

JOÃO FARRET FERZOLA

ANÁLISE GLOBAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientadores: Prof. Dr. Francis H. R. França

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE GLOBAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

JOÃO FARRET FERZOLA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS
PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A)
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. FERNANDO MARCELO PEREIRA
UFRGS/DEMEC

Prof. Dr. SÉRGIO LUIZ FREY
UFRGS/DEMEC

Prof. Dr. SÉRGIO V. MÖLLER
UFRGS/DEMEC

Porto Alegre
2010

AGRADECIMENTOS

Agradeço a meus pais, namorada, família e amigos.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Francis H. R. França*, que sempre esteve disposto a ajudar e esclarecer meus questionamentos.

de modo especial à minha querida Tatiana Medina.

“No final tudo dá certo.
Se ainda não deu é porque não chegou ao final.”

Jean Rostand

FERZOLA, J. F.; **Análise global de um sistema de refrigeração industrial**. 2010. 22f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Este trabalho aborda a análise global de um sistema de refrigeração industrial para produção e envase de bebidas. O sistema foi simulado em uma planilha *Excel* levando em conta todos os acoplamentos entre os componentes que o compõe, com o intuito de verificar a influência das variações nas temperaturas e pressões na temperatura final da bebida. Foi utilizado o programa *CoolPack* como fonte de dados das propriedades do fluido refrigerante presente no sistema. Por fim, os resultados são comparados com os dados reais, a fim de validar o simulador e verificar a qualidade do método analítico utilizado.

PALAVRAS-CHAVE: Análise Global, Sistemas Térmicos, Acoplamentos, Simulação, *Excel*, *CoolPack*.

FERZOLA, J. F.; **Global analysis of a industrial refrigeration system** . 2010. 22f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

This work deals with the global analysis of an industrial refrigeration system for filling and production of beverages. The system was simulated in an *Excel* datasheet taking into account all the couplings between the making up components, in order to verify the influence of the temperature and pressure variations on the exit temperature of the beverage. The program *CoolPack* was used as a data resource for the properties of the system refrigerant. At the end, the obtained results were shown and a comparison was made with the data collected from a real system, to validate the simulator and verify the accuracy of the proposed analytic method.

KEYWORDS: Global Analysis, Thermal Systems, Couplings, Simulation, *Excel*, *CoolPack*.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 JUSTIFICATIVAS	1
1.2 OBJETIVOS	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
2.1 COMPRESSOR	2
2.2 CONDENSADOR	2
2.3 VÁLVULA DE EXPANSÃO	3
2.4 EVAPORADOR.....	3
3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA	3
3.1 ESPECIFICAÇÃO DOS COMPRESSORES.....	3
3.2 ESPECIFICAÇÃO DOS CONDENSADORES.....	4
3.3 ESPECIFICAÇÃO DO SISTEMA.....	4
4. MODELAGEM FÍSICA-MATEMÁTICA	4
4.1 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.....	4
4.2 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO NA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO	6
4.3 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO NA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO.....	6
4.4 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA.....	7
4.5 EFEITO DAS TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO NA EFICIÊNCIA DO SISTEMA.....	8
4.10 EFEITO DA VAZÃO NA PRESSÃO DE SUÇÃO E DE DESCARGA	9
5. METODOLOGIA	9
6. RESULTADOS E ANÁLISES.....	10
7. CONCLUSÕES.....	15
8. REFERÊNCIAS.....	16
9. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	17
APÊNDICE A - FORMULAÇÃO EXCEL (EXEMPLIFICAÇÃO).....	18
APÊNDICE B - DIAGRAMA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO ESTUDADO	19
ANEXO A - MODELO: TABELA PROPRIEDADES AMÔNIA UTILIZADA	20

1. INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVAS

O estudo de sistemas térmicos é de grande importância devido à preocupação crescente com o consumo de energia elétrica, diretamente ligado à eficiência de funcionamento dos componentes que os constituem. Com isso, é fundamental fazer uma análise global do funcionamento do sistema antes de detalhar cada particularidade existente em seus constituintes.

Os sistemas de refrigeração industriais atualmente utilizados em larga escala nesses e em outros setores da economia fundamentam-se na capacidade de algumas substâncias, denominadas agentes refrigerantes, absorverem grande quantidade de calor quando passam do estado líquido para o gasoso.

Esses sistemas são constituídos, comumente, por compressores, trocadores de calor, ventoinhas, bombas, tubulações, dutos e controles. Mas, diferentemente dos sistemas de condicionamento de ar residenciais (dominantes no mercado), a refrigeração industrial é constituída muitas vezes de compressores, evaporadores e condensadores em paralelo (Figura 1.1). Portanto, por ser modular, ao ampliar a necessidade de refrigeração basta adicionar componentes ao sistema em paralelo.



Figura 1.1 - Compressores em paralelo – Fonte Electromotion Refrigeration

O trabalho busca a criação de uma ferramenta que auxilie na análise das possíveis combinações de parâmetros do sistema para verificar com qual combinação que o sistema atinge o melhor coeficiente de performance, reduzindo o consumo energético da planta estudada. Além disso, como se trata de um sistema real, busca-se utilizar as condições do ambiente (temperatura, umidade relativa, ...) onde este está inserido.

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo a análise de consumo e eficiência energética de um sistema de refrigeração industrial, para isso se fará o desenvolvimento de um simulador em *Excel* que atenda a maior parte das condições encontradas no sistema de refrigeração real. Com isso, os vários pontos de operação do sistema serão determinados com base na configuração ideal para suprir as demandas da fábrica com o menor consumo de energia.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Um ciclo de refrigeração nada mais é do que um sistema térmico que transfere energia em forma de calor de uma região de baixo potencial energético para uma região de alto potencial energético. Como o saldo de variação de energia é positivo, significa que a energia adentra no sistema, portanto, em um ciclo de refrigeração se faz necessária uma fonte de energia externa.

Basicamente, um ciclo de refrigeração é composto por uma saída de calor, uma entrada de calor e uma entrada de trabalho. Esta entrada de trabalho é a responsável pelo salto energético do ciclo. Pode-se observar um ciclo de refrigeração na figura 2.1.

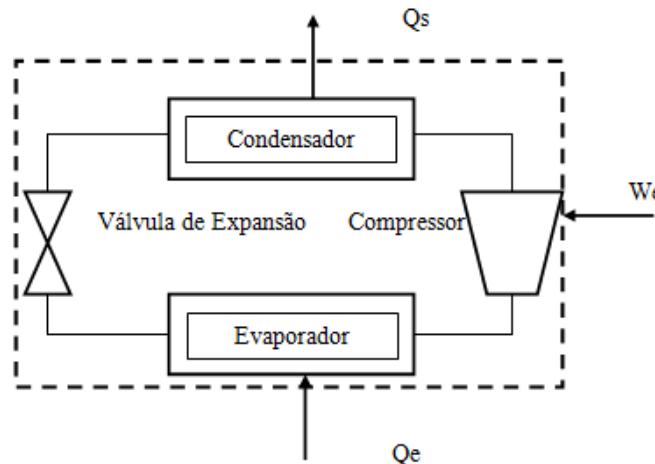


Figura 2.1 – Ciclo térmico de refrigeração

2.1 COMPRESSOR

O compressor é o equipamento responsável pelo fornecimento de trabalho ao fluido refrigerante na forma de compressão do mesmo. É o componente mais controlável do sistema, podendo ser determinadas as suas pressões máximas e mínimas de trabalho, vazão volumétrica e potência do motor utilizado.

Se o compressor não suporta a vazão mássica gerada no evaporador, ocorre um aumento da pressão de sucção e, conseqüentemente, da temperatura de sucção.

2.2 CONDENSADOR

O condensador é responsável pela retirada de calor do sistema para o ambiente. Após o fluido refrigerante ter sua temperatura e pressão elevadas no compressor, ele passa pelo condensador onde passa da fase gasosa para a líquida, fornecendo calor para o ambiente na forma latente.

Se o condensador está super dimensionado para o sistema ocorre também um pouco de troca de calor sensível ao final do processo (sub-resfriamento), onde o fluido já condensado libera calor para o ambiente. Se o condensador não é capaz de trocar calor suficiente com o ambiente, ocorre um aumento de pressão e, conseqüentemente, de temperatura, na descarga do compressor, diminuindo a eficiência do sistema.

2.3 VÁLVULA DE EXPANSÃO

Na válvula de expansão ocorre a diminuição da pressão do fluido refrigerante com uma mudança de fase parcial de líquido para líquido mais gás. Com a diminuição da pressão a troca de calor na forma de vaporização do fluido no evaporador fica favorecida, além disso, a temperatura mais baixa também favorece a troca térmica.

Normalmente, os sistemas industriais com evaporador inundado possuem, após a válvula de expansão, um separador de líquido, o qual tem como objetivo principal manter o evaporador cheio de líquido e aumentar a geração de vapor, favorecendo a troca de calor latente.

2.4 EVAPORADOR

No evaporador ocorre a entrada de calor do ambiente no sistema. Quanto maior for essa entrada de calor, maior será a geração de vapor e maior será a vazão mássica do sistema.

No sistema estudado, o evaporador está acoplado a um separador de líquido, onde o gás mais leve é succionado pelo compressor e o líquido inunda o evaporador. O principal motivo de se evitar enviar líquido ao compressor é impedir a ocorrência do “golpe de aríete” no sistema, que poderia danificar o compressor e seus componentes.

3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

O sistema térmico analisado e utilizado como base para o desenvolvimento da ferramenta de simulação numérica é um sistema de refrigeração industrial. Este sistema é composto por vários componentes, sendo suas descrições técnicas dadas nos subitens seguintes. Deve-se utilizar o Apêndice B para uma melhor compreensão deste capítulo.

