

3

ANÁLISE DOS PARÂMETROS DO MODELO MATEMÁTICO

Uma vez fixado o modelo matemático, o comportamento do sistema dependerá dos valores que tomem os diferentes parâmetros. Estes parâmetros têm que estar de acordo com as propriedades físicas dos materiais, características do ciclo, realidades tecnológicas e outros fatores. Desta maneira, os resultados dependem de como variam os parâmetros e da interação entre eles. Esta análise que será feita a seguir será dividida entre o circuito dos coletores concentradores, o circuito de ciclo Rankine orgânico e o armazenamento térmico, mas, sempre respeitando a necessária relação entre eles como um todo.

3.1

CIRCUITO DOS COLETORES CONCENTRADORES PARABÓLICOS

3.1.1

Análise do fluido térmico (HTF) no circuito dos coletores solares

Foram analisados diferentes fluidos térmicos disponíveis no mercado. As empresas fornecedoras destes fluidos recomendam, para aplicações solares, que possam trabalhar com temperaturas entre 300 °C e 400 °C. Com base nesta informação, os fluidos térmicos mais adequados para serem usados nos coletores solares seriam os seguintes:

Tabela 3.1 – Características dois principais fluidos térmicos (HTFs) estudados

Provedor	HTF	Temperatura de trabalho (fase líquida)	Temperatura de saturação a P_{atm}	Pressão de vapor a $T_{máx}$
Radco	XCEL THERM® MK1	12 - 400	~246	1080
	XCEL THERM® LV1	7,2 - 370	~259	715
DOW	SYLTHERM 800	-40 - 400	~128	1373
	DOW THERM A	15 - 400	~256	1064
Therminol	Therminol 66	0 - 345	~359	75,4
	Therminol VP-1	12 - 400	~257	1070
Paratherm	Paratherm HR	24 - 357	~335	~152
	Paratherm NF	36 - 332	Maior a 343	~17

3.1.1.1

Propriedades termodinâmicas dos fluidos térmicos (HTFs)

Os fabricantes de fluidos térmicos normalmente fornecem informação das propriedades destes fluidos em forma de tabelas em função da temperatura. A maioria desta informação é baseada no estado líquido, mas, também é fornecida para determinadas substâncias as propriedades para o estado gasoso como vapor saturado. Como para a simulação são necessárias as equações destas propriedades em função da temperatura (estado líquido) é conveniente realizar regressões a partir dos dados conhecidos e obter tais equações. A continuação se mostram os gráficos das regressões para o fluido Paratherm HR:

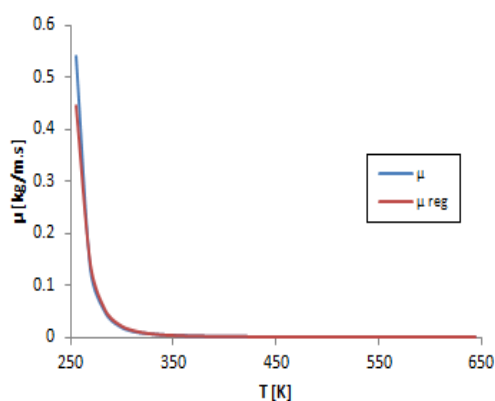


Figura 3.1 - Regressão da viscosidade dinâmica a partir de dados de [24]

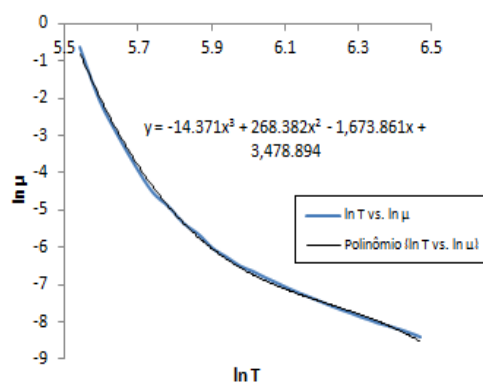


Figura 3.2 - ln da viscosidade dinâmica VS. ln da temperatura a partir de dados de [24]

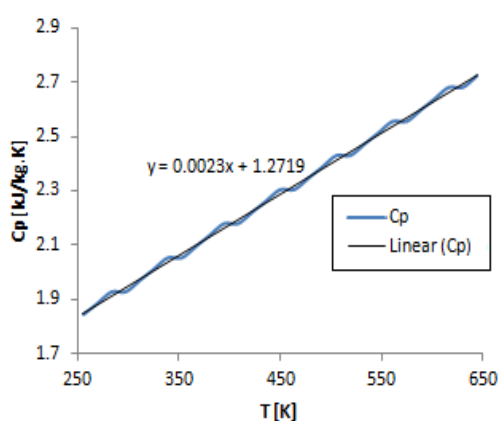


Figura 3.3 - Regressão do calor específico a pressão constante a partir de dados de [24]

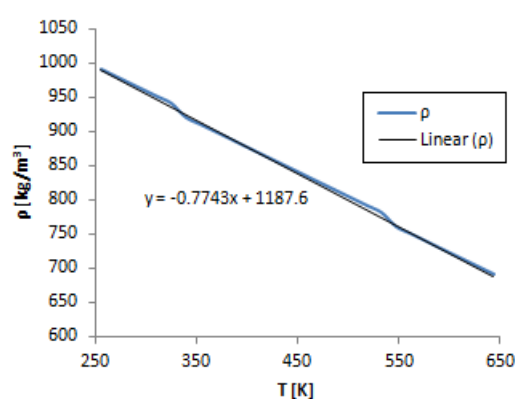


Figura 3.4 - Regressão da massa específica a partir de dados de [24]

