsável por 19% da produção total mundial e 70% da produção total na América do Norte de GN em 2007) e em terceiro lugar está o Irã (responsável por 4% da produção total mundial e 31% da produção total no Oriente Médio de GN em 2007). O

Brasil produziu 0.4% da produção total mundial e 7% da produção total na América do Sul e Central de GN em 2007.



Produção Mundial de Gás Natural

Com relação às reservas provadas até o final de 2007 observa-se (vide Figura 4) que apesar do Oriente Médio possuir as maiores reservas de gás natural do planeta (41%), o continente foi responsável por 12% da produção mundial de GN em 2007. No entanto a América do Norte, que retém 8 % das reservas provadas de GN no mundo, produziu 26,6% em 2007. Portanto observamos que a capacidade das reservas não é necessariamente um indicativo de liderança no mercado de gás natural, e sim o desenvolvimento de soluções tecnológicas para a produção e exploração eficientes, a ausência de grandes conflitos (guerras) no território e incentivos governamentais.

Figura 3 – Produção total mundial de gás natural em bilhões de metros cúbicos (Statistical Review of World Energy, 2008)



Percentual de Reservas Provadas até 2007



Além disso, a produção está relacionada com a necessidade de sustentar o consumo interno (vide Figura 5) que na Europa e Eurásia chega a 39,4% do consumo total de GN no mundo, seguido da América do Norte com 22,6% do consumo total mundial em 2007.



Figura 5 - Percentual de consumo de gás natural por região em 2007 (Statistical Review of World Energy, 2008)

I.2. Processamento do Gás Natural

No processamento do gás natural, seus componentes são separados em produtos com especificações definidas e de maior valor agregado. Basicamente, o processamento do gás natural (que ocorre a baixas temperaturas e altas pressões) gera gás especificado e pronto para consumo em qualquer equipamento térmico industrial, motor de combustão a gás ou uso domiciliar, conforme especificação contida na portaria n° 16 da ANP de 17/06/2008.

O primeiro produto que vem em mente quando se fala de processamento de gás natural é o metano, porém outras substâncias tão importantes quanto o metano também são obtidas como é o caso do etano e do gás liquefeito de petróleo (GLP), o qual é constituído basicamente de propano e butano. No processamento também é obtida a chamada gasolina natural, na qual estão presentes os gases que possuem mais de cinco carbonos na cadeia, porém esta ainda carece de um uso nobre. Uma Unidade de Processamento de Gás Natural em um primeiro momento pode ser dividida em duas principais áreas, a área fria e a área quente. A primeira é responsável pela obtenção dos hidrocarbonetos mais pesados, que se condensam, obtendo assim o que se chama de líquido de gás natural. Já a área quente é responsável pelo fracionamento do líquido obtido na área fria (Santos, 2006). Além destas duas partes ainda existe uma terceira parte crucial, os sistemas auxiliares. O sistema de refrigeração a propano é um dos sistemas auxiliares.

I.3. Ciclos de Refrigeração

Sistemas de refrigeração já existem há muitos séculos. A refrigeração começou com armazenamento de gelo, vaporização de água e outros processos de evaporação. O estudo de mudança de fase, fenômeno de grande importância nos ciclo, se iniciou em diversos países no século XVII. O primeiro ciclo fechado de refrigeração foi proposto por Olivier Evans em 1805, com o objetivo de congelar água utilizando um fluido refrigerante volátil. Acredita-se que as idéias de Evans influenciaram Jacob Perkins e Richard Trevithick, que propuseram um sistema de refrigeração de ciclo de ar em 1828. Perkins concretizou sua invenção do ciclo vapor-compressão nos anos de 1830's usando fluidos refrigerantes voláteis (CALM, 2009).

Hoje os ciclos de refrigeração se tornaram mais eficientes, menos poluentes e de maior complexidade. Os avanços tecnológicos e evolução dos ciclos de refrigeração são

estimulados pelas exigências crescentes dos órgãos de controle ambiental, normas de segurança e de otimizações energéticas a fim de viabilizar economicamente os ciclos.

As questões ambientais estão sendo os principais motivos para evolução dos fluídos refrigerantes utilizados nos ciclos de refrigeração. A primeira geração de fluidos refrigerantes era constituída de muitas substâncias tóxicas (SO₂,CCl₄, NH₃, etc) e os ciclos eram menos eficientes com muita perda dos fluidos refrigerantes através de vazamentos. As preocupações com a segurança e rendimento dos ciclos motivaram o desenvolvimento de novos refrigerantes como os clorofluorcarbonos (1931 - CFC's) e mais adiante (1950) os hidroclorofluorcarbonos (HCFC's) (CALM, 2009).

No entanto, foi comprovado que estas substâncias (CFC's e HCFC's) estavam destruindo a camada de ozônio estratosférica. Logo, foi decidida na Convenção de Viena (Protocolo de Montreal) a proibição dos CFC's e limitação da utilização dos HCFC's. Com isso, desenvolveram-se os hidrofluorcarbonos (HFC's) e houve um aumento no interesse pelos "fluidos refrigerantes naturais" (CO₂, água, hidrocarbonetos e amônia) (CALM, 2009).

Hoje a grande preocupação é o aquecimento global, consequência do acúmulo dos gases de efeito estufa antropogênicos (GHG – *greenhouse gases*) na atmosfera como, por exemplo, HFC's, CO₂, perfluorcarbonos (PFC's), etc. O Protocolo de Kyoto (1997) proíbe o uso desnecessário destas substâncias e o Parlamento Europeu criou diretrizes (começam entre 2010-2020) diminuindo o percentual destes fluidos no mercado, portanto forçando o início de nova geração (vide Figura 6) de fluidos refrigerantes para 2010(CALM, 2009).



Figura 6 - Diagrama dos avanços na utilização de fluidos refrigerantes.

De forma generalizada, a maioria dos sistemas de refrigeração contínuos (STOECKER et al., 1994) é constituída de quatro etapas principais (vide Figura 7) que são:

- Compressão: O compressor realiza trabalho sobre o vapor, transferindo potência a ele.
- Condensação: O condensador funciona como um trocador de calor que condensa a todo o vapor.
- Expansão: O expansor (ou válvula de expansão) expande o líquido, ocorrendo um resfriamento do mesmo.
- Evaporação: Esta etapa consiste na evaporação do fluido refrigerante devido à troca de calor com o fluido que se deseja resfriar.



Figura 7 – Principais estágios de um ciclo de refrigeração

Em sistemas de refrigeração na qual a diferença de temperatura entre as etapas de evaporação e condensação não excede 40°C, um ciclo de refrigeração simples é suficiente (TORRELA, 2009). Porém, a necessidade de atingir temperaturas mais baixas em processos industriais (por exemplo: produção de gás natural) e de forma mais eficiente diminuindo os custos de operação do ciclo, proporcionaram a criação de ciclos de refrigeração com múltiplos estágios de compressão e o desenvolvimento de melhores sistemas de controle. Portanto, os sistemas de refrigeração estão em constante evolução em função das crescentes necessidades da sociedade, exigindo cada vez mais soluções tecnológicas inovadoras e eficazes (RÖYTTÄ, 2009).

II - Motivação para o trabalho

A motivação para este trabalho se originou da importância do gás natural no mundo atual devido às exigências ambientais crescentes, a produção crescente e a expansão das reservas de gás natural da Petrobras no Brasil nos últimos anos. Além disso, a importância dos sistemas de refrigeração na nossa sociedade e a utilização de um programa de simulação dinâmica desenvolvido no Brasil também foram fatores motivadores para a realização deste trabalho. As necessidades crescentes de nossa sociedade e a melhoria de nossa qualidade de vida exigem cada vez mais soluções tecnológicas inovadoras.

III - Objetivo e Estrutura do Trabalho

O objetivo deste trabalho é realizar a modelagem e simulação dinâmica do Ciclo de Refrigeração a Propano de uma Unidade de Recuperação de Líquidos de Gás Natural, tendo por base as condições de projeto da Unidade de Cabiúnas, TRANSPETRO, e analisar o seu comportamento através do simulador EMSO.

IV - Metodologia

A primeira etapa deste trabalho foi conhecer o programa EMSO (MANUAL do EMSO, 2009) e entender o funcionamento do ciclo de refrigeração a propano em mais detalhes para em seguida começar a etapa de modelagem de seus equipamentos. Após a etapa de modelagem dos equipamentos, foi feita a estratégia de controle do ciclo e sintonia dos controladores. Finalmente, executou-se a simulação dinâmica, concluindo com uma análise dos resultados da simulação.

As etapas de modelagem e simulação dinâmica foram realizadas utilizando o programa EMSO. Além disso, a etapa de simulação foi realizada em função do progresso da modelagem do processo minimizando problemas de convergência da simulação.

Ao longo das etapas de modelagem e simulação foi feita a adição dos equipamentos, começando pelo Separador e terminando pelo Segundo Chiller. Dessa forma, o arquivo de resultados do ciclo completo (todos os equipamentos presentes) ainda aberto (a corrente de saída do Segundo Chiller não estava conectada à entrada do Separador, vide Figura 8) foi utilizado como estado inicial para simulação dinâmica do ciclo fechado, minimizando problemas de convergência.

IV.1. Primeira Etapa: Estudo do Ciclo de Refrigeração

O ciclo de refrigeração a propano (vide Figura 8) começa com a entrada do gás refrigerante (99% propano) no separador de propano que funciona como um flash garantindo que a fração líquida da corrente não entre no compressor centrífugo, o que poderia causar danos ao equipamento de compressão.





A corrente de topo do vaso separador entra no compressor centrífugo iniciandose a etapa de compressão em dois estágios, representados na Figura 8 por dois compressores, cada compressor representando um estágio. O primeiro estágio do compressor é o aumento da pressão de 2.08 kgf/cm² para 4.19 kgf/cm². No segundo estágio de compressão ocorre a adição da corrente de vapor proveniente do economizador de propano com a corrente de saída do primeiro estágio de compressão, que comprime a corrente resultante a uma pressão de 14,8 kgf/cm² e temperatura de 336K.

Após a etapa de compressão, o fluido refrigerante é condensado no condensador de propano contracorrente onde a corrente fria é água a 305 K e 4 kgf/cm². Em seguida o fluido condensado se mistura com a corrente líquida do separador de propano e com um make-up de propano. A corrente resultante do misturador segue para o acumulador de propano que elimina a fração que não foi condensada para ser queimada no flare. O make-up de propano tem como objetivo repor o propano queimado no flare mantendo a quantidade total constante de fluido refrigerante no sistema. Com o Acumulador de propano garante-se uma corrente de líquido saturado que é dividida entre o Economizador de propano e o primeiro Chiller. O Economizador de propano participa do segundo estágio de compressão (com a corrente vapor) e alimenta o segundo Chiller com a sua corrente de fundo (líquido saturado). Além disso, a alimentação do Economizador de propano é uma mistura de parte da corrente de fundo do Acumulador com a corrente de saída de propano do primeiro Chiller.