3.1 ESPECIFICAÇÃO DOS COMPRESSORES

O sistema é composto por cinco compressores, dois destes são compressores parafuso Sabroe SAB 163 HF TWIN, significando, na denominação do compressor, o número 163, o diâmetro dos rotores em mm, a letra F que o rotor fêmea move o rotor macho e a palavra TWIN que os dois compressores estão montados na mesma estrutura. A vazão volumétrica deslocada por cada compressor a 3550 rpm (60 Hz) é de 1147 m³/h e a capacidade de refrigeração é de 634 kW (com temperatura de evaporação em -10°C e de condensação em 35°C). Os compressores parafuso possuem a taxa de volume interno variável, o que gera uma variabilidade de 0 a 100 % na capacidade de refrigeração do compressor. Estes são os compressores principais do sistema.

Além dos compressores parafuso, o sistema possui três compressores alternativos: o compressor maior é o Sabroe SMC 8-180, o diâmetro do pistão é dado pelo número 180 (em mm) e o número 8 determina quantos pistões há no compressor. Sua vazão volumétrica a 850 rpm (60 Hz) é de 1148 m³/h e a capacidade de refrigeração é de 616 kW nas mesmas condições dos compressores parafuso. A modulação da vazão volumétrica é dada de 25 em 25 % devido aos pistões estarem aos pares e às válvulas abrirem-se para cada conjunto quando necessário.

Os compressores menores são os Sabroe SMC 108L, tendo o diâmetro do pistão 108 mm e 8 cilindros distribuídos dois a dois. A vazão volumétrica deslocada a 1200 rpm (60 Hz)

é de 565 m³/h e a capacidade de refrigeração é de 335 kW para as mesmas condições anteriores. A modulação se dá da mesma forma que o compressor 8-180. Estes são os compressores secundários do sistema.

3.2 ESPECIFICAÇÃO DOS CONDENSADORES

O sistema é composto por três condensadores evaporativos da SemcoBac modelo VXC 454. A capacidade de rejeição de calor é de 1956 kW para cada um.

3.3 ESPECIFICAÇÃO DO SISTEMA

Os compressores são divididos em dois sistemas, o primeiro, composto por um compressor parafuso e um alternativo pequeno, opera com uma pressão de sucção mais baixa, já o segundo, com uma pressão de sucção mais alta. O compressor SMC 8-180 funciona como coringa, sendo ativado quando um dos compressores parafuso está em manutenção (pode ser acoplado tanto no primeiro como no segundo sistema). A idéia da diferença de pressão de sucção entre os dois sistemas é diminuir o impacto no compressor quando da entrada de um produto com gradiente de temperatura muito alto, que poderia acarretar em um aumento muito grande da pressão de sucção nos compressores do segundo sistema.

Além dos condensadores e compressores, o sistema é composto também por dois evaporadores (primeiro e segundo sistema) do tipo de placas inundadas com refrigerante (amônia) no estado líquido. Estes evaporadores trocam calor com um sistema secundário de água com etanol diluído a 15% para evitar o congelamento no trocador. A montagem foi realizada dessa forma para evitar que a amônia entre em contato com o produto que vai ser envasado na linha de produção (causando contaminação), e garantir uma inércia maior do sistema a mudanças de temperatura e vazão de produto nas linhas de produção.

4. MODELAGEM FÍSICA-MATEMÁTICA

Neste capítulo será explicitada a formulação utilizada no simulador para o cálculo das diferentes condições de contorno.

4.1 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

A eficiência volumétrica de um compressor (η_v) é um termo chave para explicar tendências na capacidade de refrigeração e potencia necessária de compressores. A fórmula básica é dada por:

$$\eta_v = \frac{\text{vazão volumétrica na sucção (m}^3/\text{s)}}{\text{Volume deslocado pelo compressor (m}^3/\text{s)}} \cdot 100 \quad (4.1)$$

A eficiência volumétrica é menor do que 100% devido às perdas com vazamentos nos anéis dos pistões, à queda de pressão nas válvulas de sucção e descarga, ao aquecimento do gás na sucção e à expansão do gás que permaneceu no espaço nocivo (volume mínimo da câmara de compressão) durante a compressão.

Para um compressor de pistões, pode-se calcular a eficiência volumétrica da seguinte forma:

$$V = \pi \left(\frac{D^4}{4} \right) \cdot L, \quad (4.2)$$

onde, V = volume deslocado em um ciclo do pistão [m^3]; D = diâmetro do êmbolo [m]; L = curso do pistão [m];

$$Vd = V \cdot N \cdot n \quad (4.3)$$

Onde, Vd = volume deslocado pelo compressor [m^3/s]; N = número de pistões; n = rotações por segundo [RPS];

$$\dot{m} = \frac{q_r}{\Delta h_{ev}} \quad (4.4)$$

Onde, \dot{m} = vazão mássica [kg/s] gerada no evaporador dada à troca q_r ; q_r = capacidade de refrigeração [kW] (dado pelo fabricante); Δh_{ev} = efeito do refrigerante, diferença de entalpia da entrada e saída do evaporador [kJ/kg];

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v_s \quad (4.5)$$

Onde, v_s = volume específico do gás na sucção do compressor [m^3/kg];

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{Vd} \cdot 100 \quad (4.6)$$

Onde, η_v = eficiência volumétrica [%];

A variável que mais controla a eficiência volumétrica é a razão de compressão, pode-se verificar isso no gráfico (figura 4.1) que relaciona taxa de compressão com eficiência volumétrica para o compressor Sabroe SMC 108L.

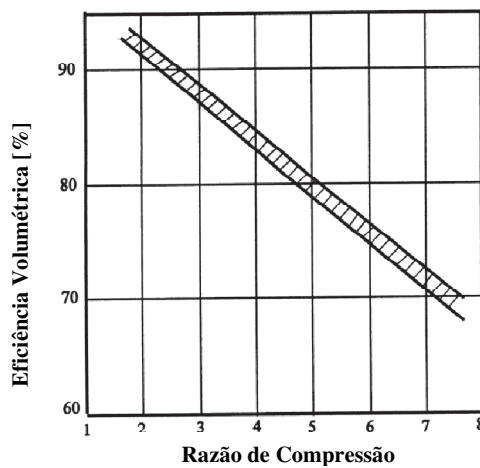


Figura 4.1 - Eficiência Volumétrica *versus* Taxa de Compressão (Sabroe SMC 108L) – Fonte STOEC-KER, W. F.; Industrial Refrigeration Handbook.

Pelo comportamento linear, o comportamento da eficiência volumétrica para os compressores foi tomado para dois pontos fornecidos no manual (temperatura de evaporação/temperatura de condensação: $-10^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}$ e $0^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}$) do fabricante e feita a interpolação linear para que se encontrassem os valores em outras taxas de compressão.

4.2 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO NA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO

Junto com a potência requerida, a capacidade de refrigeração é a característica chave de um compressor. Para um compressor possuir certa capacidade de refrigeração, ele deve ser capaz de comprimir uma vazão de gás refrigerante da sua pressão de sucção à sua pressão de descarga, fornecendo energia necessária para esse salto de entalpia. Esse salto na pressão do gás refrigerante será o ponto fundamental na definição da taxa de transferência de calor no evaporador do sistema.

A equação que expressa a taxa de refrigeração é:

$$q_r = Vd \left(\frac{\eta_v}{100} \right) \left(\frac{1}{v_s} \right) \Delta h_{ev} \quad (4.7)$$

Como se pode observar na figura 4.2, a taxa de refrigeração aumenta quanto mais se aumenta a temperatura de evaporação para uma mesma temperatura de condensação. Isso acontece porque a eficiência volumétrica aumenta significativamente quando se diminui a razão de compressão (pode se observar na linha pontilhada na figura 4.2 a temperatura de evaporação para uma razão de compressão 9), eis que quanto maior a temperatura de sucção, maior a pressão de sucção.

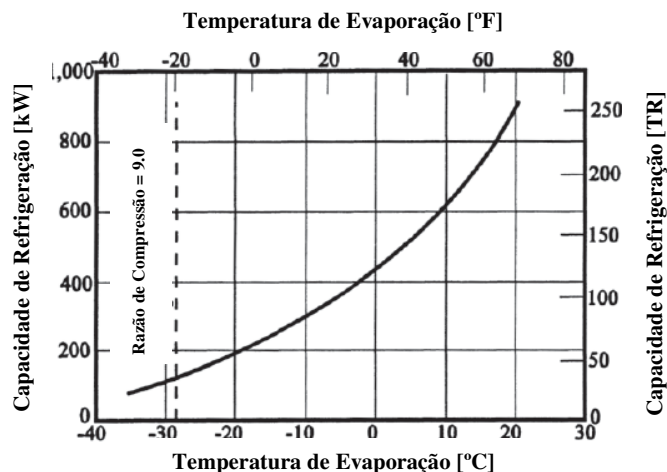


Figura 4.2 – Capacidade de refrigeração *versus* temperatura de evaporação – Fonte STOECKER, W. F.; Industrial Refrigeration Handbook.