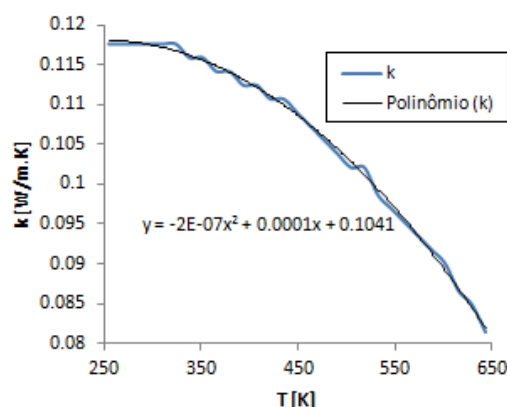


Figura 3.5 - Regressão do condutividade térmica a partir de dados de [24]

Efetuarão-se regressões para as seguintes propriedades: viscosidade dinâmica, calor específico a pressão constante, massa específica, condutividade térmica e entalpia. Esta última só em alguns casos (quando existia informação destas propriedades). Todas as propriedades se ajustaram a funções lineares ou quadráticas com boas aproximações dos dados reais, com exceção da viscosidade. Esta propriedade só se aproximou com duas regressões: primeiramente se obteve os logaritmos da viscosidade e da temperatura para obter uma função polinomial, e depois se aplicou a função inversa, a exponencial, para obter μ em função de T . Os resultados se apresentam na seguinte tabela:

Tabela 3.2 – Equações das propriedades termodinâmicas dos HTFs estudados

Provedor	HTF	Propriedades
Radco	XCEL THERM MK1 [25]	$\mu = e^{-3,649(\ln T)^3 + 69,533(\ln T)^2 - 444,357(\ln T) + 943,962}$ $C_p = 0,0028T + 0,7388$ $\rho = 0,0007T^2 - 0,3121T + 1209,5$ $k = -2 \times 10^{-7}T^2 + 8 \times 10^{-6}T + 0,1489$ $h = 0,0014T^2 + 0,6982T - 314,1$
	XCEL THERM LV1 [26]	$\mu = e^{-3,827(\ln T) + 72,847(\ln T)^2 - 465,266(\ln T) + 988,666}$ $C_p = 0,0028T + 0,7555$ $\rho = -0,8345T + 1308,2$ $k = -1 \times 10^{-7}T^2 - 2 \times 10^{-5}T + 0,1536$ $h = 0,0014T^2 + 0,7575T - 321,52$
DOW	SYLTHERM 800 [27]	$\mu = e^{-2,006(\ln T)^3 + 37,593(\ln T)^2 - 238,843(\ln T) + 506,878}$ $C_p = 0,0017T + 1,1079$ $\rho = -0,0005T^2 - 0,5482T + 1139,3$ $k = -0,0002T + 0,1901$
	DOW THERM A [28]	$\mu = e^{-4,493(\ln T)^3 + 84,606(\ln T)^2 - 534,162(\ln T) + 1122,288}$ $C_p = 0,0029T + 0,7076$ $\rho = -0,0008T^2 - 0,2243T + 1190,5$ $k = -0,0002T + 0,1856$ $h = 0,0014T^2 + 0,7742T - 330,25$

Therminol	Therminol 66 [29]	$\mu = e^{46,114(\ln T)^4 - 1138,303(\ln T)^3 + 10537,423(\ln T)^2 - 43360,703(\ln T) + 66920,354}$ $C_p = 0,0036T + 0,484$ $\rho = -0,0003T^2 - 0,439T + 1164,1$ $k = -2 \times 10^{-7}T^2 + 5 \times 10^{-5}T + 0,1156$ $h = 0,0018T^2 + 0,4846T - 241,22$
	Therminol VP-1 [30]	$\mu = e^{4,97(\ln T)^4 - 124,394(\ln T)^3 + 1168,746(\ln T)^2 - 4888,385(\ln T) + 7676,309}$ $C_p = 0,0028T + 0,7156$ $\rho = -0,0008T^2 - 0,2208T + 1190,7$ $k = -2 \times 10^{-7}T^2 + 7 \times 10^{-6}T + 0,1491$ $h = 0,0014T^2 + 0,7456T - 324,52$
Paratherm	Paratherm HR [24]	$\mu = e^{-14,371(\ln T)^3 + 268,382(\ln T)^2 - 1673,861(\ln T) + 3478,894}$ $C_p = 0,0023T + 1,2719$ $\rho = -0,7743T + 1187,6$ $k = -2 \times 10^{-7}T^2 + 0,0001T + 0,1041$
	Paratherm NF [31]	$\mu = e^{-24,759(\ln T)^3 + 452,250(\ln T)^2 - 2758,778(\ln T) + 5613,243}$ $C_p = 0,0051T + 0,3283$ $\rho = -0,6627T + 1080$ $k = -5 \times 10^{-5}T + 0,1196$

3.1.2

Radiação solar disponível

Como já foi explicado no capítulo 1, fora da atmosfera terrestre o fluxo de radiação solar normal a uma superfície tem um valor conhecido, antes de sofrer a atenuação da mesma atmosfera e da posição geográfica de um lugar determinado. Assim, de um valor de 1367 W/m^2 , aproximadamente, a radiação solar disponível num lugar determinado se reduz dependendo da temporada do ano, hora do dia, localização geográfica, condições ambientais e outros fatores. Estes três primeiros são previsíveis, enquanto os demais são imprevisíveis.