No entanto a corrente quando sai do Acumulador apesar de estar no estado líquido ainda se encontra a uma temperatura elevada, resultado do processo de compressão. Portanto, antes da corrente de propano entrar no primeiro Chiller ela sofre uma expansão na válvula isentálpica diminuindo sua temperatura e reduzindo sua pressão (para 4,7kgf/cm² e 271 K). Conseqüentemente a corrente de líquido saturado se torna bifásica e entra no primeiro Chiller onde vai trocar calor com a corrente de Gás Natural (GN).

A corrente de GN é inicialmente resfriada no primeiro Chiller, para em seguida passar por um trocador de calor cuja corrente fria é externa ao ciclo (não está representado na figura) e finalmente passar pelo segundo Chiller. A corrente de fundo do Economizador (líquido saturado) também sofre uma expansão numa válvula de expansão, reduzindo a temperatura (de 272 a 247 K) e pressão (de 4,6 a 2,01 kgf/cm²) da corrente propano, antes de entrar no segundo Chiller. Neste Chiller ocorre a troca de calor com o Gás Natural e sua corrente de saída de fluido refrigerante (vapor saturado) retorna ao Separador de propano no início do ciclo.

IV.2. Segunda Etapa : Modelagem dos Equipamento

A maior parte dos modelos foi retirada da biblioteca de modelos (EML: "EMSO Modeling Library") do EMSO e muitos dos cálculos termodinâmicos foram realizados com o pacote de Propriedades Físicas do software VRTherm, utilizando a equação de estado Peng-Robinson, como por exemplo: os cálculos da fração vaporizada, fator de compressibilidade, capacidade calorífica, fugacidade, densidade, etc.

Os equipamentos modelados foram:

- Separador de Propano (EMSO: Modelo flash)
- Compressores Centrífugos (EMSO: Modelo Centrifugal_Compressor)
- Vasos de Descarga (EMSO: Modelo Tank_Discharge)
- Condensador (EMSO: Modelo Heatex_LMTD)
- Misturador (EMSO: Modelo Mixer)

- Splitter (EMSO: Modelo Splitter)
- Economizador de Propano (EMSO: Modelo flash)
- Acumulador de Propano (EMSO: Modelo flash)
- Primeiro e Segundo Chiller (EMSO: Modelo Heatex_LMTD_2)
- Válvulas de expansão (EMSO: Modelo Valve)

Todos os modelos estão disponíveis no arquivo Models.mso, exceto dos controladores PID que se encontra no arquivo PIDIncr.mso (disponível no EMSO).

O objetivo desta modelagem foi de reproduzir fielmente os equipamentos do ciclo de refrigeração a propano, no entanto foram feitas algumas simplificações e hipóteses em alguns modelos devido à complexidade do ciclo e restrição de tempo no desenvolvimento deste trabalho.

IV.2.1. Flash Dinâmico

Foram considerados como flash dinâmico o Separador, Economizador e Acumulador de Propano.

Hipótese:

- Cada fase (líquido e vapor) é tratada como uma mistura perfeita;
- As fases encontram-se em equilíbrio termodinâmico;
- Não ocorre arraste de gotas e perdas de calor.

Equações:

Balanço Molar por Componente

$$\frac{dM_i}{dt} = F_e \cdot z_i - FL_s \cdot x_i - FV_s \cdot y_i \qquad i = 1, 2, ..., NC$$
(1)

Balanço de Energia Global

$$\frac{dE}{dt} = F_e \cdot h_e(T_e, P_e, z) - FL_s \cdot h^l(T, P, x) - FV_s \cdot h^v(T, P, y) + Q \quad (2)$$

Equilíbrio Químico

$$\hat{f}_{i}^{\nu}(T, P, y) = \hat{f}_{i}^{l}(T, P, x) \qquad i = 1, 2, ..., NC \qquad (3)$$

Equilíbrio Mecânico

$$P^{\nu} = P^l \tag{4}$$

Equilíbrio Térmico

$$T^{\nu} = T^l \tag{5}$$

Restrição de Volume do Flash

$$V = ML. v^{l}(T, P, x) + MV. v^{v}(T, P, x)$$
(6)

Acúmulo Molar por Componente

$$M_i = ML. x_i + MV. y_i$$
 $i = 1, 2, ..., NC$ (7)

Acúmulo Energético

$$E = ML. h^{l}(T, P, x) + MV. h^{v}(T, P, y) - P^{l}. V$$
(8)

Restrições de frações molares

$$\sum_{i=1}^{NC} x_i = 1$$
(9)
$$\sum_{i=1}^{NC} x_i = \sum_{i=1}^{NC} y_i$$
(10)

IV.2.2. Compressor Centrífugo

Cada estágio da compressão foi modelado como um compressor centrífugo.

Hipótese:

• Estado estacionário (a dinâmica no compressor foi transferida para o vaso de descarga hipotéticos, vide o item IV.2.4).

Equações:

Balanço de Massa Global		
$F_e = F_s$		(11)
Balanço de Massa por Com	ponente	
$z_{e,i} = z_{s,i}$	i = 1, 2,, NC	(12)
<u>Massa Molar Média</u>		
$Mwm = \sum_{i=1}^{NC} (Mw. z_{e,i})$	(13)	
Razão de Pressão		
$P_{ratio} = \frac{P_s}{P_e}$		(14)
Queda de Pressão		
$P_s = P_e - P_{drop}$		(15)
Head Isentrópico		
HeadIsentropic * Mwi	$m = h_s^{v}(T_{isentropic}, F)$	$P_s, z_s) - h_e^v$

(16)

Head

$$Head * Mwm = (h_s^v - h_e^v)$$
(17)
Temperatura de saída isentrópica (T_{isentropic})
 $S_s^v(T_{isentropic}, P_s, z_s) = S_e^v(T_e, P_e, z_e)$ (18)
Eficiência Isentrópica

 $IsentropicEff.(h_s^{\nu}(T_s, P_s, z_s) - h_e^{\nu}) = (h_s^{\nu}(T_{isentropic}, P_s, z_s) - h_e^{\nu})$ (19)

Relação Isentrópica-Politrópica

PolytropicEff.HeadIsentropic = *HeadPolytropic.IsentropicEff* (20)

Eficiência Politrópica

PolytropicEff.IseCoeff.(PolyCoeff - 1) = PolyCoeff.(IseCoeff - 1)(21)

Coeficiente Isentrópico

HeadIsentropic =

$$(0.5.Zfac_e + 0.5.Zfac_s).\left(\frac{1}{Mwm}\right).\left(\frac{IseCoeff}{IseCoeff-1.001}\right).R_{gas}.T_e.\left((P_{ratio})^{\frac{IseCoeff-1.001}{IseCoeff}}-1\right)$$

$$(22)$$

Coeficiente Politrópico

$$HeadPolytropic = (0.5.Zfac_e + 0.5.Zfac_s) \cdot \left(\frac{1}{Mwm}\right) \cdot \left(\frac{PolyCoeff}{PolyCoeff-1.001}\right) \cdot R_{gas} \cdot T_e \cdot \left((P_{ratio})^{\frac{PolyCoeff-1.001}{PolyCoeff}} - 1\right)$$

$$(23)$$

IV.2.3. Misturador com n entradas

Hipóteses:

- Adiabático;
- Sem perda de carga;
- Estado Estacionário.

Equações:

Balanço de Massa Global(24) $F_s = \sum_{i=1}^n F_{e,i}$ (24)Balanço de Energia(25) $F_s. h_s = \sum_{i=1}^n (F_{e,i}. h_{e,i})$ (25)Pressão de saída(26)Balanço de Massa por Componente(26) $F_s. z_{s,j} = \sum_{j=1}^n (F_{e,j}. z_{e,i,j})$ i = 1, 2, ..., NC

IV.2.4. Vaso de Descarga

Os vasos de descarga são hipotéticos, ou seja, não existem na planta real. Estes vasos de descarga estão associados aos estágios de compressão (vide Figura 11) e são responsáveis pela dinâmica no compressor.

Hipóteses:

- Sem mudança de fase;
- Sem perda de carga.

Equações:

Balanço de Massa Global	
$\frac{dMt}{dt} = F_e - F_s$	(28)

Acúmulo de Massa por Componente

 $M_i = Mt. z_{e,i}$ i = 1, 2, ..., NC (29)

Equilíbrio Mecânico

$$P_e = P_s \tag{30}$$

Balanço de Massa por Componente

$$z_{s,i} = z_{e,i}$$
 $i = 1, 2, ..., NC$ (31)

Balanço de Energia

$$\frac{dE}{dt} = F_e \cdot h_e^v - F_s \cdot h_s^v + Q$$
(32)

Pressão no Vaso de Descarga

 $P_s.V = Mt.R_{gas}.T_s.Zfac_{out}(T_s, P_s, z_s)$ (33)

Acúmulo de Energia no Vaso

$$E = Mt. h_s^{\nu} \tag{34}$$

IV.2.5. Splitter com n saídas

O Splitter com n saídas é um equipamento que divide a corrente de entrada em n correntes de saída.

Hipóteses:

- Sistema Adiabático.
- Equilíbrio Termodinâmico.

Equações:

Balanço de Massa Global

$$F_{s,j} = F_e. frac_j$$
 $j = 1, 2, ..., n$ (35)

(36)

 $\sum_{j=1}^{n} frac_j = 1$

Balanço de Energia

$$h_e = h_{s,j}$$
 $j = 1, 2, ..., n$ (37)

Pressão de saída

$$P_{s,j} = P_e$$
 $j = 1, 2, ..., n$ (38)

Composição de saída

 $z_{s,i,j} = z_{e,i}$ $i = 1, 2, ..., NC \ e \ j = 1, 2, ..., n$ (39)

Temperatura

$$T_{s,j} = T_e$$
 $j = 1, 2, ..., n$ (40)

IV.2.6. Trocador de Calor

Foram considerados como trocadores de calor o Condensador, Primeiro Chiller e Segundo Chiller.

Hipóteses:

- Estado estacionário.
- Não há perda de calor para o ambiente.
- Não se considerou a geometria e configuração do trocador.

Equações:

Balanço de Massa

$$F_{e,frio} = F_{s,frio}$$
 (41)
 $F_{e,quente} = F_{s,quente}$ (42)

Balanço de Energia

$$-F_{e,frio} \cdot (h_{e,frio} - h_{s,frio}) = F_{e,quente} \cdot (h_{e,quente} - h_{s,quente}) = Q \quad (43)$$

$$Q = U.A. \delta T \qquad (44)$$

$$\delta T = \frac{(\delta T_0 - \delta T_1)}{\ln (\frac{\delta T_0}{\delta T_1})} \qquad (45)$$

$$\delta T_0 = TEQ - TSF \tag{46}$$

$$\delta T_1 = TSQ - TEF \tag{47}$$

IV.2.7. Válvula de Expansão

Hipóteses:

- Estado estacionário.
- Válvula é isentálpica.
- A corrente de entrada é líquida.
- Válvula é linear;

Equações:

Balanço de Energia

$$h_s = h_e \tag{48}$$

Balanço de Massa Global

$$F_e = F_s \tag{49}$$

Equação da válvula

$$Q_V = x. c_v. \sqrt{\frac{P_{drop}}{G_f}}$$
(50)

$$G_f = \frac{\rho}{\rho_{60F}} \tag{51}$$

Vazão volumétrica

$$Q_V = F_e. vM \tag{52}$$

Queda de Pressão

$$P_s = P_e - P_{drop} \tag{53}$$

IV.3. Terceira Etapa: Controle do Ciclo

O controle do ciclo de refrigeração tem por objetivo manter certas variáveis entre seus limites operacionais desejáveis. Os sistemas de controle (vide Figura 9) utilizados neste trabalho são todos por realimentação negativa ("feedback").