4.3 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO NA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO

Ao se fixar a temperatura de evaporação e variar a temperatura de condensação, ocorre uma variação na capacidade de refrigeração do sistema. Pode-se observar na figura 4.3 que ao

se aumentar a temperatura de condensação diminui a taxa de evaporação do sistema. Isso se deve ao fato de a taxa de compressão aumentar com o aumento da temperatura de condensação. Além disso, a eficiência volumétrica cai devido a este aumento e o delta de entalpia entre o ponto de entrada do evaporador e o ponto de saída do evaporador diminui. Considerando todas essas mudanças na equação 4.7, obtém-se o gráfico a seguir:

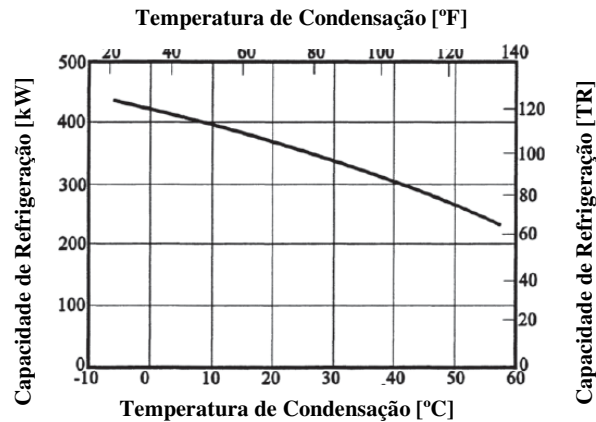


Figura 4.3 – Capacidade de refrigeração *versus* temperatura de condensação – Fonte STOECKER, W. F.; Industrial Refrigeration Handbook.

4.4 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA

Para obter o valor real da potência consumida no compressor, devem-se levar em conta as perdas reais do compressor. No entanto, para o cálculo de um compressor ideal não se leva em conta o atrito do êmbolo com o pistão (ou do fuso com a carcaça), nem a troca de calor do compressor com o ambiente.

A eficiência isentrópica depende da taxa de compressão da forma mostrada na figura 4.4 determinada para o compressor Sabroe SMC 108L. Utilizando o método das diferenças divididas de Newton, obtém-se uma curva ajustada aos dados da figura 4.4:

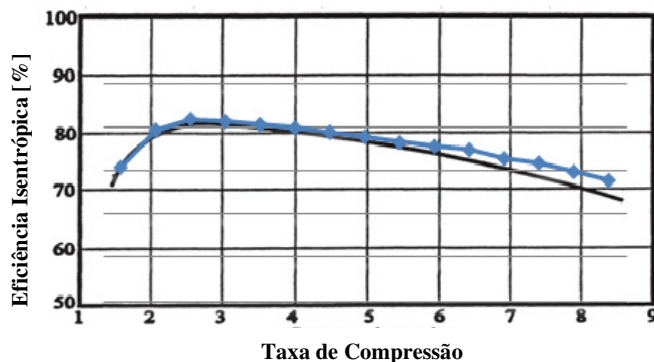


Figura 4.4 – Curva obtida pelo método das diferenças divididas sobreposta a curva obtida no livro STOECKER, W. F.; Industrial Refrigeration Handbook.

$$f(x) = -2,1164 \cdot 10^{-5}x^{10} + 0,00079365x^9 - 0,1275x^8 + 0,11486x^7 - 0,6344x^6 + 2,1978x^5 - 4,638x^4 + 5,3044x^3 - 1,9732x^2 - 1,3797x + 1,6682 \quad (4.8)$$

Onde, x = taxa de compressão; $f(x)$ = eficiência isentrópica [%];

Com o valor de eficiência isentrópica encontrada para a faixa de operação atribuída, pode se achar a potência real consumida no compressor,

$$P = \frac{\dot{m}\Delta h_{cp}}{\eta_e} \quad (4.9)$$

Onde, P = Potência real consumida pelo compressor [kW]; η_e = Eficiência Isentrópica; Δh_{cp} = Diferença de entalpia da saída do compressor e da entrada do compressor [kW/kJ];

4.5 EFEITO DAS TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO NA EFICIÊNCIA DO SISTEMA

Conhecidas as influências da temperatura de evaporação e condensação na capacidade de refrigeração e a potência real consumida pelo compressor, pode-se calcular a eficiência do sistema como um todo. Para sistemas de refrigeração industrial, essa eficiência é chamada de Coeficiente de Performance (COP [kW/kW]). O principal objetivo de se calcular esse coeficiente é descobrir o menor consumo energético possível que ainda atenda às necessidades de refrigeração da planta. Basicamente o COP pode ser calculado pela seguinte equação:

$$COP = q_r/p \quad (4.10)$$

Como se pode observar na figura 4.5, quanto maior o Coeficiente de Performance, mais eficiente é o sistema de refrigeração. Ou seja, menor é o consumo de energia elétrica para gerar uma mesma capacidade de refrigeração.

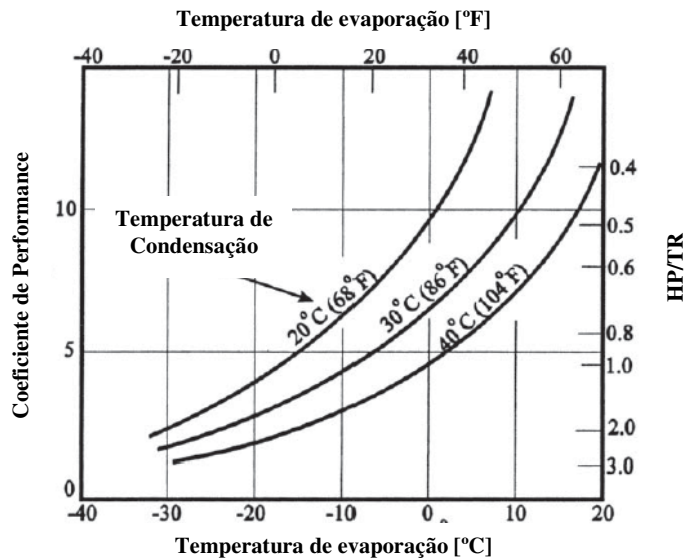


Figura 4.5 – Coeficiente de performance versus temperatura de evaporação (curvas variando a temperatura de condensação) – Fonte STOECKER, W. F.; Industrial Refrigeration Handbook.

4.10 EFEITO DA VAZÃO NA PRESSÃO DE SUÇÃO E DE DESCARGA

A vazão mássica do sistema pode ser determinada no evaporador pela transferência de calor efetiva entre o etanol e a amônia. Como o evaporador do sistema trabalha totalmente inundado por amônia no estado líquido, a equação para a vazão mássica se resume a:

$$\dot{m} = \dot{q}_r / h_{fg} \quad (4.11)$$

Onde, h_{fg} = calor latente de vaporização da amônia [kJ/kg];

Com essa informação, obtém-se a vazão mássica e sabendo a vazão volumétrica de cada compressor é possível determinar a que pressão deverá estar o gás na sucção (100% de gás na sucção devido ao sistema possuir separador de líquido). As vazões volumétricas dos compressores são dadas pelo fabricante e com elas se obtém a densidade do gás utilizando a equação 4.5.

Tendo a densidade e a temperatura de saída do evaporador, é possível achar na tabela das propriedades da amônia para qual pressão corresponde.

No caso do condensador, a vazão é definida pela taxa de troca de calor entre a amônia condensando e o ar que circula entre as serpentinas, quanto maior essa taxa, maior é a vazão suportada pelo condensador e, conseqüentemente, menor será a influência na pressão de descarga dos compressores.

5. METODOLOGIA

Para resolver o problema com diferentes parâmetros e configurações, foi utilizado o método numérico, baseado em formulações simples e em aquisição de informações de um banco de dados contendo as informações características do gás utilizado (amônia). O sistema estudado está representado no apêndice B.

A informação que pode ser pré-determinada nos equipamentos é a pressão de sucção, além disso, é possível obter a temperatura ambiente e umidade relativa do ar. Com estas informações calcula-se a capacidade de refrigeração do sistema de geração de frio (figura 5.1).

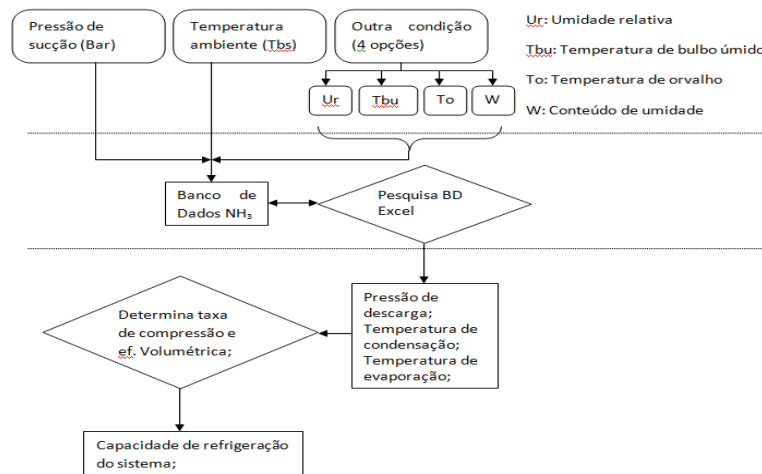


Figura 5.1 - Fluxograma do programa

O simulador em *Excel* é baseado em referências circulares para o método de iteração, utilizando um coeficiente de sub-relaxamento para amortecer a variação de cada iteração e, assim, facilitar a convergência. Ao todo foram praticamente 2000 equações resolvidas no simulador em cada iteração, o que gerou uma planilha de 60 megabytes (pode ser vista uma parcela da formulação no apêndice A).

A maior dificuldade encontrada no simulador foi deixar os acoplamentos de evaporador-compressor e compressor-condensador livres ao mesmo tempo, o que gerou uma instabilidade muito grande, então, para resolução do problema optou-se por fixar o acoplamento compressor-condensador.

Como fonte de dados das propriedades da Amônia (NH_3) foi utilizado o *CoolPack*, que possui as propriedades termodinâmicas de interesse a cada décimo °C. Esses dados foram exportados para o *Excel* (exemplo pode ser visto no Anexo A).