Seria importante estudar como varia a radiação solar extraterrestre por efeito das três variáveis previsíveis: dia do ano, hora do dia e localização geográfica; antes de analisar a variabilidade devido à atmosfera. Assim, será possível fazer uma primeira aproximação da radiação disponível.

3.1.2.1

Primeira aproximação: radiação extraterrestre

No capítulo 1 se definiram os principais ângulos solares e sua variação para encontrar o mais importante, que é o ângulo de incidência. Estes ângulos variáveis surgem a partir de que a Terra se movimenta ao redor do Sol numa órbita elíptica, tendo em conta que o eixo de rotação da Terra esteja $23,45^\circ$

inclinado com respeito ao plano da elipse. Este fato influi primeiramente de maneira geral no ângulo de declinação que varia segundo o dia do ano como se mostra na figura:

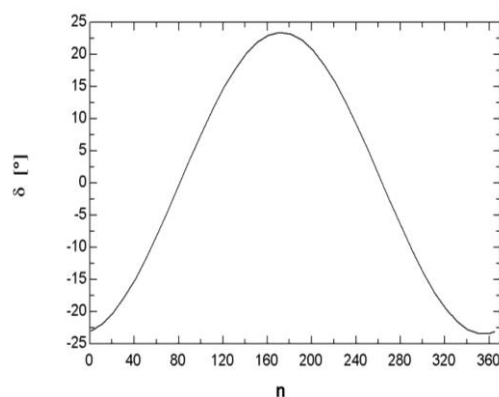


Figura 3.6 – Ângulo de declinação em função do dia do ano (n)

A inclinação da Terra determina as estações do ano, como já é conhecido. Portanto, o comportamento da radiação solar extraterrestre variará entre o hemisfério norte e o hemisfério sul e também dependendo da latitude da posição geográfica. Outro fato óbvio é que a maior radiação incidente numa superfície horizontal se dá quando o relógio marca o meio-dia. Baseado nessa diferença de comportamento referente à latitude, pode-se fazer uma comparação entre o que acontece na latitude 0° (linha equatorial) e em localidades do hemisfério norte e sul em latitudes opostas. Por exemplo, tomando a latitude 23° sul (lat. aprox. do Rio de Janeiro) seria sensato tomar a latitude 23° norte e ver a variação no comportamento. A continuação se mostra a variação da radiação extraterrestre ao meio-dia, para as três latitudes mencionadas, para os diferentes dias do ano (considerando o plano horizontal):

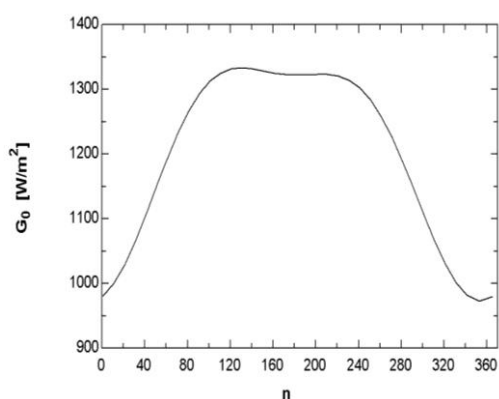


Figura 3.7 - Radiação extraterrestre em função do dia para o meio-dia, latitude 23° N

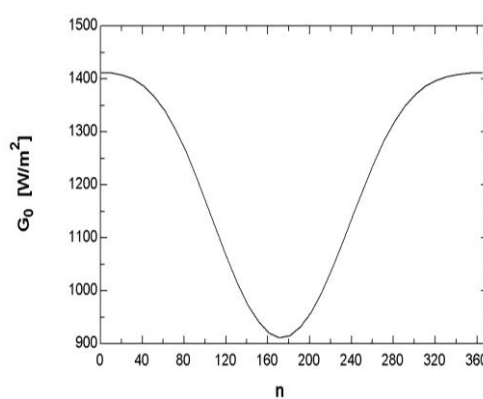


Figura 3.8 - Radiação extraterrestre em função do dia para o meio-dia, latitude 23° S

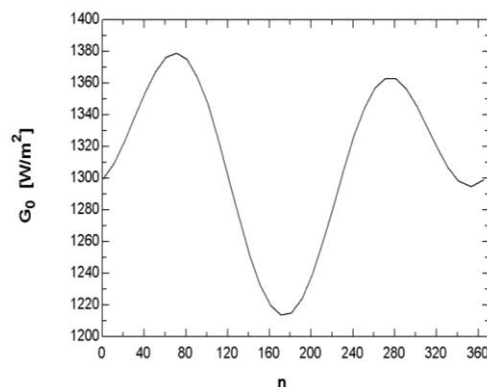


Figura 3.9 - Radiação extraterrestre em função do dia para o meio-dia, latitude 0°

Olhando os gráficos, é compreensível entender que a maior radiação extraterrestre no hemisfério norte ocorre no meio do ano, enquanto no hemisfério sul, isto ocorre entre finais e princípios do ano (verão). Na latitude 0° se apresentam dois picos de radiação, mas, os níveis de radiação não variam tanto como nas outras latitudes, o que explica a menor variação nas estações. Outro aspecto interessante é o fato de que os máximos níveis de radiação para as três latitudes estão próximos à constante solar, claro está, a nível extraterrestre.