Este tipo de controle consiste em um controlador que compara o valor desejado da variável controlada com o valor medido (medição feita por um sensor e transmitida ao controlador), e se houver um desvio entre estes valores, manipula a sua saída de forma a eliminar este desvio ou erro (CAMPOS & TEIXEIRA, 2006).



Figura 9 - Exemplo de um sistema de controle em malha fechada (CAMPOS & TEIXEIRA, 2006)

IV.3.1. Controlador Proporcional e Integral (PI)

Neste trabalho foi adotado o controlador Proporcional e Integral (PI) em todos os controladores (Pressão, Nível e Temperatura). Este controlador gera uma saída com termos aditivos proporcional ao erro (P – termo proporcional) e proporcional à integral do erro (I – termo integral). A seguir estão as equações do algoritmo de velocidade do controlador PI paralelo utilizadas no trabalho:

$$e(t) = Valor_{sp} - Valor_{sensor}$$
(54)

$$I = \frac{1}{\tau_I} * \int e(t) dt$$
(55)

$$\frac{dI}{dt} = \frac{1}{\tau_I} * e(t) \tag{56}$$

$$\frac{du(t)}{dt} = K_P * \frac{de(t)}{dt} + \frac{dI}{dt}$$
(57)

O controle de nível foi feito utilizando controladores PI. A ação derivativa não é normalmente utilizada no controle de nível devido ao ruído nas medições de nível, resultante da turbulência gerada pelo líquido na entrada do tanque.

Analogamente ao controle de nível, o controle de pressão também foi feito com controladores PI. Normalmente, o termo derivativo não é necessário devido à rapidez do tempo de reposta do processo. Tanto o nível quanto a pressão possuem características integradoras, onde um controlador proporcional seria suficiente, mas para garantir a eliminação de off-sets e melhorar o desempenho das malhas de controle, foram adotados controladores PI.

No controle de temperatura dos Chiller's também foram utilizados controladores PI. A sintonia dos controladores e a estratégia de controle são descritas para cada equipamento a seguir. Cabe salientar que a definição da estratégia de controle utilizada foi norteada para manter o sistema mais próximo ao funcionamento da planta real. Não foi objeto deste trabalho o projeto de novas estratégias de controle da unidade.

O condensador não foi controlado através da aplicação de um controlador, pois escolheu-se fixar as TSF e TSQ. Dessa forma a vazão da corrente fria (água) era ajustada instantaneamente de acordo com a variação da vazão na corrente quente (fluido refrigerante) mantendo as temperaturas de saídas do condensador constantes.

IV.3.2. Separador de Propano

A estratégia utilizada para o Separador de Propano (vide Figura 10) foi o controle de pressão e de nível. Sendo a vazão da corrente de topo e de fundo as variáveis manipuladas. A corrente de vapor saturado (FV) é a corrente de entrada do primeiro estágio de compressão e a corrente de líquido saturado (FL) é uma das correntes de entrada do misturador que alimenta o Acumulador.



Figura 10 – Estratégia de controle para o Separador de Propano

Sintonia do controlador (SEBORG et al., 2004):

$$Psp = \frac{P_{sp} - P_{MIN}}{P_{MAX} - P_{MIN}}$$
(58)

$$K_{P,pressão} = \frac{1}{\min((1-Psp),Psp)}$$
(59)

$$\tau_{I, pressão} = 4 * \frac{V}{K_{P, pressão} * FV_{MAX}}$$
(60)

$$Lsp = \frac{L_{sp} - L_{MIN}}{L_{MAX} - L_{MIN}} \tag{61}$$

$$K_{P,nivel} = \frac{1}{\min((1-Lsp),Lsp)}$$
(62)

$$\tau_{I,nivel} = 4 * \frac{V}{K_{P,nivel} * F L_{MAX}}$$
(63)

IV.3.3. Compressão

A estratégia dos compressores (vide Figura 11) foi simplificada, consistindo em um controle no qual a vazão molar é a variável manipulada (controle de capacidade) e pressão de descarga a variável controlada. A dinâmica dos compressores foi transferida para os vasos de descarga (hipotéticos), que não são equipamentos do ciclo real (CAMPOS & TEIXEIRA, 2006).



Figura 11 – Estratégia de controle para o sistema de compressão

Não foram considerados os efeitos de surge do compressor (considerou-se que o compressor é operado em uma faixa de vazões apropriada). Estas simplificações foram feitas devido à limitação de tempo para realizar o trabalho e a grande complexidade do ciclo.

Sintonia do controlador (SEBORG et al., 2004):

Para o primeiro e segundo estágio, respectivamente i = 1 e i = 2 tem-se:

$$Psp_i = \frac{P_{i,sp} - P_{i,MIN}}{P_{i,MAX} - P_{i,MIN}}$$
(64)

$$K_{P,i} = \frac{1}{\min((1 - Psp_i), Psp_i)} \tag{65}$$

$$\tau_{I,i} = 4 * \frac{V_{i,vaso}}{K_{P,i} * F V_{i,MAX}} \tag{66}$$

IV.3.4. Acumulador

O controle de nível do acumulador é feito implicitamente através do controle de temperatura do primeiro Chiller e controle de nível do Economizador de Propano. O controle de pressão (vide Figura 12) é feito da mesma forma que nos vasos de descarga do compressor, mas a corrente FV não é reciclada.



Figura 12 - Estratégia de controle para o Acumulador de Propano

A sintonia do controlador de pressão do Acumulador foi realizada utilizando o mesmo método dos equipamentos anteriores (SEBORG et al., 2004).

IV.3.5. Economizador

A estratégia de controle do Economizador (vide Figura 13) consiste no controle de pressão manipulando a vazão de topo (FV), que por sua vez se associa à corrente de saída do primeiro estágio de compressão formando a corrente de entrada do segundo estágio de compressão. Para o controle de nível foi adotada uma estratégia que manipula a vazão de entrada do Economizador.



Figura 13 – Estratégia de controle para o Economizador de Propano

A sintonia do controlador de pressão e nível do Economizador foi realizada utilizando o mesmo método dos equipamentos anteriores (SEBORG et al., 2004).

IV.3.6. Primeiro e Segundo Chiller

Nos Chiller's foi feito o controle da temperatura de saída da corrente de gás natural (vide Figura 14), onde a variável manipulada foi a vazão molar. O controle dos Chiller's na planta real também inclui o controle da área de troca térmica, mas este não foi implementado na simulação.



Figura 14 – Estratégia de controle dos Chiller's

Entre os dois Chiller's está um equipamento de troca de calor que resfria a corrente de saída de Gás Natural do primeiro Chiller com uma corrente externa ao ciclo

retirando uma quantidade de calor que foi considerada constante. O tempo integral $(\tau_{I,i})$ foi sintonizado considerando seu valor igual ao tempo de residência no trocador de calor.

Sintonia do controlador (SEBORG et al., 2004):

$$Tsp_{w} = \frac{T_{sp,w} - T_{MIN,w}}{T_{MAX,w} - T_{MIN,w}}$$
(67)

$$K_{P,W} = \frac{1}{\min((1 - Tsp_W), Tsp_W)}$$
(68)

$$\tau_{I,w} = \frac{L_w}{u_w} \tag{69}$$

$$L_w = \frac{A_w}{\pi * D_w} \tag{70}$$

$$u_w = v_{g \acute{a} s \ natural, w}^v * \frac{FV_{g \acute{a} s \ natural, w}}{A_w}$$
(71)

IV.4. Quarta Etapa: Simulação Dinâmica do Ciclo

Uma vez concluída a etapa de modelagem e controle foi executada a simulação para obter os dados do ciclo de refrigeração no estado estacionário. Desta forma, foi possível fazer um estudo do estado estacionário, cálculo do rendimento do ciclo, análise de sensibilidade e tempo de estabilização. Estes resultados serão apresentados e discutidos no próximo capítulo.

V - Resultados e Discussão

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos da análise dos dados do ciclo simulado. Primeiramente foi feito um cálculo do desvio relativo entre o estado estacionário atingido na simulação e os valores de referência (MENDONÇA, 2007). Estes valores de referência são os resultados da simulação no estado estacionário realizada no PETROX (Simulador de Processos da PETROBRAS) da Unidade de Cabiúnas (Mendonça, 2007). Em seguida foi feito o cálculo do rendimento, análise da sensibilidade de algumas variáveis do ciclo a perturbações na corrente de gás natural e tempo de estabilização do ciclo, cujos resultados estão apresentados e discutidos neste capítulo.

V.1. Estado Estacionário

Na Tabela 2 observa-se que os maiores desvios foram nas vazões molares dos equipamentos (variáveis manipuladas). Estes desvios são consequências das simplificações adotadas nos modelos dos Compressores, Chiller's e na composição do gás natural, resultando em um estado estacionário (EE) diferente da referência.

No entanto as variáveis controladas (Pressão, Temperatura) atingiram os "Set-Point's" fixados tendo de acordo com a EE da referência (desvio de 0%), pois a simulação foi realizada em malha fechada.

Para simplificar o cálculo da simulação foi utilizada uma carga de gás natural composta somente por metano (84,4%), etano (6,7%) e propano (8,9%) ao invés de metano(80,50%), etano (8,47%), propano (6,35%), butano (1,77%), isobutano (0,89%), isopentano (0,33%), pentano (0,41%), hexano (0,19%), heptano (0,09%), nitrogênio (0,63%) e dióxido de carbono (0,37%) da simulação no PETROX (MENDONÇA, 2007).

Tabela 2 – Valores de algumas variáveis do ciclo de refrigeração no estado estacionário (EE) simulado e de referência (EE Ref). Cálculo do desvio entre estes dois estados.