Algumas simplificações foram feitas, como:

- Temperatura de condensação diretamente ligada à temperatura de bulbo úmido (dado fornecido pelo fabricante);
- Propriedades termodinâmicas da água, água mais etanol diluído a 15 % e ar não variando com o aumento ou diminuição da temperatura;
- Efeito da refrigeração do óleo lubrificante dos compressores parafuso pelo sistema de amônia desconsiderado;
- Efeito da refrigeração da água de arrefecimento dos compressores alternativos nos condensadores evaporativos desconsiderado;
- Determinação da temperatura da saída do produto envasado em 3 graus centígrados (dado fornecido – Fonte BARNABE, D.; VENTURINI, G. W. F.; Análise Energética ...), constante, gerando uma troca térmica do etanol no evaporado fixa;
- Determinação da carga térmica do *fan-coil* da sala de sopro em 45000 kcal/h;
- Capacidade térmica dos condensadores em função da diferença de temperatura de condensação e temperatura de bulbo úmido;

As principais variáveis do sistema são a temperatura ambiente, que influi diretamente na capacidade de condensação, a temperatura do produto que é refrigerado pelo sistema, e a umidade relativa do ar (intercambiável com temperatura de orvalho, ou temperatura de bulbo úmido, ou carga de umidade). Além dessas variáveis, têm-se as estritamente relacionadas ao tipo de produto e quantidade sendo produzida na fábrica. Ou seja, quantos vasilhames por hora estão sendo produzidos e qual o volume envasado por hora.

Com todas essas variáveis, se calcula a capacidade de refrigeração dos evaporadores e também a eficiência volumétrica e isentrópica dos compressores. Assim, é possível a determinação do ponto de consumo energético ideal e a configuração ideal para o sistema em cada condição com base no Coeficiente de Performance máximo.

6. RESULTADOS E ANÁLISES

Com o sistema real utilizado no trabalho, foi possível colher as informações necessárias para ajustar e validar o simulador em *Excel*. Como no problema constam muitos dados de entrada (como diferentes cargas dos compressores, aberturas de válvulas, pressões), o método iterativo é a melhor forma de solução.

Buscou-se nos resultados o ponto de máximo Coeficiente de Performance.

Basicamente, os compressores parafusos trabalham em escada e modulam os outros compressores, ou seja, quando todo sistema está ligado, as válvulas de retorno dos compressores alternativos só ficarão 100% fechadas quando os compressores parafusos de seus sistemas estiverem em 100% de carga. Isso pode ser visto na tabela 6.1 logo abaixo:

Tabela 6.1 - Condições de Funcionamento dos Compressores

			Condição 1		Condição 2		Condição 3	
			Carga (%)	Psuc (bar)	Carga (%)	Psuc (bar)	Carga (%)	Psuc (bar)
1	Parafuso	SAB 163 HF	100	2,8	78	3	100	2,9
2	Parafuso	SAB 163 HF	100	3,7	65	3,9	0	NA
1	Alternativo	SMC 108L	75	2,8	0	NA	50	2,9
2	Alternativo	SMC 108L	50	3,7	0	NA	0	NA

As propriedades aplicadas do ambiente são dadas pela tabela 6.2 a seguir:

Tabela 6.2 – Propriedades Ternofísicas

Prop.Físicas	10,4ºBrix	65ºBrix	Etanol 15%	Ar	Água
ρ (kg/m ³)	1.040,0	1.310,0	972,0	1,2	1.000,0
C_p (kcal/kg°C)	0,934	0,65	1,02	0,24	1

Sendo °Brix = quantidade de açúcar diluído em água (solvente); Etanol 15% = solução de água mais etanol diluído a 15 %.

A temperatura do ambiente foi determinada para as condições estudadas como 22°C e umidade relativa de 54%, o que gera o resultado observado abaixo (tabela 6.3), em pressão ótima de condensação e temperatura de condensação.

Tabela 6.3 - Simulador Excel

Temp. Ambiente (°C)	22	←	Preencher com Temperatura Ambiente [°C]
Umidade Relativa (%)	54	←	Preencher com Umidade Relativa [%]
Temp. de Bulbo Úmido (°C)	15,1 °C	←	Cálculo Automático TBU [°C]
Pressão de Descarga Ótima*	10,0 bar (abs)	8,99 bar (rel)	
Temperatura de Condensação	24,9 °C	← ↑	Pressão e Temperatura Ótima de Condensação

Além disso, é determinada a pressão mínima de sucção, sendo ela a principal determinante da porcentagem de carga dos compressores secundários do sistema (SMC 108L). Já nos compressores principais (SAB 163HF) é determinada a temperatura de salmoura (temperatura que sai o etanol do evaporador de temperatura mais baixa). Com todas essas informações, o sistema se torna bem dinâmico, e devido aos compressores alternativos terem cargas que variam de 25 em 25%, é extremamente difícil as iterações atingirem um ponto de estabilidade. O que ocorre é uma representação bem fiel da realidade (baseada na observação do comporta-

mento do sistema real), onde o compressor principal fica em 100% de carga e o compressor secundário varia sua modulação de carga baseado na pressão de sucção.

A partir da discussão no capítulo 4.5, pode-se ter uma noção maior desse dinamismo causado pela variação da vazão requerida no sistema pelos compressores, além disso, pode-se expandir a análise para os condensadores, os quais, quando não conseguem atingir a vazão volumétrica ideal de condensação, causam um aumento da pressão de descarga dos compressores considerável.

Vale ressaltar a grande influência desses saltos e quedas de pressão em toda a eficiência térmica do sistema e a sua real capacidade de refrigeração. Além disso, o sistema estudado, quando nas condições mais extremas, sofre com a falta de capacidade nos condensadores de rejeição de calor quando o sistema está rodando na condição mais extrema (apesar do sistema ter um excesso de compressores, mais do que suficiente para suprir a demanda máxima da fábrica).

Portanto, a demanda de vazão dos compressores é diretamente proporcional à taxa de transferência de calor do evaporador (a demanda real de troca térmica), que, por conseguinte, é influente em grande parte dos parâmetros que determinam todo o funcionamento do sistema de refrigeração. Por este motivo a vazão mássica foi escolhida como abscissa nos gráficos que seguem.

Na figura 6.1a a seguir pode-se avaliar a influência dessas variações no sistema geral para um compressor parafuso SAB 163 HF. Principalmente a variação da vazão mássica dada pela requisição de mais troca térmica do sistema de etanol. Isso acontece por causa de um aumento de produção nas linhas de envase ou de uma temperatura de entrada maior do produto no trocador de calor da linha de produção (Anexo B).

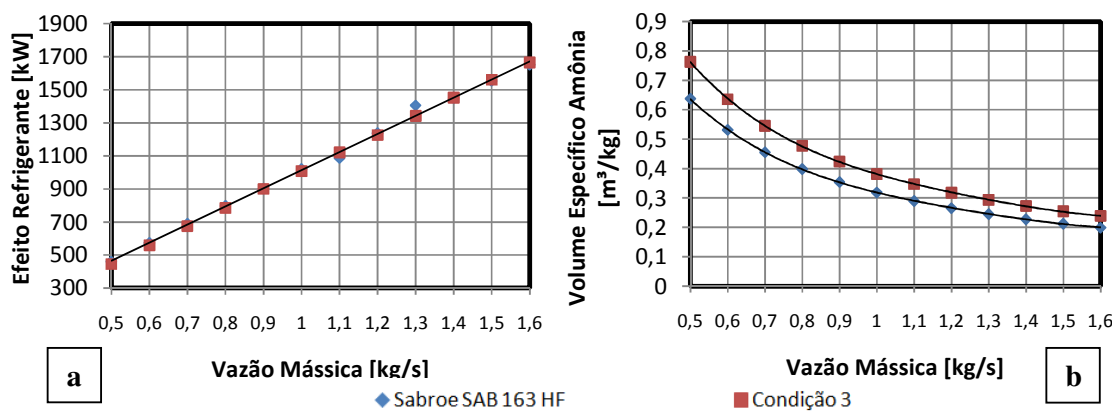


Figura 6.1 - Influência da Vazão Mássica no Efeito Refrigerante (a) e no volume específico (b).

Observa-se um crescimento linear do efeito refrigerante com o aumento da vazão, isso se deve, basicamente, ao aumento da quantidade de massa que circula no sistema, o qual é diretamente responsável pelo aumento do efeito refrigerante, como pode ser visto na equação 4.11.

Já o volume específico demonstra um comportamento decrescente (figura 6.1b). Isso se deve, justamente, pela relação da pressão com o volume específico dado para um gás isotrópico. A pressão aumenta com o efeito refrigerante, que aumenta devido à vazão mássica maior.

A temperatura de evaporação aumenta com o aumento da vazão mássica figura 6.2a devido ao aumento da pressão de sucção, figura 6.2b. Isso ocorre, pois o compressor (ou o grupo de compressores) possui uma limitação de vazão volumétrica dada pela sua geometria e

construção. Com o aumento da pressão de sucção ocorre o aumento da temperatura de evaporação.

O ideal para o sistema é a temperatura se manter entre $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, no limite superior para manter a evaporação da amônia no evaporador e acima de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ para evitar o congelamento da água com etanol diluído a 15 %.