Uma vez conhecidos os dias onde a radiação extraterrestre incidente é maior ou menor, é conveniente analisar o comportamento diário da radiação extraterrestre nas três latitudes definidas. Para isto, vamos tomar algum dia do ano, por exemplo o número 1, e ver a variação da radiação durante as horas do dia, como a continuação:

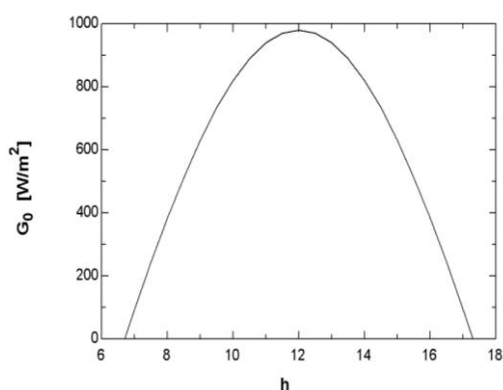


Figura 3.10 - Radiação extraterrestre em função da hora para o dia 1 do ano, latitude 23° N

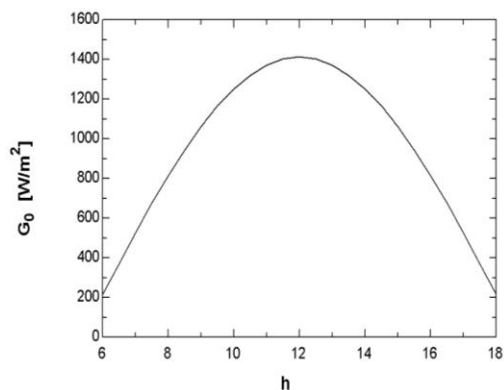


Figura 3.11 - Radiação extraterrestre em função da hora para o dia 1 do ano, latitude 23° S

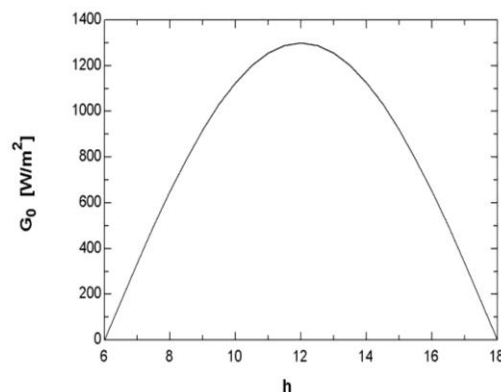


Figura 3.12 - Radiação extraterrestre em função da hora para o dia 1 do ano, latitude 0°

Nas três figuras anteriores, o perfil que mostra a função é similar, apresentando o máximo nível exatamente ao meio-dia, e sendo ademais simétrico, chegando a níveis de zero nos dois extremos. O anterior se cumpre no plano horizontal e falando de radiação extraterrestre, como já foi dito.

Esta radiação extraterrestre ao ser integrada em função do tempo (seção 2.1.3) gera um determinado valor de energia radiativa num determinado período de tempo. Este período pode ser uma hora, já que boa parte dos dados reais disponíveis são fornecidos por unidade de hora. Desta maneira, seria factível a comparação entre dados reais e valores extraterrestres ideais. A continuação os resultados da energia radiativa extraterrestre no período entre 11:30 e 12:30 h para diferentes dias, nas três latitudes estudadas:

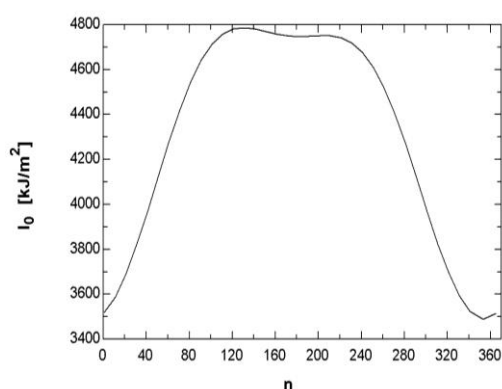


Figura 3.13 - Energia radiativa extraterrestre incidente em função do dia entre 11.30 e 12.30 h, latitude 23° N

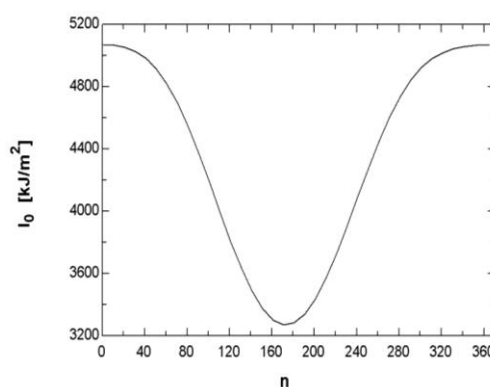


Figura 3.14 - Energia radiativa extraterrestre incidente em função do dia entre 11.30 e 12.30 h, latitude 23° S

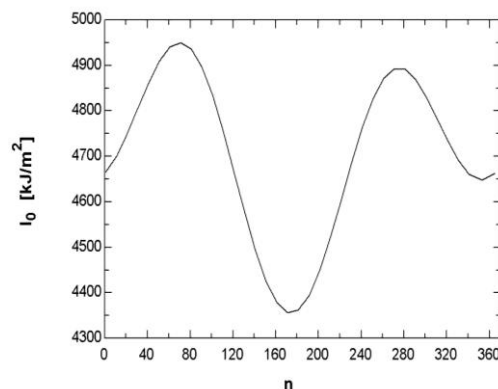


Figura 3.15 - Energia radiativa extraterrestre incidente em função do dia entre 11.30 e 12.30 h, latitude 0

Estes gráficos de energia radiativa, mantiveram as proporções da radiação extraterrestre ao meio-dia. Portanto, é necessário melhorar o aproveitamento da radiação a horas diferentes do meio-dia, especialmente quando a radiação se reduz.