Separador de Propano	EE Simulado	EE Ref	Desvio relativo
Pressão (kgf/cm2)	2,08	2,08	0,00%
Temperatura (K)	248,27	248,18	-0,03%
Vazão Molar no topo (kmol/h)	732,54	815,05	10,12%
Vazão Molar no fundo (kmol/h)	3,28	0,00	-
Primeiro estágio de compressão	EE Simulado	EE Ref	Desvio relativo
Pressão de sucção (kgf/cm2)	2,08	2,08	0,00%
Pressão de descarga (kgf/cm2)	4,19	4,19	0,00%
Temperatura de entrada (K)	248,27	248,18	-0,03%
Temperatura de saída (K)	276,50	293,83	5,90%
Vazão molar de saída (kmol/h)	732,54	815,05	10,12%
Segundo estágio de compressão	EE Simulado	EE Ref	Desvio relativo
Pressão de sucção (kgf/cm2)	4,19	4,19	0,00%
Pressão de descarga (kgf/cm2)	14,84	14,84	0,00%
Temperatura de entrada (K)	273,42	278,71	1,90%
Temperatura de saída (K)	331,26	336	1,44%
Vazão molar de saída (kmol/h)	1895,41	2414,45	21,50%
Economizador	EE Simulado	EE Ref	Desvio relativo
Pressão (kgf/cm2)	4,80	4,80	0,00%
Temperatura de saída (K)	272,69	271,96	-0,27%
Vazão Molar no topo (kmol/h)	1162,86	1599,39	27,29%
Vazão Molar no fundo (kmol/h)	735,82	815,05	9,72%
Fração molar vapor na corrente de entrada	0,61	0,66	7,52%
Vazão de Entrada (kmol/h)	1895,41	2414,45	21,50%
Acumulador	EE Simulado	EE Ref	Desvio relativo
Pressão (kgf/cm2)	13,50	14,12	4,37%
Temperatura de saída (K)	310,93	311,15	0,07%
Vazão Molar no topo (kmol/h)	1,91	0,00	-
Vazão Molar no fundo (kmol/h)	1895,41	2414,45	21,50%
Vazão de Entrada (kmol/h)	1895,41	2414,45	21,50%
Primeiro Chiller	EE Simulado	EE Ref	Desvio relativo
Vazão Molar da corrente fria entrada	857,28	1256,64	31,78%
Fração molar vapor na corrente fria de entrada	0,28	0,30	5,76%
TEF (K)	272,53	271,53	-0,37%
TSF (K)	276,60	272,15	-1,63%
TSQ (K)	275,15	275,15	0,00%
Segundo Chiller	EE Simulado	EE Ref	Desvio relativo
Vazão Molar da corrente fria entrada	735,82	815,05	9,72%
Fração molar vapor na corrente fria de entrada	0,15	0,15	1,02%
TEF (K)	248,12	247,83	-0,11%
TSF (K)	251,09	248,18	-1,17%
TSQ (K)	251,18	251,18	0,00%

As temperaturas de saída da corrente refrigerante dos Chiller's tiveram desvios relativos em módulo um pouco acima de 1%. Estas diferenças podem ser conseqüência do modelo simplificado (LMTD – *Log Mean Temperature Difference*) utilizado nos trocadores de calor, não necessitando dos dados de geometria e configuração dos mesmos para calcular a quantidade de calor trocado ou da simplificação da corrente de gás natural.

V.2. Rendimento do ciclo

No gráfico da entalpia em função da pressão (vide Figura 15) verifica-se as variações da entalpia em cada etapa do ciclo de refrigeração. Alguns destes valores serão utilizados no cálculo do rendimento do ciclo.





Etapas do ciclo de refrigeração numeradas na Figura 15:

- 1) Primeiro Estágio de Compressão.
- 2) Segundo Estágio de Compressão.
- 3) Condensação da corrente de Propano.
- Expansão de uma fração (frac₂) da corrente de fundo do Acumulador na primeira válvula isentálpica antes do primeiro Chiller.
- 5) Aquecimento da corrente refrigerante no Primeiro Chiller.

- Expansão da corrente de fundo do Economizador na segunda válvula isentálpica antes do segundo Chiller.
- 7) Aquecimento da corrente refrigerante no Segundo Chiller.

O rendimento do ciclo pode ser entendido como a razão entre a capacidade de refrigeração e o trabalho de compressão necessário. Portanto utilizaremos o conceito de coeficiente de desempenho (COP – *coefficient of performance*) para calcular o rendimento do ciclo (SMITH et al., 1975).

$$COP = \frac{Capacidade \ de \ Res friamento \ (Chiller's)}{Trabalho \ Realizado \ (Compressores)}$$
(72)

$$COP = \left(\frac{(h_{s,chiller,2}^{v} - h_{s,valve,2}^{v}) + (h_{s,chiller,1}^{v} - h_{s,valve,1}^{v})}{(h_{s,sep}^{v} - h_{s,comp,1}^{v}) + (h_{s,mixer,1}^{v} - h_{s,comp,2}^{v})}\right)$$
(73)

 $COP_{projeto} = 4,24$

$$COP_{simulado} = 5,67$$

$$Desvio \ Relativo \ COP = \frac{COP_{simulado} - COP_{projeto}}{COP_{projeto}} = 33,02\%$$
(74)

Observamos na tabela do estudo do EE que a variação de temperatura da corrente de propano (corrente fria) nos Chiller's do $\text{EE}_{\text{simulado}}$ é maior do que 1° C (variação do $\text{EE}_{\text{projeto}}$), proporcionando uma capacidade de resfriamento levemente maior (+1,53%) no ciclo simulado. No entanto, o trabalho realizado na compressão ($(h_{s,sep}^v - h_{s,comp,1}^v) + (h_{s,mixer,1}^v - h_{s,comp,2}^v)$) foi significativamente menor (-24,12%) no EE_{simulado}, sendo o fator de maior impacto na diferença dos COP's simulado e de referência.

A razão principal do desvio entre a capacidade de resfriamento do $EE_{simulado}$ e $EE_{projeto}$ é a simplificação do modelo dos Chiller's.Uma outra fonte de possíveis diferenças, é que todos os cálculos termodinâmicos foram realizados utilizando a equação de estado Peng-Robinson, que não foi a mesma (Redlich-Kwong) utilizada no caso no cálculo do estado estacionário de referência (Mendonça, 2007), mas deve ser de menor importância visto que os componentes da mistura são gases leves, bem descritos por ambos modelos.

V.3. Análise da sensibilidade

A análise da sensibilidade tem por objetivo verificar quais são as variáveis do ciclo mais afetadas (em relação ao EE de referência) por uma perturbação degrau em variáveis do processo. Neste caso a perturbação degrau de + 5% e -5% foi aplicada na vazão molar de gás natural, portanto aumentando e diminuindo a carga térmica exigida do ciclo.

$$S_{j}^{+} = \frac{[(J_{ref} - J_{+5\%})/J_{ref}]}{[(I_{ref} - I_{+5\%})/I_{ref}]}$$
(75)
$$S_{j}^{-} = \frac{[(J_{ref} - J_{-5\%})/J_{ref}]}{[(I_{ref} - I_{-5\%})/I_{ref}]}$$
(76)

Verifica-se na Tabela 3 que dentre as variáveis analisadas, as mais afetadas pelas perturbações foram a vazão molar de fundo do separador de propano e a vazão molar de topo do acumulador.

Separador de Propano	$\mathbf{J}_{\mathbf{Ref}}$	$\mathbf{J}_{+5\%}$	S_j^+	$\mathbf{J}_{+5\%}$	S_j
Pressão (kgf/cm2)	2,08	2,08	0,000	2,08	0,000
Temperatura (K)	248,27	248,27	0,000	248,27	0,000
Vazão Molar no topo (kmol/h)	732,54	770,29	1,030	694,85	1,029
Vazão Molar no fundo (kmol/h)	3,28	6,24	18,034	0,69	15,763
Primeiro estágio de compressão	$\mathbf{J}_{\mathbf{Ref}}$	$\mathbf{J}_{+5\%}$	$\mathbf{S_{j}}^{+}$	$\mathbf{J}_{+5\%}$	$\mathbf{S_{j}}^{-}$
Pressão de sucção (kgf/cm2)	2,08	2,08	0,000	2,08	0,000
Pressão de descarga (kgf/cm2)	4,19	4,19	0,000	4,19	0,000
Temperatura de entrada (K)	248,27	248,18	-0,007	248,27	0,000
Temperatura de saída (K)	276,50	276,50	0,000	276,50	0,000
Vazão molar de saída (kmol/h)	732,54	770,29	1,030	694,85	1,029
Segundo estágio de compressão	$\mathbf{J}_{\mathbf{Ref}}$	$\mathbf{J}_{+5\%}$	S_{j}^{+}	$\mathbf{J}_{+5\%}$	S_j^-
Pressão de sucção (kgf/cm2)	4,19	4,19	0,000	4,19	0,000
Pressão de descarga (kgf/cm2)	14,84	14,84	0,000	14,84	0,000
Temperatura de entrada (K)	273,42	273,42	0,000	273,42	0,000
Temperatura de saída (K)	331,26	331,26	0,000	331,26	0,000
Vazão molar de saída (kmol/h)	1895,41	1992,77	1,027	1798,15	1,026
Economizador	$\mathbf{J}_{\mathbf{Ref}}$	$\mathbf{J}_{+5\%}$	S_j^+	$J_{+5\%}$	S_j^-
Pressão (kgf/cm2)	4,80	4,80	0,000	4,80	0,000
Temperatura de saída (K)	272,69	272,87	0,013	272,68	0,000
Vazão Molar no topo (kmol/h)	1162,86	1222,49	1,026	1103,3	1,024
Vazão Molar no fundo (kmol/h)	735,82	766,52	0,834	695,67	1,091
Fração molar vapor na corrente de entrada	0,61	0,61	-0,033	0,61	-0,027
Vazão de Entrada (kmol/h)	1895,41	1999,01	1,093	1798,85	1,019
Acumulador	$\mathbf{J}_{\mathbf{Ref}}$	$\mathbf{J}_{+5\%}$	S_{j}^{+}	$\mathbf{J}_{+5\%}$	$\mathbf{S_j}^-$
Pressão (kgf/cm2)	13,50	13,50	0,000	13,50	0,000
Temperatura de saída (K)	310,93	310,93	0,000	310,92	0,000
Vazão Molar no topo (kmol/h)	1,91	0,60	-13,713	3,23	-13,842
Vazão Molar no fundo (kmol/h)	1895,41	1999,01	1,093	1798,85	1,019
Vazão de Entrada (kmol/h)	1895,41	1999,61	1,099	1802,87	0,976
Primeiro Chiller	$\mathbf{J}_{\mathbf{Ref}}$	J _{+5%}	S_{j}^{+}	$\mathbf{J}_{+5\%}$	S_j^-
Vazão Molar da corrente fria entrada	857,28	907,79	1,178	807,94	1,151
Fração molar vapor na corrente fria de entrada	0,28	0,28	-0,007	0,28	0,005
TEF (K)	272,53	272,54	0,001	272,54	0,000
TSF (K)	276,60	275,19	-0,102	277,92	-0,096
TSQ (K)	275,15	275,15	0,000	275,15	0,000
Segundo Chiller	$\mathbf{J}_{\mathbf{Ref}}$	$\mathbf{J}_{+5\%}$	S_j^+	$\mathbf{J}_{+5\%}$	S_j^-
Vazão Molar da corrente fria entrada	735,82	776,52	1,106	695,55	1,095
Fração molar vapor na corrente fria de entrada	0,15	0,15	0,007	0,15	-0,007
TEF (K)	248,12	248,12	0,000	248,12	0,000
TSF (K)	251,09	249,92	-0,093	252,24	-0,092
TSQ (K)	251,18	251,18	0,000	251,18	0,000

Tabela 3 – Valores do EE simulado (ref.) e os novos estados estacionários atingidos devido a uma perturbação degrau (+5% e -5%) da vazão molar de gás natural. Valores do cálculo de sensibilidade.