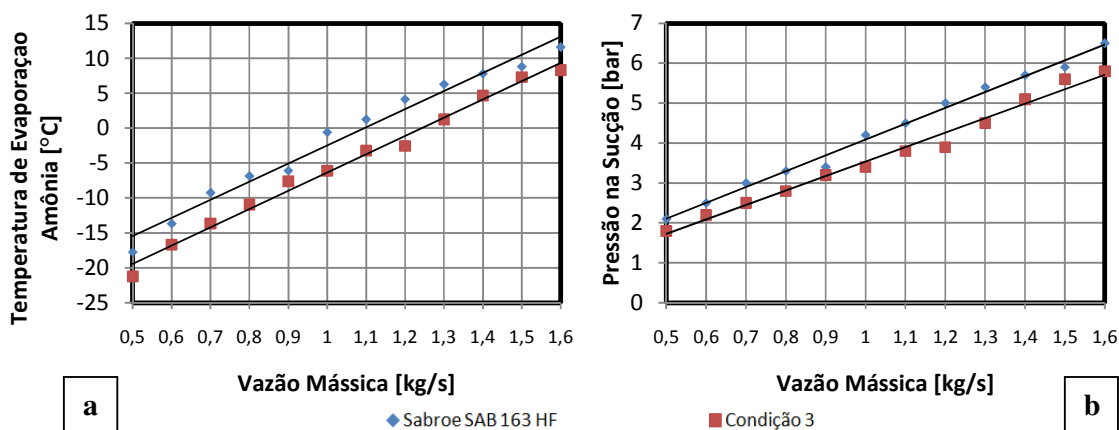


Figura 6.2 - Influência da Vazão Mássica na Temperatura de Evaporação da Amônia (a) e na Pressão de Sucção (b).

Como no texto descrito para a figura 6.2a que demonstra a influência da vazão mássica na temperatura de evaporação, na figura 6.2b pode-se observar o efeito da restrição geométrica do compressor na pressão de sucção com o aumento da vazão. Para o compressor poder aumentar a vazão mássica, deverá ocorrer um aumento da pressão de sucção para mais massa ser transportada no mesmo volume deslocado, causando um aumento no efeito refrigerante.

A eficiência volumétrica do compressor está diretamente ligada à taxa de compressão do mesmo, com um aumento da pressão de sucção ocorre uma diminuição da taxa de compressão (se mantida constante a pressão de escape) e um decorrente aumento da eficiência volumétrica, como pode ser observado na figura 4.1. Isso decorre, principalmente, do fato de menos gás escapar pelas folgas presentes nos componentes do compressor e uma menor quantidade de gás comprimido presente no espaço nocivo do compressor re-expandir após o ciclo de compressão e fechamento da válvula de escape. Portanto, como se pode observar na figura 6.3a, o aumento da vazão mássica acarreta o aumento da eficiência volumétrica.

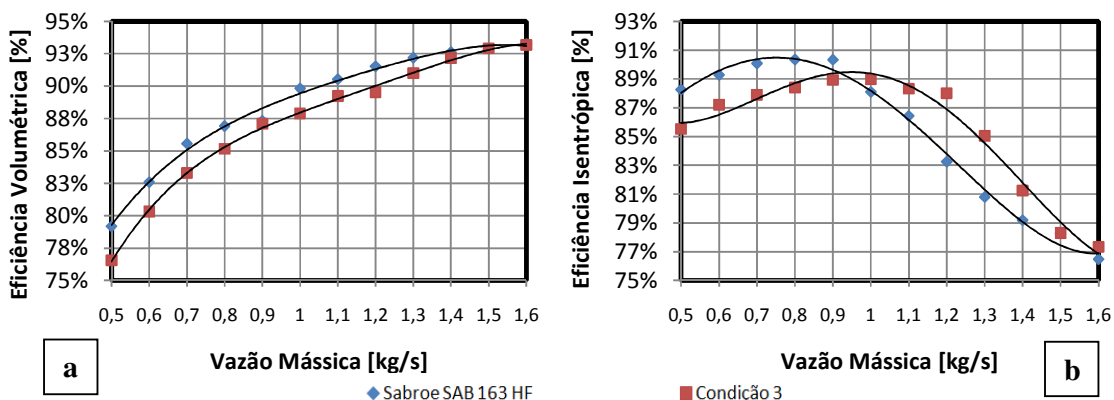


Figura 6.3 - Influência da Vazão Mássica na Eficiência Volumétrica (a) e na Eficiência Isentrópica (b).

Todos esses dados foram obtidos com a pressão de condensação de 8,50 bar, determinada pela condição do dia sobre análise. Utiliza-se a temperatura de condensação subtraindo-se a temperatura de sub-resfriamento para se chegar nessa pressão. Com essas informações é possível determinar a real influência da vazão mássica (ou solicitação do sistema) no Coeficiente de Performance.

Como a eficiência isentrópica está diretamente ligada à taxa de compressão dos compressores presentes no sistema, a curva que rege essa variação se comporta da forma demonstrada pelo fabricante, com alguma variação para mais ou para menos na curva dependente da construção do sistema como um todo (curvas, isolamento térmico, comprimento da tubulação, etc.). Pode se observar que o comportamento da curva de eficiência isentrópica (figura 6.3b) do sistema estudado coincide com o comportamento da curva dada pelo fabricante (figura 4.4), somente mudando de taxa de compressão para vazão mássica.

Pela figura 6.4 observa-se que o ponto, neste caso, de maior eficiência para o compressor SAB 163 HF seria o de vazão mássica 1,3 kg/s, ou seja, uma pressão de sucção de 5,4 bar e temperatura de evaporação em 6,28 °C, porém, o sistema precisa trabalhar com o etanol saindo a 0°C e não acima de 6,28 °C. Sendo assim, o ponto que deve ser escolhido deve contemplar essa temperatura. Portanto, o ponto ideal para essa combinação de produção da fábrica e ambiente seria o de vazão mássica a 1 kg/s, até esse ponto o sistema consegue manter a temperatura do etanol em 0 °C utilizando apenas um compressor parafuso. Caso a solicitação aumente, os compressores auxiliares devem ser ativados. É possível reparar que abaixo da vazão mássica de 1 kg/s, o compressor parafuso começa a diminuir a sua vazão volumétrica aumentando a abertura de sua válvula de retorno (varia de 0 a 100%) para a temperatura não cair demasiadamente e acarretar em um congelamento da mistura etanol 15% mais água dentro do evaporador.

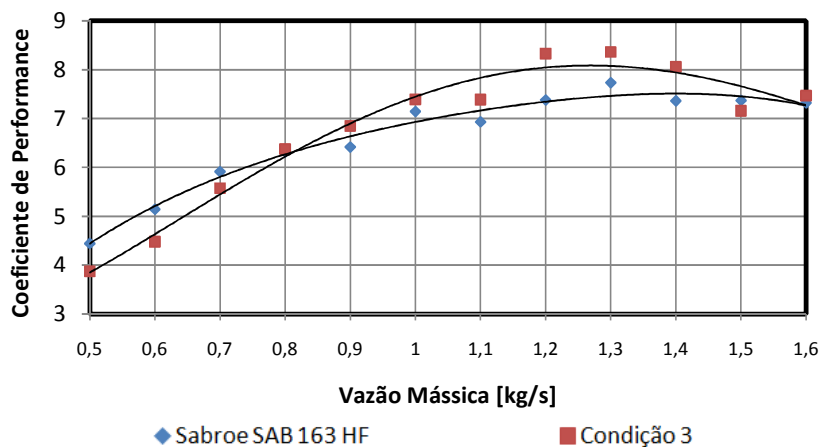


Figura 6.4 – Influência da Vazão Mássica no Coeficiente de Performance.

No caso de um aumento de vazão no sistema devido à solicitação de carga térmica maior por parte da produção da fábrica (maior demanda de troca térmica) os compressores auxiliares assumem a sua parcela na vazão reduzindo a temperatura de evaporação da amônia, já que a pressão de sucção baixa consequentemente com o aumento da vazão volumétrica disponível. Como se pode observar na condição 3, ativando o compressor SMC 108L a 50% de carga a temperatura de evaporação cai para 1,26°C e a pressão de sucção cai para 4,5 bar

para a mesma vazão de 1.3 kg/s. Se fosse definida uma pressão de sucção de 4 bar, o compressor iria oscilar de 100% de carga e 75% *ad aeternum* já que o ponto ideal ficaria entre esses dois valores de carga (nota-se que carga é quantas válvulas de retorno para a sucção realmente estão abertas, o que gera uma redução da vazão volumétrica; o compressor alternativo possui 8 pistões em 4 pares com 4 válvulas).

7. CONCLUSÕES

Conclui-se com este trabalho que o Coeficiente de Performance deve ser determinado para cada condição de produção da fábrica e ambiente, pois os parâmetros determinados pelo ambiente que são necessários para verificar a melhor condições de consumo energético do sistema variam em relação a hora do dia, dia da semana e mês do ano. Portanto, a aplicação do simulador seria mais útil com captação de dados *online* e variação dos parâmetros dos compressores baseado na demanda instantânea do sistema de etanol, gerando instantaneamente a configuração ideal do sistema e o COP real. Como a troca de calor do etanol para a amônia foi considerada constante para a solução final, já que para determinar a troca de calor real em um evaporador do tipo de placas com ranhuras é necessária toda uma análise e formulação mais complexa.