3.1.2.2

Ângulos de incidência na horizontal (Zenith) e no plano do coletor

Para uma superfície horizontal a incidência da radiação direta vem dada pelo ângulo de Zenith e varia com o dia do ano e a hora do dia. Como já se viu, ao meio-dia existe a maior incidência de radiação extraterrestre, pelo qual é lógico que o ângulo de incidência é o menor nessa hora do dia. A continuação se mostra como varia este ângulo de Zenith em função do dia, na hora indicada para as três latitudes a analisar:

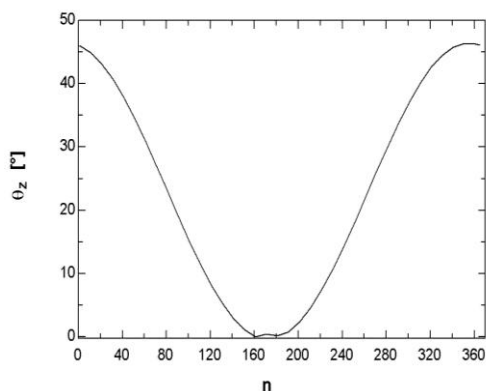


Figura 3.16 - Ângulo θ_z em função do dia para o meio-dia, latitude 23° N

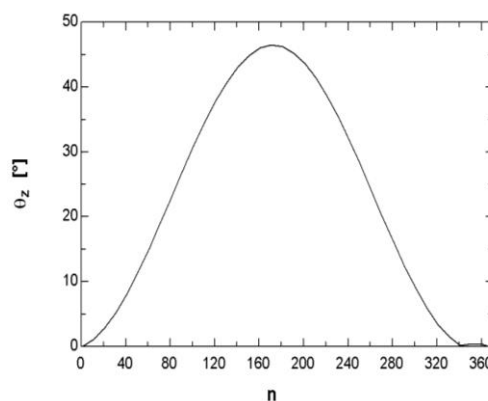


Figura 3.17 - Ângulo θ_z em função do dia para o meio-dia, latitude 23° S

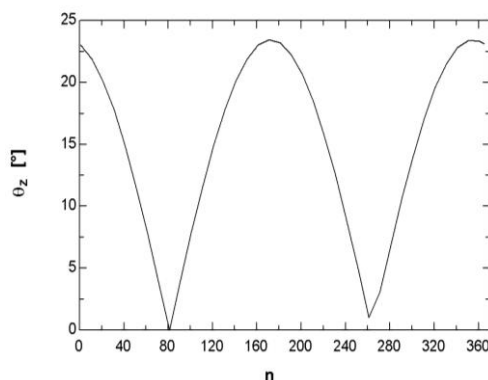


Figura 3.18 - Ângulo θ_z em função do dia para o meio-dia, latitude 0°

Das figuras anteriores, se observa que, a nível geral, os ângulos de Zenith são menores para a latitude 0° . Para as latitudes norte e sul consideradas, os menores ângulos (favoráveis para a radiação incidente) acontecem de maneira inversa à tendência da radiação extraterrestre.

Os coletores concentradores parabólicos que se movimentam seguindo a trajetória do Sol incrementam a radiação incidente no plano de abertura do coletor em relação à radiação incidente no plano horizontal no mesmo lugar, para a mesma hora. Esta relação entre a radiação direta no plano do coletor e o plano horizontal, já foi explicada no capítulo 1 (1.1.5). Agora vamos ver como influi esta relação para o dia 1 do ano nas três latitudes anteriores e ainda falando de radiação extraterrestre:

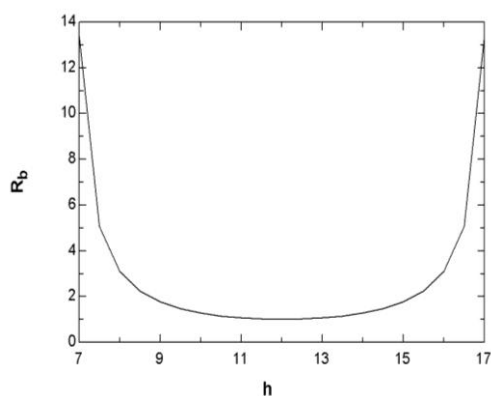


Figura 3.19 - R em função da hora para o dia 1 do ano, latitude 23° N

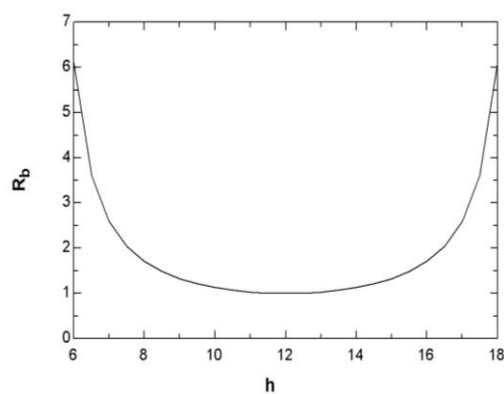


Figura 3.20 - R em função da hora para o dia 1 do ano, latitude 23° S

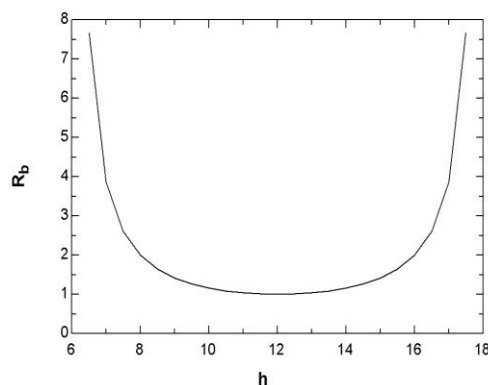


Figura 3.21 - R em função da hora para o dia 1 do ano, latitude 0°

Esta relação (R_b) para o meio-dia do dia especificado é sempre igual a 1, ou seja, nessa hora o plano de abertura do coletor coincide com o plano horizontal. Para as outras se vê que existe uma espécie de “amplificação”, já que o R_b é maior que a unidade, então o nível de radiação direta vai ser maior no plano do coletor que no plano horizontal. Isto faz com que a radiação direta no plano do coletor seja um pouco mais uniforme do que ocorreria se o coletor parabólico não se movimentasse. Isto se explicará com mais detalhe mais adiante.