Portanto, uma diminuição da vazão molar de gás natural implica em uma diminuição da carga térmica nos Chiller's, ocasionando perda de propano (vide Figura 16) quase duas vezes maior que no estado de referência (valores do EE_{simulado} da Tabela 2) e uma menor vazão de fundo no separador de propano (vide Figura 17).

Entretanto, as variáveis controladas (a pressão no Acumulador, Figura 16, e o nível no Separador, Figura 17) sofreram uma pequena oscilação (<0,1%) de uma hora de duração antes de atingirem os seus respectivos "Set-point's" (13,5 kgf/cm² no Acumulador e 0,4m no Separador).



Figura 16 – Vazão molar de topo (variável manipulada no controle de pressão) e pressão de descarga do Acumulador em função do tempo, numa simulação com uma perturbação degrau de -5% na vazão de gás natural no tempo 3600s.



Separador de Propano Degrau de -5% na vazão de GN

Figura 17 – Vazão molar de fundo (variável manipulada no controle de nível) e nível do Separador em função do tempo, numa simulação com uma perturbação degrau de -5% na vazão de gás natural no tempo 3600s.

A perturbação de +5% na vazão de gás natural provocou um aumento nas vazões das correntes de propano nos Chiller's devido ao aumento da carga térmica, com isso verificou-se uma menor perda de propano (vide Figura 18) no ciclo e uma vazão de fundo (vide Figura 19) maior que no estado de referência. As variáveis controladas do Acumulador (pressão, Figura 18) e Separador (nível, Figura 19) também sofreram uma pequena oscilação (<0,1%) antes de atingirem os "Set-point's".

No entanto, estas pequenas oscilações (nas perturbações de degrau positivo e negativo) nas variáveis controladas geraram picos momentâneos de até $\pm 50\%$ (Separador e Acumulador, vide Figura 16, Figura 17, Figura 18 e Figura 19) em relação à vazão molar de referência antes de estabilizar. O motivo do aparecimento desses picos ("overshoots") está relacionado à sintonia dos controladores (vide Capítulo IV) e poderia ser reduzido incluindo o termo derivativo na lei de controle.



Figura 18 – Vazão molar de topo (variável manipulada no controle de pressão) e pressão de descarga do Acumulador em função do tempo, numa simulação com uma perturbação degrau de +5% na vazão de gás natural no tempo 3600s.



Figura 19 – Vazão molar de fundo (variável manipulada no controle de nível) e nível do Separador em função do tempo, numa simulação com uma perturbação degrau de +5% na vazão de gás natural no tempo 3600s.

Apesar da vazão molar de topo do Acumulador ser pequena em relação à grandeza das correntes principais do ciclo, foi verificado que em longos tempos (40h para um degrau negativo e mais de 100h para um degrau positivo na vazão de gás natural) de simulação a composição da fase vapor do Acumulador (1,95 % de etano, 98.05% de propano) tende à composição do Make-Up (2% de etano, 98% de propano) que entra no sistema com uma vazão igual à vazão de topo do Acumulador (vide Figura 20).



Composição da fase vapor no Acumulador

Figura 20 – Variação da composição da fase vapor do Acumulador, para um degrau negativo na vazão de gás natural.

V.4. Tempo de Estabilização

O tempo de estabilização consiste no tempo necessário para que o ciclo atinja um novo estado estacionário após a aplicação de uma perturbação degrau em uma das variáveis. Portanto, foram aplicadas uma perturbação de degrau negativa e uma positiva na vazão molar de gás natural como na análise de sensibilidade (item anterior).

Este tempo de estabilização depende da estratégia de controle do ciclo, da sintonia dos controladores e também de como os equipamentos estão interligados. Portanto, nesta seção serão vistas as respostas das principais variáveis controladas e como elas se influenciam, determinando o tempo de estabilização.

Controle do compressor

A etapa de compressão é uma das etapas mais importantes do ciclo de refrigeração, pois nesta etapa é feita a transferência de potência ao vapor, como já foi mencionado no capítulo de introdução. Verifica-se a seguir o tempo necessário para atingir o "set-point" e a ação do controlador na pressão de descarga (variável controlada) dos compressores.

• Pressão de descarga no primeiro estágio

Na Figura 21 e Figura 22 observa-se que a pressão de descarga atinge o "setpoint" (em ambos as situações, perturbação negativa e positiva) em menos de 3600s e não há oscilação na variável controlada. Portanto o controlador PI está tendo um bom desempenho utilizando a sintonia apresentada no Capítulo de Controle do Ciclo.



Primeiro estágio de compressão Degrau de -5% na vazão de GN

Figura 21 - Ação do controlador (variável manipulada F_s , variável controlada P_d) PI no primeiro estágio de compressão para um degrau negativo na vazão de gás natural.



Primeiro estágio de compressão Degrau de +5% na vazão de GN

Figura 22 – Ação do controlador (variável manipulada $F_{s^{\!}}$ variável controlada $P_d)$ PI no primeiro estágio de compressão para um degrau positivo na vazão de gás natural.

Não há "offset" devido ao fator integral (I) no controlador e o ganho proporcional foi ajustado de forma satisfatória devido à ausência de oscilação nas variáveis controladas.

• Pressão de descarga no segundo estágio

Evidentemente, o desempenho do controle do segundo estágio (vide Figura 23 e Figura 24) depende de sua sintonia, do primeiro estágio de compressão e do controle de pressão do Economizador (vide Figura 25 e Figura 26), portanto o que determinará o tempo necessário para que atinja o "set-point" é a malha de controle mais lenta.



Segundo estágio de compressão Degrau de -5% na vazão de GN

Figura 23 - Ação do controlador (variável manipulada $F_{s \! s}$ variável controlada $P_d)$ PI no segundo estágio de compressão para um degrau negativo na vazão de gás natural.



Segundo estágio de compressão Degrau de +5% na vazão de GN

Figura 24 - Ação do controlador (variável manipulada $F_{s \! s}$ variável controlada $P_d)$ PI no segundo estágio de compressão para um degrau positivo na vazão de gás natural.

Neste caso os tempos para atingirem o "set-point" do estágio anterior de compressão e do Economizador são semelhantes, conseqüentemente o tempo de estabilização do segundo estágio também foi em torno de 3600s.



Figura 25 - Ação do controlador (variável manipulada FV, variável controlada P_{out}) PI no Economizador para um degrau negativo na vazão de gás natural.



Economizador de Propano Degrau de +5% na vazão de GN

Figura 26 - Ação do controlador (variável manipulada FV, variável controlada P_{out}) PI no Economizador para um degrau positivo na vazão de gás natural.

As variáveis manipuladas, vazões molares de saída nos estágios de compressão e a vazão molar de entrada no Economizador, se estabilizaram sem sofrerem oscilações devido às sintonias aplicadas nos controladores.

Controle dos Chiller's

A etapa de evaporação também é de grande importância, pois é nesta etapa que ocorre a troca de calor entre o fluido refrigerante (fluido frio: propano) e o fluido a ser resfriado (fluido quente: gás natural), portanto é preciso um bom desempenho dos controladores. Desta forma, analisando a ação dos controladores PI no primeiro e segundo Chiller's (vide Figura 27, Figura 28, Figura 29 e Figura 30), observa-se que a temperatura de saída quente (TSQ, variável controlada) no primeiro Chiller se estabilizou em torno de 1800s após as perturbações negativa e positiva.

Porém, a temperatura de saída fria (TSF) sofreu uma variação maior, devido ao aumento (no caso do degrau negativo) ou diminuição (no caso do degrau positivo) do tempo de residência do fluido refrigerante no trocador de calor.

As variáveis manipuladas (vazões molares de entrada do fluido refrigerante) do primeiro e segundo Chiller's (vide Figura 27 e Figura 28) foram afetadas de forma proporcional às perturbações (S⁺ \approx 1 e S⁻ \approx 1, vide Tabela 3). No caso do degrau positivo (+5%) na vazão de gás natural houve um aumento da carga térmica nos trocadores necessitando de maiores vazões de fluido refrigerante para suprir estes aumentos, mantendo a TSQ dos Chiller's no "set-point" (T_{sp,Chiller,1}= 275,15 K e T_{sp,Chiller,2}= 251,18 K). Já na situação do degrau negativo ocorreu o contrário, diminuindo a carga térmica nos trocadores, consequentemente exigindo uma vazão de fluido refrigerante menor.



Figura 27 - Ação do controlador (variável manipulada $F_{e,fria}$) PI no Primeiro Chiller para um degrau negativo na vazão de gás natural.



Figura 28 - Ação do controlador (variável manipulada $F_{e,fria})$ PI no Segundo Chiller para um degrau negativo na vazão de gás natural.

Entretanto, analisando a ação do controlador PI no segundo Chiller, observa-se que a TSQ se estabilizou em um tempo mais longo (>1800s) que no primeiro Chiller. A possível razão deste leve aumento do tempo de estabilização talvez seja devido à posição do segundo Chiller no ciclo, ou melhor, o segundo Chiller é o último equipamento do ciclo antes da reentrada do fluido refrigerante no Separador, portanto ele depende de todos os outros controladores do processo.



Primeiro Chiller Degrau de +5% na vazão de GN

Figura 29 - Ação do controlador (variável manipulada $F_{e,fria}$) PI no Primeiro Chiller para um degrau positivo na vazão de gás natural.



Segundo Chiller Degrau de +5% na vazão de GN

Figura 30 – Ação do controlador (variável manipulada $F_{e,fria})$ PI no Segundo Chiller para um degrau positivo na vazão de gás natural.

Controle do Ciclo Completo

De um modo geral, verificou-se um tempo de estabilização em torno de 3600s e sem grandes oscilações nas variáveis de controle e nas variáveis manipuladas tanto na aplicação de uma perturbação negativa quanto positiva na vazão molar de gás natural.

VI - Conclusões e Perspectivas

VI.1. Conclusões

A modelagem e simulação dinâmica realizadas no EMSO neste trabalho se mostraram satisfatórias, permitindo a compreensão e análise dos resultados tanto no estado estacionário quanto na dinâmica do ciclo. Observou-se que o ciclo convergiu a um estado estacionário semelhante ao estado estacionário esperado (MENDONÇA, 2007). Além disso, a estratégia de controle (somente de capacidade) da etapa de compressão utilizada neste trabalho teve um bom desempenho utilizando dois controladores PI, trazendo as pressões de descarga dos compressores aos seus "Set-Point's" em um tempo menor que 3600s. No entanto, verificou-se que este tempo de estabilização também depende das interações com os outros equipamentos do ciclo.