Algumas conclusões relacionadas ao comportamento do sistema foram observadas:

- A condição 3 atinge o maior Coeficiente de Performance em vazões mássicas maiores, isso se deve ao fato da vazão volumétrica disponível ser maior. Além disso, o ponto de máxima do Coeficiente de Performance para a condição 3 coincide com o intervalo ideal de temperatura de evaporação de amônia;
- Os compressores parafusos do sistema estudado são mais eficientes tanto volumetricamente quanto isoentropicamente do que os compressores alternativos. Isso pode ser observado pelo efeito prejudicial que a adição do compressor alternativo SMC 108L tem nesses dois parâmetros;
- O compressor alternativo modula de 25 em 25% sua vazão volumétrica, o que dificulta a convergência do sistema a um ponto de equilíbrio estático. O que ocorre no sistema real é bem similar ao que ocorre no sistema simulado, o compressor parafuso fica modulado em 100% enquanto o alternativo fica variando sua modulação sem parar;
- O ponto ótimo do sistema depende da combinação de vários parâmetros do sistema, portanto deve ser determinado para cada caso. Para a condição 3 seria a 1,3 kg/s de vazão;

Para futuros trabalhos, é desejável desenvolver a análise do sistema de refrigeração de etanol – produto acabado, pois é um sistema bastante complexo com tubulações de distribuição paralelas, trocadores de calor de placas de diferentes tamanhos, trocadores de calor do tipo *fan-coil* e válvulas reguladoras de vazão moduláveis de 0 a 100%. Para resolver esse sistema também se faz necessário um método iterativo.

8. REFERÊNCIAS

ASHRAE; **Handbook of Fundamentals – Thermodynamics and Refrigeration Cycles**. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2009.

ATAÍDE, E. J. L. S.; COSTA, M. S.; **Análise Experimental de Compressores de Refrigeração**. Brasília, Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, UNB, 2005.

BARNABE, D.; VENTURINI, G. W. F.; **Análise Energética e Econômica da Produção de Refrigerantes a Partir de Fontes Alternativas de Acerola**. Botucatu, Dissertação de Mestrado, UNESP; Revista Energia, vol. 21, n.2, p.16-32, 2006.

BEYER, P. O.; **Apostila de Ciclos de Refrigeração**. Porto Alegre, Apostila de Climatização II, UFRGS, 2008.

FREITAS, L. J. R. F.; **Simulação de Sistemas para Avaliação do Processo de Produção de Refrigerantes**. Campinas, UNICAMP, 2009.

JOFFILY, L. A. L.; MUNDIM, S. L.; **Análise Experimental de Desempenho de Compressores de Refrigeração**. Brasília, Relatório de Projeto de Graduação 2, UNB, 2004.

MELLO, C. R.; YANAGY, T. JR.; **Escolha de Bombas Centrífugas**. Lavras, UFLA.

NAKALSKI, A. T.; **Modelos Matemáticos para o Aprimoramento do Desempenho Térmico de Condensadores Evaporativos**. Porto Alegre, Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2007.

NOTA TÉCNICA Nº 03/2004; **Refrigeração Industrial por Amônia – Riscos, Segurança e Auditoria Fiscal**. Brasília, MTE, SIT, DSST, 2005.

SABROE; **Instruction Manual for SAB 163-4P Mk1**. Disponível em: www.repalco.cl/

SABROE; **Instruction Manual for SAB 202**. Disponível em: www.hiarkorea.co.kr

SABROE; **Manual dos Compressores SMC 104-106-108 Mk3 e TSMC 108 Mk3, S – L – E**. Disponível em: www.repalco.cl/

SABROE; **Manual do Compressor SMC 8-180**. Disponível em: www.repalco.cl/

SABROE; **Sabroe Product Description – SAB 163 Screw Compressor**. Disponível em: www.sabroe.com

SEMCO; **Procedimentos e Dados de Seleção – VXC 454**. São Paulo, Semco Equipamentos Industriais Ltda. Disponível em: www.semco.com.br

SKOVRUP, M. J.; JAKOBSEN, A.; RASMUSSEN, B. D.; ANDERSEN, S. E.; **CoolPack version 1,46**. Lyngby, Technical University of Denmark, 2000. Disponível em: www.et.dtu.dk/CoolPack

9. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

BURDEN, L. R.; FAIRES, J. D.; **Análise Numérica**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 7ª Edição, 2003.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 6ª Edição, 2008.

JALURIA, Y.; **Design and Optimization of Thermal Systems**. New York: Ed. CRC Press, 2nd Edition, 2008.

HENN, E. A. L.; **Máquinas de Fluido**. Santa Maria: Ed. UFSM, 2ª Edição, 2006.

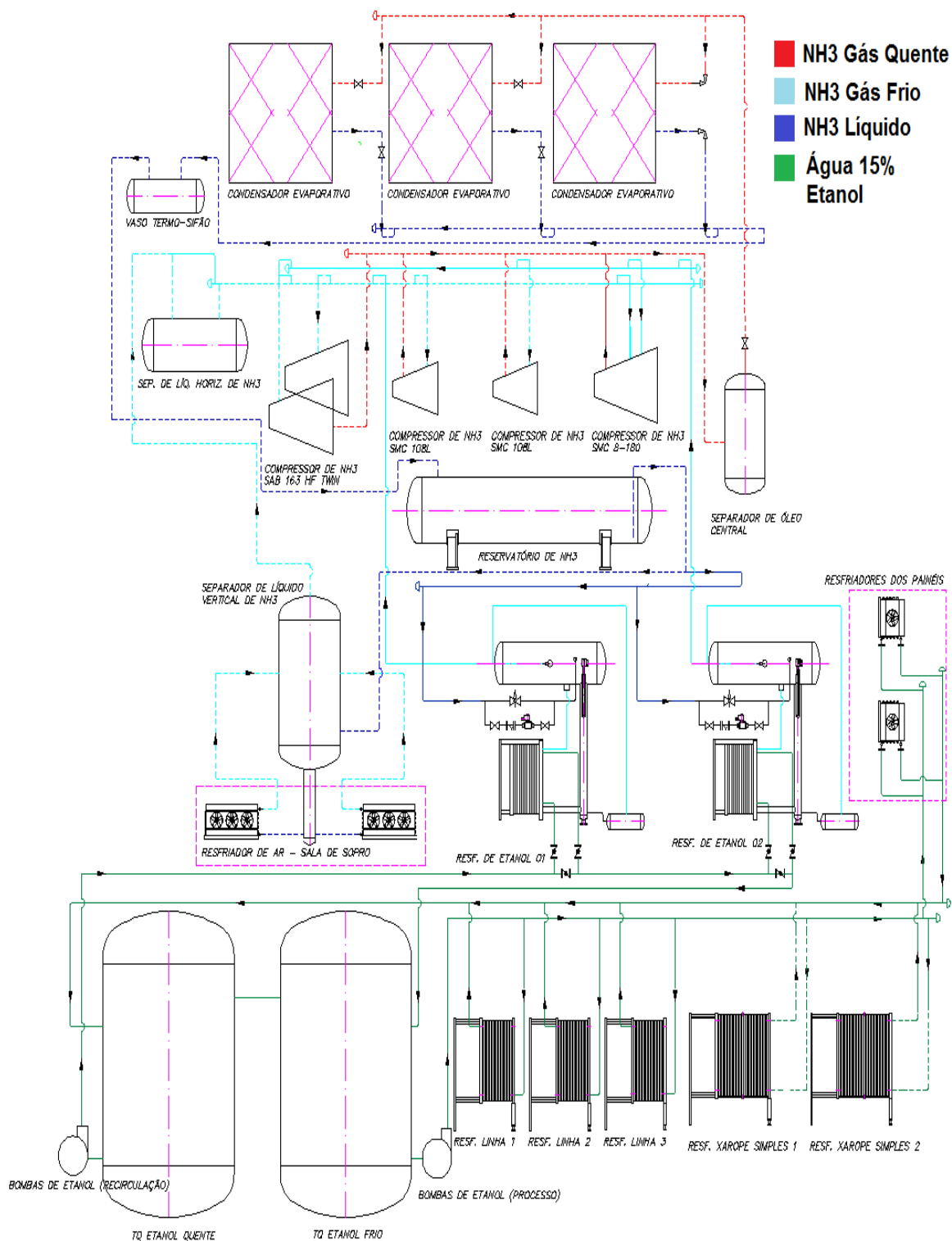
STOECKER, W. F.; **Industrial Refrigeration Handbook**. New York: Ed. McGraw-Hill Professional, 1th Edition, 1998.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORNAKKE, C.; **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo: Ed. Edgard Blücher, 6ª Edição, 2003.

APÊNDICE A - FORMULAÇÃO EXCEL (EXEMPLIFICAÇÃO)