3.1.2.3

Radiação real

De todo o analisado anteriormente, se considerou só a radiação extraterrestre, ou seja, ainda não se considera a atenuação originada pela atmosfera a esta radiação, para finalmente chegar na superfície terrestre. Este efeito pode ser medido de duas maneiras: a primeira seria medir o fluxo de radiação instantânea, que está chegando, e comparar com o fluxo que deveria chegar extraterrestremente. Essa medida seria exata, mas, nem sempre se tem dados para todos os instantes. A segunda opção seria medir a energia incidente acumulada em cada período de tempo e compará-la com a energia incidente que chegaria se fosse radiação extraterrestre. Esta segunda alternativa tem a vantagem de que a maioria de dados disponíveis sobre radiação estão em formato de energia incidente medida hora a hora. A partir deste fato se apresentam as seguintes figuras, que mostram as radiações direta na horizontal e no plano do concentrador em função da hora, onde as porcentagens se

referem à porcentagem de energia extraterrestre que realmente chegou na superfície:

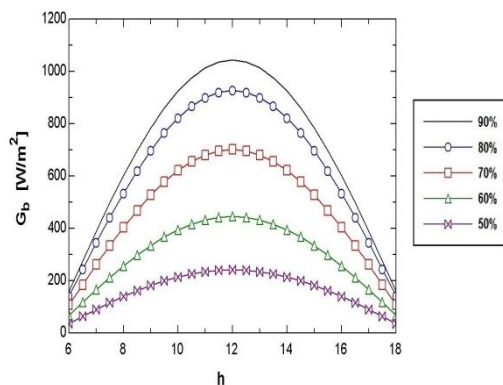


Figura 3.22 - Radiação direta horizontal em função da hora para o dia 1 do ano, latitude 23° S

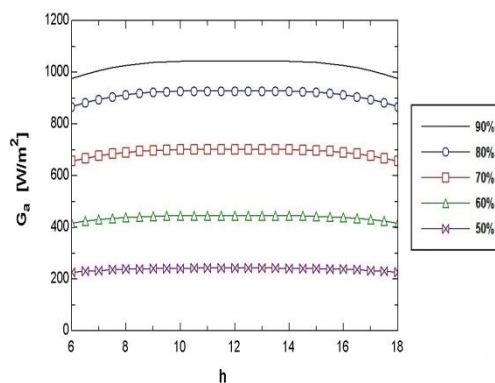


Figura 3.23 - Radiação direta no concentrador em função da hora para o dia 1 do ano, latitude 23° S

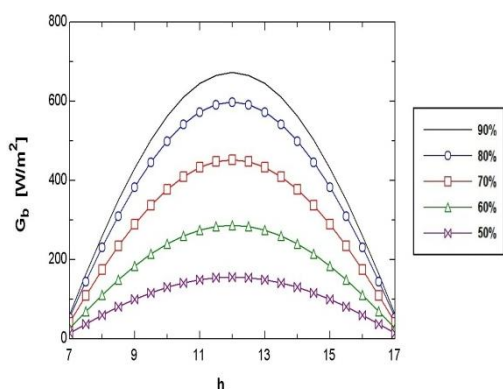


Figura 3.24 - Radiação direta horizontal em função da hora para o dia 170 do ano, latitude 23° S

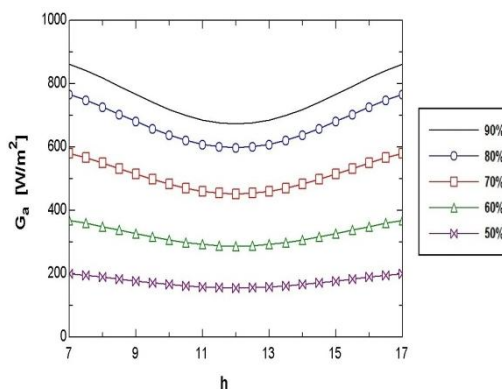


Figura 3.25 - Radiação direta no concentrador em função da hora para o dia 170 do ano, latitude 23° S

3.1.3

Principais medidas geométricas dos coletores concentradores parabólicos comerciais

O primeiro coletor parabólico foi inventado em 1870 pelo sueco John Ericsson [32], porém, passaram muitos anos até o desenvolvimento de coletores para projetos comercialmente rentáveis. Isto só aconteceu na década de 1970, quando a crise dos preços do petróleo motivou o aumento na pesquisa e desenvolvimento nas energias alternativas, especialmente a solar. Na primeira etapa, o Laboratório Sandia, do governo estadunidense, levou a vanguarda no desenho deste tipo de coletores, até que nos anos 80 algumas corporações começaram a produzir coletores parabólicos, já não utilizados na atualidade.