Com relação ao controle dos equipamentos modelados como flash's dinâmicos (Separador, Economizador e Acumulador de Propano) foram aplicados o controle de nível (exceto do Acumulador) e de pressão. A estratégia de controle dos Chiller's também foi satisfatória, como foi visto na análise do tempo de estabilização. Portanto a estratégia de controle global do ciclo teve um desempenho aceitável não havendo grandes oscilações na ação dos controladores, validando os métodos utilizados de sintonia dos ganhos proporcionais e integrais dos controladores PI.

Entretanto, como já foi dito, questões de tempo forçaram algumas simplificações no desenvolvimento deste trabalho tanto na parte de modelagem de alguns equipamentos como nas estratégias de controle (principalmente nos Chiller's e Compressores), uma vez que a complexidade do trabalho aumentaria. Mesmo assim, o ciclo foi modelado e simulado em situações condizentes com a realidade e foram obtidos resultados também de acordo com os dados de projeto disponibilizados.

VI.2. Perspectivas

Este trabalho pode ser aperfeiçoado no sentido de melhorar as estratégias de controle no caso dos Compressores e Chiller's, adicionando um controlador anti-surge nos compressores em conjunto com os controladores de capacidade implementados e também adicionar um controlador de nível nos Chiller's em conjunto com os controladores de temperatura.

Além disso, pode ser feita uma modelagem considerando as dinâmicas desprezadas nas válvulas, inserir as equações características reais do compressor no modelo, considerar as geometrias e configurações dos trocadores de calor no modelo, de modo a simular uma situação mais próxima da real.

Outra proposta de continuação deste trabalho seria a otimização do ciclo de refrigeração, melhorando o seu rendimento.

Uma última proposta mais ambiciosa seria a modelagem e simulação dinâmica da URL completa, com isso seria possível simular situações bem próximas do real. Este simulador permitiria prever situações variadas de operação, simular falhas nos equipamentos verificando como estas situações afetariam a produção e identificando os pontos de maior perigo na unidade. Além disso, este simulador auxiliaria na detecção de falhas através da comparação dos dados reais com os resultados do simulador.

VII - Referência Bibliográfica

- AGÊNCIA NACIONAL DE PETRÓLEO, GÁS NATURAL E COMBUSTÍVEL, Rio de Janeiro, 15 jan. 2009. Disponível em <u>http://www.anp.gov.br</u>. Acesso em: 15 jan. 2009.
- BP STATISTICAL REVIEW OF WORLD ENERGY 2008, Disponível em www.bp.com/statisticalreview. Acesso em 20 jan. 2009.
- CALM, J. M.. The next generation of refrigerants Historical review, considerations, and outlook. International Journal of Refrigeration 31 (2009), p. 1123-1133.
- CAMPOS, M. C. M. M. de; TEIXEIRA, H. C. G. Controles Típicos de Equipamentos e Processos Industriais. 1ª Edição. São Paulo: Edgard Blücher, 2006.
- DCI. Produção de petróleo e gás aumentou 5,4% em 2008. 16 jan. 2009, Diário Comércio Indústria. Disponível em <u>http://www.dci.com.br</u>. Acesso em 22 jan. 2009.
- FOLHA ONLINE. Agência de energia reduz previsão de demanda mundial de petróleo.
 13 nov. 2008, Folha Online, Disponível em <u>http://www1.folha.uol.com.br</u>.
 Acesso em 18 jan. 2009.
- GAZETA MERCANTIL. PETROBRAS: Reservas provadas de óleo e gás crescem 1,2% em 2008. São Paulo, 16 jan. 2009. Gazeta Mercantil, Disponível em http://www.gazetamercantil.com.br. Acesso em 20 jan. 2009.
- MANUAL do EMSO, Disponível em <u>http://www.enq.ufrgs.br/trac/alsoc</u>. Acesso em: 5 jan. 2009.
- MENDONÇA, Elenice Souza. Monitoramento, Diagnósticos e Otimização Operacional de uma Unidade de Processamento de Gás Natural. Rio de Janeiro: Escola de Química – UFRJ, 2007. Dissertação de Mestrado em Engenharia Química.
- RÖYTTÄ, P.; TURUNEN-SAARESTI, T.; HONKATUKIA, J.. Optimising Refrigeration Cycle with two-stage centrifugal compressor and flash intercooler. International Journal of Refrigeration (2009), doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.01.006.

- SANTOS, W. G. dos. *Processamento de Gás Natural*. Vitória: Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás IBP, 2006.
- SEBORG, D. E.; EDGAR, T. F.; MELLICHAMP, D. A. Process Dynamics and Control. 2^a Edição. Editora John Wiley & Sons, 2004.
- SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.. Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics. 3^a Edição. McGRAW-HILL KOGAKUSHA, LTD. 1975.
- STOECKER, W. F. *Refrigeração Industrial*. Tradução: JABARDO, J. M. 1^a Edição. São Paulo: Edgard Blücher, 1994.
- TORRELA, E.; LLOPIS, R.; CABELLO, R.. *Experimental evaluation of inter-stage conditions of a two-stage refrigeration cycle using a compound compressor.* International Journal of Refrigeration 32(2009), p. 307-315.

Apêndice: Linhas de Programação do arquivo de simulação deste Trabalho no EMSO

```
#*_
* Propane Refrigeration Cycle FlowSheet
*
* Componentes:
                 1 - Ethane
                 2 - Propane
*
                 3 - Water
*
                 4 - Methane
* Author: Pedro Aprigliano Fernandes
* $Id: Propane_Refrigeration_Cycle.mso$
                                     -----*#
*___
using "Models";
using "controllers/PIDIncr";
FlowSheet Propane_Refrigeration_Cycle
        PARAMETERS
        PP
                 as Plugin(Brief="Physical Properties", Type="PP",
                 Components = ["ethane", "propane", "water", "methane"],
                 LiquidModel = "PR",
                 VapourModel = "PR");
        NComp as Integer;
                 as positive
                                   (Brief="Pi value", Default=3.141593, Symbol="\pi");
        pi
        #Maximum and minimum values for Propane Separator
        PMin as pressure;
        PMax as pressure;
        FVMin as flow mol:
        FVMax as flow_mol;
        FLMax as flow_mol;
        FLMin as flow_mol;
        LMax as length;
        LMin as length;
        #Maximum and minimum values for Propane Accumulator
        P_acMin as pressure;
        P_acMax as pressure;
        FV_acMin as flow_mol;
        FV_acMax as flow_mol;
        #Maximum and minimum values for Propane Economizer
        P_ecoMin as pressure;
        P_ecoMax as pressure;
        L_ecoMax as length;
        L_ecoMin as length;
        FV_ecoMin as flow_mol;
        FV ecoMax as flow mol;
        FL ecoMax as flow mol;
        FL_ecoMin as flow_mol;
        #Maximum and minimum pressure for Discharge Tank First Stage
        Pdis1Min as pressure;
        Pdis1Max as pressure;
        #Maximum and minimum pressure and molar flow for Discharge Tank Second Stage
        Pdis2Min as pressure;
        Pdis2Max as pressure;
        FV2Min as flow_mol;
        FV2Max as flow_mol;
        #Maximum and minimum Tenperature for First and Second Chiller's
        T_Chiller_1Min as temperature;
        T_Chiller_1Max as temperature;
        T Chiller 2Min as temperature;
        T_Chiller_2Max as temperature;
```

VARIABLES				
P_ad	as Real (Brief="Dimensionless pressure Propane Separator");			
Pdis1_ad	as Real (Brief="Dimensionless pressure Discharge Tank First Stage");			
L_ad	as Real (Brief="Dimensionless level Propane Separator");			
Pdis2_ad	as Real (Brief="Dimensionless pressure Discharge Tank Second Stage");			
P_eco_ad	as Real (Brief="Dimensionless pressure Economizer");			
L_eco_ad	as Real (Brief="Dimensionless level Economizer");			
P_ac_ad	as Real (Brief="Dimensionless pressure Acumulator");			
T_Chiller_1_ad	as Real (Brief="Dimensionless Temperature for First Chiller");			
T_Chiller_2_ad	as Real (Brief="Dimensionless Temperature for Second Chiller");			
#G				
#Set-Points				
Psp	as Real;			
Lsp	as Real;			
Pdis1_sp	as Real;			
Pdis2_sp	as Real;			
P_eco_sp	as Real;			
L_eco_sp	as Real;			
P_ac_sp	as Keal;			
T_Chiller_1_sp	as Keal;			
I_Chiller_2_sp	as Keal;			
#Controllor poromo	store			
*Controller paralle	ac Deal			
Kel	as Real:			
intTI	as Real:			
intTP	as Real:			
KcPdis1	as Real:			
KcPdis?	as Real:			
intTPdis1	as Real:			
intTPdis?	as Real:			
KcPeco	as Real·			
Kel eco	as Real·			
intTL eco	as Real·			
intTPeco	as Real·			
KcPac	as Real:			
intTPac	as Real:			
KcTchil1	as Real:			
KcTchil2	as Real;			
intTTchil1	as Real;			
intTTchil2	as Real;			
#Chiller Dimension	18			
D_chil_1 as length	;			
D_chil_2 as length	;			
L_chil_1 as length;	;			
L_chil_2 as length;	,			
A_chil_1 as area;				
A_chil_2 as area;				
DEVICES				
pidPdis1	as PIDIncr; #Pressure controller: First Discharge Tank			
pidPdis2	as PIDIncr; #Pressure controller: Second Discharge Tank			
pidL	as PIDIncr; #Level controller: Propane Separator			
pidP	as PIDIncr; #Pressure controller: Propane Separator			
pidL_eco	as PIDIncr; #Level controller: Propane Economizer			
pidP_eco	as PIDIncr; #Pressure controller: Propane Economizer			
pidP_ac	as PIDIncr; #Pressure controller: Propane Accumulator			
pidT_Chiller_1	as PIDINCT; #Temperature controller: First Uniller			
fl as flash:	as Fibrine, #reinperature controller. Second Uniter			
11 as 11asil, C1 as Centrifugal	Compressor			
W1 as work source:				
C2 as Centrifugal	-, Compressor:			
W2 as work	source:			
0 as energy	/ source (Brief = "Heat supplied"):			
	- · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·			

Discharge_1 as Tank_Discharge (Brief = "Discharge Tank for first stage compression"); (Brief = "Mixer for second stage compression"); Mixer_1 as Mixer Discharge_2 as Tank_Discharge (Brief = "Discharge Tank for second stage compression"); Condenser_1 as Heatex_LMTD (Brief = "After the second stage compression"); WaterCold as source; Mixer_2 as Mixer_liq (Brief = "Mixer for second stage compression"); Propane_economizer as flash; s3 as source; Q_3 as energy_source; Q_2 as energy_source; Propane_accumulator as flash; Splitter_1 as Splitter; Mixer_3 as Mixer; Valve_1 as Valve; Chiller_1 as Heatex_LMTD_2; s4 as source; Valve_2 as Valve; Chiller_2 as Heatex_LMTD_2; Temperature_Control_1 as Temperature_Control; SET