Planilha cálculo TBU... cal	F24	p [Bar]	= "p [Bar]"
Planilha cálculo TBU... cal	C25	-1,90	=ARREDONDAR.PARA.CIMA(PROCV(C23;tabela1!\$B\$2:\$N\$65528;3;1);1)
Planilha cálculo TBU... cal	D25	4,00	=PROCV(C23;tabela1!\$B\$2:\$N\$65528;1;1)
Planilha cálculo TBU... cal	E25	4,20	=ARREDONDAR.PARA.CIMA(PROCV(E23;tabela1!\$B\$2:\$N\$65528;3;1);1)
Planilha cálculo TBU... cal	F25	5,00	=PROCV(E23;tabela1!\$B\$2:\$N\$65528;1;1)
Planilha cálculo TBU... Plan1	F10	H gas [kJ/kg]	= "H gas [kJ/kg]"
Planilha cálculo TBU... Plan1	C10	T [Deg. C]	= "T [Deg. C]"
Planilha cálculo TBU... Plan1	D10	p [Bar]	= "p [Bar]"
Planilha cálculo TBU... Plan1	E11	1458,59	=BDEXTRAIR(tabela1!\$A\$1:\$N\$65528;tabela1!\$E\$1;Plan1!C10:D11)
Planilha cálculo TBU... Plan1	C11	-1,9	=CB
Planilha cálculo TBU... Plan1	D11	4,00	=SE((ARREDONDAR.PARA.CIMA(Plan1!H8;1)-Plan1!H8)>0,05;ARREDONDAR.PARA.BAIXO(Plan1!H8;1);ARREDONDAR.PARA.CIMA(Plan1!H8;1))
Planilha cálculo TBU... Plan1	C13	T [Deg. C]	= "T [Deg. C]"
Planilha cálculo TBU... Plan1	D13	p [Bar]	= "p [Bar]"
Planilha cálculo TBU... Plan1	B14	300,5779648	=PROCV(C14;tabela1!\$A\$1:\$N\$65528;6;1)
Planilha cálculo TBU... Plan1	C14	21,80338909	=C5+H7
Planilha cálculo TBU... Plan1	D14	9,1	=SE((ARREDONDAR.PARA.CIMA(Plan1!H9;1)-Plan1!H9)>0,05;ARREDONDAR.PARA.BAIXO(Plan1!H9;1);ARREDONDAR.PARA.CIMA(Plan1!H9;1))
Planilha cálculo TBU... Plan1	E10	T [Deg. C]	= "T [Deg. C]"
Planilha cálculo TBU... Plan1	F10	p [Bar]	= "p [Bar]"
Planilha cálculo TBU... Plan1	G10	S gas [kJ/(kg K)]	= "S gas [kJ/(kg K)]"
Planilha cálculo TBU... Plan1	E11	0,1	
Planilha cálculo TBU... Plan1	F11	4,00	=D11
Planilha cálculo TBU... Plan1	G11	5,69265141	=BDEXTRAIR(tabela1!\$A\$1:\$N\$65528;tabela1!\$G\$1;E10:F11)
Planilha cálculo TBU... Plan1	F14	Cp/Cv	
Planilha cálculo TBU... Plan1	G14	1,396086361	=BDEXTRAIR(tabela1!\$A\$1:\$N\$65528;tabela1!L1;Plan1!\$C\$10:\$D\$11);BDEXTRAIR(tabela1!\$A\$1:\$N\$65528;tabela1!M1;Plan1!\$C\$10:\$D\$11)
Planilha cálculo TBU... Plan1	D33	0,1	
Planilha cálculo TBU... Plan1	D34	0,1	
Planilha cálculo TBU... Plan1	D35	8	
Planilha cálculo TBU... Plan1	D36	1200	
Planilha cálculo TBU... Plan1	D37	0,9182	=D47
Planilha cálculo TBU... Plan1	D38	0,125663706	=D36/60*G35*G39
Planilha cálculo TBU... Plan1	D39	0,002799159	=D33^2/4*PI()*D34
Planilha cálculo TBU... Plan1	D40	0,373386739	=D41/G20
Planilha cálculo TBU... Plan1	D41	0,115389889	=D38*D37
Planilha cálculo TBU... Plan1	D42	432	=D40*(B11-E14)
Planilha cálculo TBU... Plan1	D43	371852	=D42*960
Planilha cálculo TBU... Plan1	D45	0,814491	
Planilha cálculo TBU... Plan1	D46	0,880558	
Planilha cálculo TBU... Plan1	D47	0,918244	=(C47-C46)/(C46-C45)*(D46-D45)+D46
Planilha cálculo TBU... Plan1	D49	432	=D38*D37*1/SG\$20*(8811-8814)
Planilha cálculo TBU... Plan1	D50	371852	=D49*960
Planilha cálculo TBU... Plan1	G33	0,18	
Planilha cálculo TBU... Plan1	G34	0,11	
Planilha cálculo TBU... Plan1	G35	8	
Planilha cálculo TBU... Plan1	G36	850	
Planilha cálculo TBU... Plan1	G37	0,8513	=G47
Planilha cálculo TBU... Plan1	G38	0,317238026	=G36/60*G35*G39
Planilha cálculo TBU... Plan1	G39	0,002799159	=G33^2/4*PI()*G34
Planilha cálculo TBU... Plan1	G40	0,873874967	=G41/SG\$20
Planilha cálculo TBU... Plan1	G41	0,270058695	=G38*G37
Planilha cálculo TBU... Plan1	G42	1012	=G40*(8811-8814)
Planilha cálculo TBU... Plan1	G43	870282	=G42*960
Planilha cálculo TBU... Plan1	G45	0,741914	
Planilha cálculo TBU... Plan1	G46	0,811556	
Planilha cálculo TBU... Plan1	G47	0,851281	=(C47-C46)/(C46-C45)*(G46-G45)+G46
Planilha cálculo TBU... Plan1	G49	1012	=G38*G37*1/SG\$20*(8811-8814)
Planilha cálculo TBU... Plan1	G50	870282	=G49*960
Planilha cálculo TBU... Plan1	J33	0,005384977	=J28/(3550*60)
Planilha cálculo TBU... Plan1	J36	3550	
Planilha cálculo TBU... Plan1	J37	0,885029	=K47
Planilha cálculo TBU... Plan1	J38	0,318611111	=J36/60*J39
Planilha cálculo TBU... Plan1	J39	0,005384977	=J33/(3550*J36)
Planilha cálculo TBU... Plan1	J40	0,912451317	=J41/SG\$20
Planilha cálculo TBU... Plan1	J41	0,28198017	=J38*J37
Planilha cálculo TBU... Plan1	J42	1057	=J40*(8811-8814)
Planilha cálculo TBU... Plan1	J43	908700	=J42*960
Planilha cálculo TBU... Plan1	J45	4,655172414	
Planilha cálculo TBU... Plan1	J46	3,139534884	=C46
Planilha cálculo TBU... Plan1	J47	2,275000	=80\$14/80\$11
Planilha cálculo TBU... Plan1	J49	1057	=J38*J37*1/SG\$20*(8811-8814)
Planilha cálculo TBU... Plan1	J50	908700	=J49*960
Planilha cálculo TBU... cal	L37	1227,995275	=SE(L35>0;C:\Users\Euler\Documents\Meus arquivos recebidos\Area 1-psirometria.xls\Plan1!\$115;C:\Users\Euler\Documents\Meus arquivos recebidos\Area 1-psirometria.xls\Plan1!\$115)
Planilha cálculo TBU... cal	L38	0,007630	=0,62198*(L37/(L19-L37))
Planilha cálculo TBU... cal	L39	2338,8037	=L21
Planilha cálculo TBU... cal	L40	0,014695879	=0,62198*(L39/(L19-L39))
Planilha cálculo TBU... cal	L41	0,519226055	=L38/L40
Planilha cálculo TBU... cal	L42	0,525052733	=L41/((1-(1-41)*L39/L19))
Planilha cálculo TBU... cal	L43	0,855025269	=287,055*174,19*(1+1,6078*L38)
Planilha cálculo TBU... cal	L44	44,57816375	=1,006*L17+(2501+1,805*L17)*L38
Planilha cálculo TBU... cal	L45	15,98	=SE((N45-L38)/O46;SE(L38>N45;L45+0,01;L45-0,01))
Planilha cálculo TBU... cal	L46	1,169556077	=L43/43
Planilha cálculo TBU... cal	N45	0,007638905	=((2501-2,381*L45)*L45/(L17-L45))/(2501+1,805*L17-4,1868*L45)
Planilha cálculo TBU... cal	P45	0,011359023	=0,62198*L45/(L19-L45)
Planilha cálculo TBU... cal	R45	1816,116884	=SE(L45>0;EXP(-5800,2206/(L45+273,15))+1,3914993-0,048640239*(L45+273,15)+0,000041764768*(L45+273,15)^2-0,00000014452093*(L45+273,15)^3+LN(L45))
Planilha cálculo TBU... cal	O46	13,5	
Planilha cálculo TBU... Simulador Sistema Frio	M146	9,7	=K146-593
COP cálculo.xls Plan1	B2	Sistema 1 (-3/35°C)	
COP cálculo.xls Plan1	C3	SMC 108L	
COP cálculo.xls Plan1	B4	isentrópico	
COP cálculo.xls Plan1	C4	0,815313351	=M39
COP cálculo.xls Plan1	B5	W	
COP cálculo.xls Plan1	C5	54,07027286	= [Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]#REF!D40*[Plan1!\$B\$13]-[Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]#R...
COP cálculo.xls Plan1	B6	COP	
COP cálculo.xls Plan1	C6	7,996664999	= [Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]#REF!D49*[Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]Simulador Sistem...
COP cálculo.xls Plan1	C8	56,54866776	= [Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]#REF!D36*60*[Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]#REF!D34*2...
COP cálculo.xls Plan1	D8	Tauper	
COP cálculo.xls Plan1	B9	H gas [kJ/kg]	= "H gas [kJ/kg]"
COP cálculo.xls Plan1	C9	1603,399342	= (Plan1!\$B\$13-[Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]#REF!\$B\$11)/C4+[Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado...
COP cálculo.xls Plan1	D9	66,9	=SOMARPRODUTO([Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]tabela2!\$E\$2:\$E\$65528)-Plan1!C\$9)*([Planilha cálculo TBU\PressãoDescar...
COP cálculo.xls Plan1	D10	0	=SOMARPRODUTO([Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]tabela2!\$E\$2:\$E\$65528)-Plan1!C\$9)*([Planilha cálculo TBU\PressãoDescar...
COP cálculo.xls Plan1	B12	H gas [kJ/kg]	= "H gas [kJ/kg]"
COP cálculo.xls Plan1	C12	Tauperquecimento	
COP cálculo.xls Plan1	B13	1576,654574	=SOMARPRODUTO([Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCondens_alterado.xls]tabela2!\$G\$2:\$G\$65528)-[Planilha cálculo TBU\PressãoDescarga\TempCon...