A corporação Luz International Ltd. desenvolveu em 1989, o que viria ser o coletor parabólico que serve como base dos desenhos atuais, o Luz LS-3, com base à experiência adquirida no desenho dos modelos anteriores LS-1 e LS-2. Todos estes modelos de coletores foram desenvolvidos nos projetos de usinas solares SEGS (Solar Energy Generation Systems) na Califórnia, EUA.

Os detalhes mais destacados do coletor parabólico Luz LS-3 são suas medidas e sua estrutura, aspectos que ainda são tomados como padrão no desenho deste tipo de coletores. Com uma abertura de 5,76 m e uma distância focal de 1,71 m (medidas diferentes dos seus predecessores LS-1 e LS-2) consegue uma razão de concentração de 82, maiores que as do LS-1 e LS-2, 61 e 71, respectivamente [32]. Outro aspecto interessante é o fato de que dadas suas medidas, a parábola formada poderia permitir alcançar a máxima razão de concentração geométrica (212), assim como explicado na seção 1.2.4. Por razões tecnológicas, isto não acontece e o tubo absorvedor tem um diâmetro padrão de 70 mm.

A continuação, uma tabela com as principais características da família de coletores Luz:

Model	LS-1	LS-2	LS-3
Year	1984	1985	1988
Max. operating temp. (°C)	307	349	390
Aperture area (m ²)	128	235.5	570.2
Aperture width (m)	2.55	5	5.76
Length (m)	50.2	47.1	99
Focal length (m)	0.68	1.40	1.71
Mean focus distance (m)	0.94	1.84	2.12
Absorber tube diameter (mm)	40.0	70.0	70.0
Cover tube diameter (mm)	^a	0.115	0.115
Rim angle (°)	85	80	80
Acceptance angle (°)	1.918	1.59	1.37
Geometric concentration ratio	18.95	22.74	26.2
Peak optical efficiency	0.734	0.74	0.77
Reflectance	0.94	0.94	0.94
Intercept factor	0.87	0.89	0.93
Transmittance	0.94	0.95	0.96
Absorptance	0.94	0.94	0.96
Emitance (at temp. (°C))	0.30 (300)	0.24 (300)	0.15 (350)

^a Unavailable datum.

Figura 3.26 – Características dos coletores Luz [32]

O coletor Luz LS-3 com o tempo ficou economicamente não atrativo, razão pela qual em 1998 foi desenvolvido o coletor Euro Trough por um consorcio de empresas e laboratórios europeus, barateando os custos de desenho e construção. Conservou as mesmas medidas do coletor Luz LS-3, mas, sua estrutura aproveitou algumas vantagens construtivas dos coletores LS-2 e LS-3 [32]. O primeiro modelo foi o coletor Euro Trough ET100, de desenho modular com um comprimento total de 100 m e 8 módulos. A segunda versão, com 12

módulos, e 150 m de comprimento foi chamada de ET150. Assim, com esta estrutura se conseguiu maior desempenho e durabilidade dos coletores, mantendo a forma parabólica do coletor Luz LS-3, pelo qual estas medidas são as utilizadas para estes coletores. A continuação uma tabela com as principais características dos dois modelos Euro Trough:

Tabela 3.3 – Características dos coletores concentradores parabólicos Euro Trough [33]

Modelo Euro Trough	ET100	ET150
Distância focal (m)	1,71	1,71
Radio do absorvedor (mm)	3,5	3,5
Abertura (m)	5,77	5,77
Área de abertura (m ²)	545	817,5
Comprimento total (m)	99,5	148,5
Número de módulos	8	12
Número de tubos absorvedores	24	36
Refletividade do espelho (%)	94	94

Projetos posteriores ao Euro Trough, mesmo realizando alguns câmbios na estrutura suporte dos coletores parabólicos, têm mantido as medidas principais dos coletores Luz LS-3 e EuroTrough ET100 e ET150. Exemplos destes novos desenhos são o Flagsol SKAL Et-150, o SENER, o Acciona Solar Power SGX 2 e o ENEA, este último para ser utilizado com sais fundidas, no lugar dos conhecidos HTFs. Ademais existem outros coletores de medidas menores utilizados em aplicações que trabalham a temperaturas menores. Os projetos atuais utilizam HTFs que trabalham a temperaturas de até 390 °C.

Tabela 3.4 – Características geométricas de outros coletores concentradores parabólicos

Modelo	a [m]	f [m]	Fator de concentração	η óptica [%]
Flagsol SKAL-ET 150	5,77	1,71	82	80
SENER	5,76	1,7	80	-
IST Solucar PT-2	4,4	1.7	63	75
Acciona Solar Power SGX 2	5,77	-	82	77
ENEA (Lab Design)	5,76	1,8	75 - 80	78

Em resumo, o desenho moderno de um coletor concentrador parabólico contempla os seguintes parâmetros:

Tabela 3.5 – Principais parâmetros atuais para o desenho de coletores concentradores parabólicos

Abertura (m)	5,76
Distância focal (m)	1,71
Ângulo de abertura (°)	80
Diâmetro do tubo absorvedor (mm)	70
Razão de concentração	82
Comprimento de cada módulo (m)	12
Número de módulos	8 – 12
Comprimento total (m)	~100 - 150
Comprimento de cada receptor (m)	4

3.1.4

Propriedades do coletor concentrador parabólico

No circuito de coletores concentradores solares, as características do refletor e do elemento receptor são determinantes no desempenho no aproveitamento da energia solar para a conversão em energia térmica. As propriedades destes elementos são do tipo ópticas e/ou de materiais dos componentes. Estas características foram consideradas no modelo matemático e a continuação se explicam os valores mais característicos para o presente caso.