SEI

NComp = 4; Mixer_2.Ninlet = 3; Splitter_1.NOutlet = 2;

pidL.PID_Select	= "Parallel";
pidP.PID_Select	= "Parallel";
pidPdis1.PID_Select	= "Parallel";
pidPdis2.PID_Select	= "Parallel";
pidL_eco.PID_Select	= "Parallel";
pidP_eco.PID_Select	= "Parallel";
pidP_ac.PID_Select	= "Parallel";
pidT_Chiller_2.PID_Select	= "Parallel";
pidT Chiller 1.PID Select	= "Parallel";

#Compressor Type for first and second stage C1.CompressorType = "Polytropic Operation"; C2.CompressorType = "Polytropic Operation";

#Type of Condenser Condenser_1.ExchangerType = "Counter Flow"; Condenser_1.LMTDcorrection = "Bowmann";

#Type of First Chiller Chiller_1.ExchangerType = "Counter Flow"; Chiller_1.LMTDcorrection = "Bowmann";

#Type of Second Chiller Chiller_2.ExchangerType = "Counter Flow"; Chiller_2.LMTDcorrection = "Bowmann";

#Flash model parameters
fl.V = 7 * 'm^3';
fl.diameter = 0.5 * 'm';
fl.orientation = "vertical";

#Propane Saver model parameters
Propane_economizer.V = 15.4 * 'm^3';
Propane_economizer.diameter = 0.5 * 'm';
Propane_economizer.orientation = "vertical";

#Discharge Tank dimensions Discharge_1.V = 10 * 'm^3'; Discharge_2.V = 10 * 'm^3';

#Propane Acumulator model parameters
Propane_accumulator.V = 20 * 'm^3';

Propane_accumulator.diameter = 0.5 * 'm'; Propane_accumulator.orientation = "vertical";

#Maximum and minimum values PMax = 8*'kgf/cm^2'; PMin=0 *'kgf/cm^2'; *'kgf/cm^2'; Pdis1Max = 8Pdis1Min=0 *'kgf/cm^2'; *'kgf/cm^2'; Pdis2Max = 20Pdis2Min=0 *'kgf/cm^2'; FVMax=900 *'kmol/h'; *'kmol/h'; FVMin=0 *'kmol/h'; FV2Max=2800 *'kmol/h'; FV2Min=0 *'kmol/h'; FLMax=2500 *'kmol/h'; FLMin=0 LMax=1.5 *'m'; LMin=0 *'m'; L_ecoMax=60 *'m'; *'m'; L ecoMin=0 FV_ecoMax=1600 *'kmol/h'; FV_ecoMin=100 *'kmol/h'; FL_ecoMax=1500 *'kmol/h'; FL_ecoMin=0 *'kmol/h'; *'kgf/cm^2'; $P_ecoMax = 6$ $P_ecoMin=3$ *'kgf/cm^2'; $P_acMax = 30$ *'kgf/cm^2'; *'kgf/cm^2'; P_acMin=0 FV_acMax=500 *'kmol/h'; FV_acMin=0 *'kmol/h'; T_Chiller_1Min = 200 * 'K'; $T_Chiller_1Max = 500 * 'K';$ T_Chiller_2Min = 200 * 'K';T_Chiller_2Max = 460 * 'K';CONNECTIONS Chiller_2.OutletCold to fl.Inlet; to C1.WorkIn; W1.OutletWork fl.OutletV to C1.Inlet: Q.OutletQ to fl.InletQ; C1.Outlet to Discharge_1.Inlet; Discharge_1.Outlet to Mixer_1.Inlet(1); to Mixer_1.Inlet(2); Propane_economizer.OutletV Mixer_1.Outlet to C2.Inlet; W2.OutletWork to C2.WorkIn; C2.Outlet to Discharge_2.Inlet; Discharge_2.Outlet to Condenser_1.InletHot; WaterCold.Outlet to Condenser_1.InletCold; to Mixer_2.Inlet(1); Condenser_1.OutletHot to Mixer_2.Inlet(2); fl.OutletL to Mixer_2.Inlet(3); s3.Outlet Mixer_3.Outlet to Propane_economizer.Inlet; Q_3.OutletQ to Propane_economizer.InletQ; Mixer_2.Outlet to Propane_accumulator.Inlet; Q_2.OutletQ to Propane_accumulator.InletQ; Propane_accumulator.OutletL to Splitter_1.Inlet; Splitter_1.Outlet(1) to Mixer_3.Inlet(1); Splitter_1.Outlet(2) to Valve_1.Inlet; Valve_1.Outlet to Chiller_1.InletCold; to Chiller_1.InletHot; s4.Outlet Chiller_1.OutletCold to Mixer_3.Inlet(2); Propane economizer.OutletL to Valve 2.Inlet; to Temperature_Control_1.Inlet; Chiller_1.OutletHot Temperature_Control_1.Outlet to Chiller_2.InletHot; Valve_2.Outlet Chiller_2.InletCold; to

SPECIFY

C1.EfficiencyOperation = 0.85; C1.MechanicalEff = 0.99; C2.EfficiencyOperation = 0.84; C2.MechanicalEff = 0.99;

#Adiabatic First Discharge Tank Discharge_1.Q = 0 * 'kJ/s';

#Adiabatic Second Discharge Tank Discharge_2.Q = 0 * 'kJ/s';

#Propane Separator Heat
Q.OutletQ.Q = -55 * 'kJ/s';

#Adiabatic Propane Saver Q_2.OutletQ.Q = 0 * 'kJ/s';

#Adiabatic Propane Saver Q_3.OutletQ.Q = 0 * 'kJ/s';

#Temperature Control Properties Temperature_Control_1.Outlet.T = 265.5747 * 'K'; Temperature_Control_1.Pdrop = 0.35 * 'kgf/cm^2';

#Pressure controller parameters Propane Separator pidP.Ports.setPoint= Psp; pidP.Parameters.bias=0.5; pidP.Parameters.gain = KcP; pidP.Parameters.derivTime=0*'s'; pidP.Parameters.derivTime=intTP *'s'; pidP.Parameters.tau=1*'s'; pidP.Parameters.tauSet=1*'s'; pidP.Parameters.leta =1; pidP.Parameters.beta =1; pidP.Parameters.gamma =1; #Pressure controller configuration Propane Separator pidP.Options.autoMan=0; pidP.Options.clip=1; pidP.Options.action =-1;

#Level controller parameters Propane Separator pidL.Ports.setPoint= Lsp; pidL.Parameters.bias=0.5; pidL.Parameters.gain=KcL; pidL.Parameters.derivTime=0*'s'; pidL.Parameters.intTime=intTL*'s'; pidL.Parameters.tau=1*'s'; pidL.Parameters.tauSet=1*'s'; pidL.Parameters.alpha =1; pidL.Parameters.beta =1; pidL.Parameters.gamma =1; #Level controller configuration Propane Separator pidL.Options.autoMan=0; pidL.Options.clip=1; pidL.Options.action =-1;

#Pressure controller parameters First Stage Discharge Tank pidPdis1.Ports.setPoint= Pdis1_sp; pidPdis1.Parameters.bias=0.5; pidPdis1.Parameters.gain=KcPdis1; pidPdis1.Parameters.derivTime=0*'s'; pidPdis1.Parameters.intTime=intTPdis1*'s'; pidPdis1.Parameters.tau=1*'s'; pidPdis1.Parameters.alpha =1; pidPdis1.Parameters.beta =1; pidPdis1.Parameters.gamma =1; #Pressure controller configuration First Stage Discharge Tank pidPdis1.Options.autoMan=0; pidPdis1.Options.clip=1; pidPdis1.Options.action =-1;

#Pressure controller parameters Second Stage Discharge Tank pidPdis2.Ports.setPoint= Pdis2_sp; pidPdis2.Parameters.bias=0.5; pidPdis2.Parameters.gain=KcPdis2; pidPdis2.Parameters.derivTime=0*'s'; pidPdis2.Parameters.intTime=intTPdis2*'s'; pidPdis2.Parameters.tau=1*'s'; pidPdis2.Parameters.tauSet=1*'s'; pidPdis2.Parameters.alpha =1; pidPdis2.Parameters.beta =1; pidPdis2.Parameters.gamma =1; #Pressure controller configuration Second Stage Discharge Tank pidPdis2.Options.autoMan=0; pidPdis2.Options.clip=1; pidPdis2.Options.action =-1;

#Pressure controller parameters Propane Saver pidP_eco.Ports.setPoint= P_eco_sp; pidP_eco.Parameters.bias=0.5; pidP_eco.Parameters.gain=KcPeco; pidP_eco.Parameters.derivTime=0*'s'; pidP_eco.Parameters.intTime=intTPeco*'s'; pidP_eco.Parameters.tau=1*'s'; pidP_eco.Parameters.tauSet=1*'s'; pidP_eco.Parameters.alpha =1; pidP_eco.Parameters.beta =1; pidP_eco.Parameters.gamma =1; #Pressure controller configuration Propane Saver pidP_eco.Options.autoMan=0; pidP_eco.Options.clip=1; pidP_eco.Options.action =-1;

#Level controller parameters Propane Saver pidL_eco.Ports.setPoint= L_eco_sp; pidL_eco.Parameters.bias=0.5; pidL_eco.Parameters.gain=KcLeco; pidL_eco.Parameters.derivTime=0*'s'; pidL_eco.Parameters.intTime=intTLeco* 's'; pidL_eco.Parameters.tau=1*'s'; pidL_eco.Parameters.alpha =1; pidL_eco.Parameters.beta =1; pidL_eco.Parameters.gamma =1; #Level controller configuration Propane Saver pidL_eco.Options.autoMan=0; pidL_eco.Options.clip=1; pidL_eco.Options.action =1;