APÊNDICE B - DIAGRAMA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO ESTUDADO



ANEXO A - MODELO: TABELA PROPRIEDADES AMÔNIA UTILIZADA

T [Deg. C]	p [Bar]	P saturated liquid [Bar]	T saturated liquid [Deg. C]	H gas [kJ/kg]	H saturated liquid [kJ/kg]	S gas [kJ/(kg K)]	S saturated liquid [kJ/(kg K)]	v liquid [dm ³ /kg]	v gas [m ³ /kg]	Cp liquid [kJ/(kg K)]	Cp gas [kJ/(kg K)]	Cv gas [kJ/(kg K)]	Heat of evap. [kJ/kg]
-12	1	2,678530691	-33,59320524	1465,532993	145,4636562	6,316909551	0,796766971	1,527470029	1,25084988	4,522489105	2,209902681	1,655464255	1301,375066
-12	1,1	2,678530691	-31,68196889	1464,450612	145,4636562	6,267159166	0,796766971	1,527470029	1,134912207	4,522489105	2,226662767	1,665085842	1301,375066
-12	1,2	2,678530691	-29,90652821	1463,364475	145,4636562	6,221446988	0,796766971	1,527470029	1,038290696	4,522489105	2,243555525	1,674739877	1301,375066
-12	1,3	2,678530691	-28,24682215	1462,274541	145,4636562	6,179123556	0,796766971	1,527470029	0,956527703	4,522489105	2,260583203	1,684426712	1301,375066
-12	1,4	2,678530691	-26,68701648	1461,180767	145,4636562	6,139683999	0,796766971	1,527470029	0,886439197	4,522489105	2,277748106	1,694146706	1301,375066
-12	1,5	2,678530691	-25,21441231	1460,083113	145,4636562	6,102728054	0,796766971	1,527470029	0,82569022	4,522489105	2,295052595	1,703900226	1301,375066
-12	1,6	2,678530691	-23,81865208	1458,981534	145,4636562	6,067933017	0,796766971	1,527470029	0,772529554	4,522489105	2,312499091	1,713687645	1301,375066
-12	1,7	2,678530691	-22,4911707	1457,875986	145,4636562	6,035034905	0,796766971	1,527470029	0,725618029	4,522489105	2,330090077	1,723509342	1301,375066
-12	1,8	2,678530691	-21,22479955	1456,766425	145,4636562	6,003815013	0,796766971	1,527470029	0,683914068	4,522489105	2,347828098	1,733365703	1301,375066
-12	1,9	2,678530691	-20,01347487	1455,652804	145,4636562	5,974090111	0,796766971	1,527470029	0,646595375	4,522489105	2,365715766	1,743257124	1301,375066
-12	2	2,678530691	-18,852019	1454,535077	145,4636562	5,945705158	0,796766971	1,527470029	0,613004108	4,522489105	2,38375576	1,753184005	1301,375066
-12	2,1	2,678530691	-17,73597356	1453,413197	145,4636562	5,918527791	0,796766971	1,527470029	0,582607731	4,522489105	2,401950828	1,763146756	1301,375066
-12	2,2	2,678530691	-16,66147037	1452,287114	145,4636562	5,892444106	0,796766971	1,527470029	0,55497053	4,522489105	2,420303792	1,773145794	1301,375066
-12	2,3	2,678530691	-15,62513035	1451,15678	145,4636562	5,867355369	0,796766971	1,527470029	0,529732566	4,522489105	2,43881755	1,783181545	1301,375066
-12	2,4	2,678530691	-14,62398332	1450,022145	145,4636562	5,843175433	0,796766971	1,527470029	0,506593989	4,522489105	2,457495074	1,793254442	1301,375066
-12	2,5	2,678530691	-13,65540363	1448,883156	145,4636562	5,819828679	0,796766971	1,527470029	0,485302545	4,522489105	2,47633942	1,803364927	1301,375066
-12	2,6	2,678530691	-12,71705821	1447,739761	145,4636562	5,797248366	0,796766971	1,527470029	0,465645333	4,522489105	2,495353725	1,813513453	1301,375066
-12	2,7	2,678530691	-11,80686398	1446,591908	145,4636562	5,775375285	0,796766971	1,527470029	0,447440642	4,522489105	2,514541213	1,823700478	1301,375066
-12	2,8	2,678530691	-10,92295294	1445,439541	145,4636562	5,754156665	0,796766971	1,527470029	0,430532804	4,522489105	2,533905196	1,833926472	1301,375066
-12	2,9	2,678530691	-10,06364309	1444,282604	145,4636562	5,73354527	0,796766971	1,527470029	0,414787621	4,522489105	2,553449082	1,844191915	1301,375066
-12	3	2,678530691	-9,227414164	1443,121041	145,4636562	5,713498641	0,796766971	1,527470029	0,400088786	4,522489105	2,573176371	1,854497296	1301,375066
-12	3,1	2,678530691	-8,412887282	1441,954795	145,4636562	5,693978475	0,796766971	1,527470029	0,386335001	4,522489105	2,593090663	1,864843113	1301,375066
-12	3,2	2,678530691	-7,618798715	1440,783805	145,4636562	5,674950094	0,796766971	1,527470029	0,373437628	4,522489105	2,613195665	1,875229878	1301,375066
-12	3,3	2,678530691	-6,844022952	1439,608011	145,4636562	5,656381996	0,796766971	1,527470029	0,361318771	4,522489105	2,633495186	1,885658109	1301,375066
-12	3,4	2,678530691	-6,087500182	1438,427352	145,4636562	5,63824548	0,796766971	1,527470029	0,349909701	4,522489105	2,653993149	1,896128338	1301,375066
-12	3,5	2,678530691	-5,348268125	1437,241764	145,4636562	5,620514314	0,796766971	1,527470029	0,33914954	4,522489105	2,674693591	1,90664111	1301,375066
-12	3,6	2,678530691	-4,625441249	1436,051183	145,4636562	5,603164462	0,796766971	1,527470029	0,328984173	4,522489105	2,695600671	1,917196977	1301,375066
-12	3,7	2,678530691	-3,918202697	1434,855543	145,4636562	5,586173837	0,796766971	1,527470029	0,319365337	4,522489105	2,716718671	1,927796508	1301,375066
-12	3,8	2,678530691	-3,225797262	1433,654777	145,4636562	5,569522097	0,796766971	1,527470029	0,310249847	4,522489105	2,738052002	1,938440282	1301,375066
-12	3,9	2,678530691	-2,547525238	1432,448816	145,4636562	5,553190462	0,796766971	1,527470029	0,301598946	4,522489105	2,759605212	1,949128891	1301,375066
-12	4	2,678530691	-1,882737033	1431,237589	145,4636562	5,537161551	0,796766971	1,527470029	0,293377752	4,522489105	2,781382985	1,95986294	1301,375066
-12	4,1	2,678530691	-1,23082842	1430,021025	145,4636562	5,52141925	0,796766971	1,527470029	0,285554787	4,522489105	2,803390153	1,97064305	1301,375066
-12	4,2	2,678530691	-0,591236345	1428,79905	145,4636562	5,505948581	0,796766971	1,527470029	0,278101568	4,522489105	2,825631699	1,981469854	1301,375066
-12	4,3	2,678530691	0,036564791	1427,571588	145,4636562	5,490735603	0,796766971	1,527470029	0,270992262	4,522489105	2,848112766	1,992344	1301,375066
-12	4,4	2,678530691	0,653066431	1426,338563	145,4636562	5,475767308	0,796766971	1,527470029	0,264203382	4,522489105	2,870838658	2,003266152	1301,375066
-12	4,5	2,678530691	1,258728809	1425,099895	145,4636562	5,461031542	0,796766971	1,527470029	0,25771353	4,522489105	2,893814854	2,014236988	1301,375066
-12	4,6	2,678530691	1,853983577	1423,855504	145,4636562	5,446516924	0,796766971	1,527470029	0,251503167	4,522489105	2,917047006	2,025257204	1301,375066
-12	4,7	2,678530691	2,43923616	1422,605307	145,4636562	5,432212785	0,796766971	1,527470029	0,245554415	4,522489105	2,940540958	2,036327512	1301,375066
-12	4,8	2,678530691	3,014867876	1421,34922	145,4636562	5,418109101	0,796766971	1,527470029	0,239850887	4,522489105	2,964302744	2,04744864	1301,375066
-12	4,9	2,678530691	3,581237839	1420,087155	145,4636562	5,404196443	0,796766971	1,527470029	0,23437753	4,522489105	2,988338604	2,058621336	1301,375066
-12	5	2,678530691	4,138684679	1418,819024	145,4636562	5,390465926	0,796766971	1,527470029	0,229120497	4,522489105	3,012654987	2,069846366	1301,375066
-12	5,1	2,678530691	4,687528094	1417,544735	145,4636562	5,376909166	0,796766971	1,527470029	0,224067025	4,522489105	3,037258564	2,081124513	1301,375066
-12	5,2	2,678530691	5,22807026	1416,264194	145,4636562	5,363518239	0,796766971	1,527470029	0,219205332	4,522489105	3,06215624	2,092456582	1301,375066
-12	5,3	2,678530691	5,76059711	1414,977307	145,4636562	5,350285647	0,796766971	1,527470029	0,214524523	4,522489105	3,087355156	2,103843399	1301,375066
-12	5,4	2,678530691	6,285379494	1413,683975	145,4636562	5,337204283	0,796766971	1,527470029	0,210014511	4,522489105	3,112862707	2,115285808	1301,375066
-12	5,5	2,678530691	6,802674244	1412,384096	145,4636562	5,324267402	0,796766971	1,527470029	0,205665941	4,522489105	3,138686558	2,126784679	1301,375066
-12	5,6	2,678530691	7,312725135	1411,077568	145,4636562	5,311468595	0,796766971	1,527470029	0,201470125	4,522489105	3,164834644	2,138340901	1301,375066