#Pressure controller parameters Propane Acumulator pidP_ac.Ports.setPoint= P_ac_sp; pidP_ac.Parameters.bias=0.5; pidP_ac.Parameters.gain=KcPac; pidP_ac.Parameters.derivTime=0*'s'; pidP_ac.Parameters.intTime=intTPac*'s'; pidP_ac.Parameters.tau=1*'s'; pidP_ac.Parameters.tauSet=1*'s'; pidP_ac.Parameters.alpha =1; pidP_ac.Parameters.beta =1; pidP_ac.Parameters.gamma =1; #Pressure controller configuration Propane Acumulator pidP_ac.Options.autoMan=0; pidP_ac.Options.clip=1; pidP_ac.Options.action =-1;

```
#Temperature controller parameters First Chiller
pidT_Chiller_1.Ports.setPoint= T_Chiller_1_sp ;
pidT_Chiller_1.Parameters.bias=0.5;
pidT_Chiller_1.Parameters.gain=KcTchil1;
pidT_Chiller_1.Parameters.derivTime=0*'s';
pidT_Chiller_1.Parameters.intTime=intTTchil1*'s';
pidT_Chiller_1.Parameters.tau=1*'s';
pidT_Chiller_1.Parameters.tauSet=1*'s';
pidT_Chiller_1.Parameters.alpha =1;
pidT_Chiller_1.Parameters.beta =1;
pidT_Chiller_1.Parameters.gamma =1;
#Temperature controller parameters First Chiller
pidT_Chiller_1.Options.autoMan=0;
pidT_Chiller_1.Options.clip=1;
pidT_Chiller_1.Options.action =-1;
#Temperature controller parameters Second Chiller
pidT Chiller 2.Ports.setPoint=T Chiller 2 sp;
pidT_Chiller_2.Parameters.bias=0.4;
pidT_Chiller_2.Parameters.gain=KcTchil2;
pidT_Chiller_2.Parameters.derivTime=0*'s';
pidT_Chiller_2.Parameters.intTime=intTTchil2*'s';
pidT_Chiller_2.Parameters.tau=1*'s';
pidT_Chiller_2.Parameters.tauSet=1*'s';
pidT_Chiller_2.Parameters.alpha =1;
pidT_Chiller_2.Parameters.beta =1;
pidT_Chiller_2.Parameters.gamma =1;
#Temperature controller parameters Second Chiller
pidT_Chiller_2.Options.autoMan=0;
pidT_Chiller_2.Options.clip=1;
pidT_Chiller_2.Options.action =-1;
#Propane Make-up
s3.Composition = [0.02, 0.98, 0, 0];
s3.P = 14 * 'kgf/cm^{2};
s3.T = 311.15 * 'K';
#Condenser's Cold stream
WaterCold.Composition = [0, 0, 1, 0];
WaterCold.P = 4 * \frac{1}{2};
WaterCold.T = 305.15 * 'K';
#Natural Gas Stream
s4.Composition = [0.065, 0.085, 0, 0.815];
s4.P = 73.9600 * 'kgf/cm^2';
s4.T = 294.2795 * 'K';
#Condenser Properties
Condenser_1.OutletHot.T = 311.15 * 'K';
Condenser 1.OutletCold.T = 311.89 * 'K';
Condenser_1.PdropHotSide = 0.75 * 'kgf/cm^2';
Condenser_1.PdropColdSide = 0.5 * 'kgf/cm^2';
Condenser_1.A = 30*'m^2';
#First Chiller Properties
Chiller_1.PdropHotSide = 0.5 * 'kgf/cm^2';
Chiller_1.PdropColdSide = 0 * \text{'kgf/cm}^2;
Chiller_1.A = 53*'m^2';
Chiller_1.U = 7*'kW/(m^2*K)';
```

#Second Chiller Properties Chiller_2.PdropHotSide = 0 * 'kgf/cm^2'; Chiller_2.PdropColdSide = 0 * 'kgf/cm^2'; Chiller_2.A = 72*'m^2'; Chiller_2.U = 6*'kW/(m^2*K)'; #First Valve Properties
Valve_1.x = 1;
Valve_1.Outlet.P = 4.7951 * 'kgf/cm^2';

#Second Valve Properties Valve_2.x = 1; Valve_2.Outlet.P = 2.0826 * 'kgf/cm^2';

EQUATIONS

if time < 1 * 'h' then s4.F = 9357.2425 * 'kmol/h'; else s4.F = 0.95 * 9357.2425 * 'kmol/h';

end

#Dimensions of Chillers D_chil_1 = 1 * 'm'; L_chil_1 = Chiller_1.A/(pi*D_chil_1); A_chil_1 = pi*(D_chil_1/2)^2; D_chil_2 = 1 * 'm'; L_chil_2 = Chiller_2.A/(pi*D_chil_2); A_chil_2 = pi*(D_chil_2/2)^2;

#Set-Point Equations

$$\begin{split} & \text{Psp} = (2.0826 * \text{'kgf/cm}^2\text{'} - \text{PMin}) / (\text{PMax-PMin}); \\ & \text{Lsp} = (0.4* '\text{m'} - \text{LMin})/(\text{LMax-LMin}); \\ & \text{Pdis1_sp} = (4.19 * \text{'kgf/cm}^2\text{'} - \text{Pdis1Min}) / (\text{Pdis1Max-Pdis1Min}); \\ & \text{Pdis2_sp} = (14.8367 * \text{'kgf/cm}^2\text{'} - \text{Pdis2Min}) / (\text{Pdis2Max-Pdis2Min}); \\ & \text{P_eco_sp} = (4.7951 * \text{'kgf/cm}^2\text{'} - \text{P_ecoMin}) / (\text{P_ecoMax-P_ecoMin}); \\ & \text{L_eco_sp} = (15 * '\text{m'} - \text{L_ecoMin})/(\text{L_ecoMax-L_ecoMin}); \\ & \text{P_ac_sp} = (13.5 * \text{'kgf/cm}^2\text{'} - \text{P_acMin}) / (\text{P_acMax-P_acMin}); \\ & \text{T_Chiller_1_sp} = (275.15 * \text{'K'} - \text{T_Chiller_1Min}) / (\text{T_Chiller_1Max-T_Chiller_1Min}); \\ & \text{T_Chiller_2_sp} = (251.1817 * \text{'K'} - \text{T_Chiller_2Min}) / (\text{T_Chiller_2Max-T_Chiller_2Min}); \end{split}$$

```
#Controller Gain and Integral Time (PI)
KcP = 1/(1 - Psp);
KcL = 1/(Lsp);
intTL * 's' = 4*fl.V/(KcL*fl.vL*FLMax);
intTP * 's' = 4*fl.V/(KcP*fl.vV*FVMax);
KcPdis1 = 1/(1 - Pdis1_sp);
KcPdis2 = 1/(1 - Pdis2_sp);
intTPdis1* 's' = 4*Discharge_1.V/(KcPdis1*Discharge_1.vV*FVMax);
intTPdis2* 's' = 4*Discharge_2.V/(KcPdis2*Discharge_2.vV*FV2Max);
KcPeco = 1/(1 - P_eco_sp);
intTPeco * 's' = 4*Propane_economizer.V/(KcPeco*Propane_economizer.vV*FV_ecoMax);
KcLeco = 1/(L_eco_sp);
intTLeco * 's' = 4*Propane_economizer.V/(KcLeco*Propane_economizer.vL*FL_ecoMax);
KcPac = 1/(P_ac_sp);
intTPac * 's' = 4*Propane_accumulator.V/(KcPac*Propane_accumulator.vV*FV_acMax);
KcTchil1 = 1/(1-T \text{ Chiller 1 sp});
KcTchil2 = 1/(1-T_Chiller_2_sp);
intTTchil1 * 's'= L_chil_1*A_chil_1/(Chiller_1.vV*Chiller_1.InletHot.F);
intTTchil2 * 's'= L_chil_2*A_chil_2/(Chiller_2.vV*Chiller_2.InletHot.F);
```

#Control variables and Normalized control variables L_ad*(LMax-LMin)=fl.Level-LMin; P_ad*(PMax-PMin)=fl.OutletV.P-PMin; Pdis1_ad*(Pdis1Max-Pdis1Min)=Discharge_1.Outlet.P-Pdis1Min; Pdis2_ad*(Pdis2Max-Pdis2Min)=Discharge_2.Outlet.P-Pdis2Min; L_eco_ad*(L_ecoMax-L_ecoMin)=Propane_economizer.Level-L_ecoMin; P_eco_ad*(P_ecoMax-P_ecoMin)=Propane_economizer.OutletV.P-P_ecoMin; P_ac_ad*(P_acMax-P_acMin)=Propane_accumulator.OutletV.P-P_acMin; T_Chiller_1_ad*(T_Chiller_1Max-T_Chiller_1Min)=Chiller_1.OutletHot.T-T_Chiller_1Min; T_Chiller_2_ad*(T_Chiller_2Max-T_Chiller_2Min)=Chiller_2.OutletHot.T-T_Chiller_2Min; #Controllers input ports pidL.Ports.input=L_ad; pidP.Ports.input=P_ad; pidPdis1.Ports.input=Pdis1_ad; pidPdis2.Ports.input=Pdis2_ad; pidL_eco.Ports.input=L_eco_ad; pidP_eco.Ports.input=P_eco_ad; pidP_ac.Ports.input=P_ac_ad; pidT_Chiller_1.Ports.input=T_Chiller_1_ad; pidT_Chiller_2.Ports.input=T_Chiller_2_ad;

#Controllers output ports and Manipulated variables:

#Propane Separator
fl.OutletV.F = pidP.Ports.output*(FVMax-FVMin)+FVMin;
fl.OutletL.F = pidL.Ports.output*(FLMax-FLMin)+FLMin;

#First and Second Discharge Tanks Discharge_1.Outlet.F = pidPdis1.Ports.output*(FVMax-FVMin)+FVMin; Discharge_2.Outlet.F = pidPdis2.Ports.output*(FV2Max-FV2Min)+FV2Min;

#Propane Economizer
Propane_economizer.OutletV.F = pidP_eco.Ports.output*(FV_ecoMax-FV_ecoMin)+FV_ecoMin;
Splitter_1.Outlet(1).F = pidL_eco.Ports.output*(FL_ecoMax-FL_ecoMin)+FL_ecoMin;

#Propane Accumulator
Propane_accumulator.OutletV.F = pidP_ac.Ports.output*(FV_acMax-FV_acMin)+FV_acMin;

#First and Second Chiller's Chiller_1.InletCold.F = pidT_Chiller_1.Ports.output*(FL_ecoMax-FL_ecoMin)+FL_ecoMin; Chiller_2.InletCold.F = pidT_Chiller_2.Ports.output*(FL_ecoMax-FL_ecoMin)+FL_ecoMin;

s3.F = Propane_accumulator.OutletV.F;

GUESS Propane_economizer.OutletV.P = 4.6 * 'kgf/cm^2'; Splitter_1.Outlet(1).F = 1157.8047 * 'kmol/h';

INITIAL

fl.OutletV.T = 248.1817 *'K'; fl.Level = 1* 'm'; fl.OutletL.z(2) = 0.993;fl.OutletL.z(4) = 0;Discharge_1.Mt = 1.9 * 'kmol'; Discharge_1.Outlet.T = 275 * 'K'; Discharge_2.Mt = 8 * 'kmol'; Discharge_2.Outlet.T = 338 * 'K'; $Discharge_2.Outlet.z(3) = 0;$ Propane_economizer.OutletV.T = 272.16 *'K'; Propane_economizer.Level = 5 * 'm'; Propane_economizer.OutletL.z(2) = 0.993; Propane economizer.OutletL.z(3) = 0; Propane_economizer.OutletL.z(4) = 0; Propane_accumulator.OutletV.T = 311.15 *'K'; Propane_accumulator.Level = 15* 'm'; Propane_accumulator.OutletL.z(2) = 0.98; Propane_accumulator.OutletL.z(3) = 0;Propane_accumulator.OutletL.z(4) = 0;

OPTIONS

TimeStep = 0.02; TimeEnd = 5; TimeUnit = 'h'; NLASolver(File="sundials", MaxIterations=300); DAESolver(File="dassl"); InitialFile="Propane_Refrigeration_Cycle_135";