3.1.4.1

Fator de interceptação

O refletor do coletor concentrador parabólico teoricamente receberá a energia solar direta correspondente a sua área de abertura e a levará até o tubo concentrador. Porém, devido a irregularidades na construção do espelho refletor, erros no *trackamento* do Sol, alinhamento incorreto dos coletores, etc. haverá uma perda de uma parte desta energia não coletada. O principal fator que diminui o fator de interceptação é a irregularidade na superfície do espelho refletor comparado com uma superfície parabólica perfeita. Também a razão de concentração e o ângulo de abertura do coletor influem decisivamente na estimativa do fator de interceptação, como se observa nas figuras seguintes:

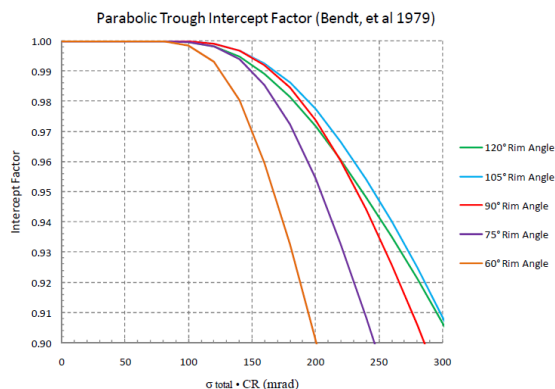


Figura 3.27 – Fator de intercepção vs. razão de concentração [34]

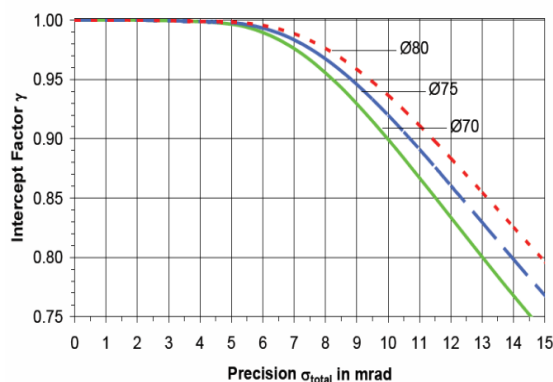


Figura 3.28 – Fator de intercepção vs. desvio padrão [35]

Analisando as duas figuras, é possível ver que ambas empregam o desvio padrão da soma dos erros (σ_{total}) com o objetivo de determinar a fator de intercepção. Na primeira, multiplica o desvio pela razão de concentração dividida para π , na segunda o faz diretamente. Considerando que os coletores concentradores atuais têm ângulos de abertura de 80° e uma razão de concentração de 82, este fator de intercepção pode ser maior que 0,95 se o desvio padrão não sobrepassa 8 ou 9 mrad. Informação sobre o coletor LUZ LS-3, desenhado em 1989, indica intercepção de 0,93 [33]. No presente caso será utilizado então um valor de 0,95 como um fator de intercepção razoável.

3.1.4.2

Refletância especular

Sem dúvida, um dos aspectos mais importantes no refletor é que a porcentagem da luz incidente nele é refletida na forma de um espelho perfeito, ou seja, especularmente. O que não é refletido especularmente (de forma difusa)

não chegará ao tubo concentrador e se perderá do coletor. Um refletor que tenha este parâmetro próximo a 1 será mais adequado que outro com um valor menor. Esta propriedade é medida em base à norma ISSO 9050 e a grande maioria dos provedores de espelhos concentradores garantem refletividades maiores a 93 ou 94% [36]. Os principais projetos de coletores concentradores coincidem em que esta refletividade está na ordem de 94% [36]. O valor de 94% será adotado para a simulação.

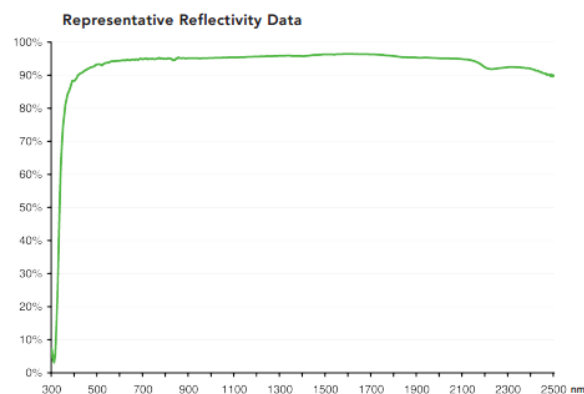


Figura 3.29 – Refletividade dos concentradores Guardian [37]

Type		Dimension and Thickness**)	Weight approx.	Pieces/box	Reflectivity*)
RP 2	Inner	1570 x 1400 x 4 mm	22 kg	50	≥ 94,4%
	Outer	1570 x 1324 x 4 mm	21 kg	50	≥ 94,4%
RP 3	Inner	1700 x 1641 x 4 mm	28 kg	50	≥ 94,4%
	Outer	1700 x 1501 x 4 mm	27 kg	50	≥ 94,4%
RP 4	Inner/Outer	1570 x 1900 x 4 mm	30 kg	46/48	≥ 94,4%
		T=1710 mm			

*) In average, according to ISO 9050, AM=1,5
 **) Tolerance ± 0,2 mm; other thicknesses on request

Figura 3.30 – Refletividade dos concentradores FLABEG [36]

3.1.4.3

Transmissividade da cobertura

A cobertura utilizada para isolar o tubo absorvedor da convecção externa é fabricada sempre com o famoso vidro Pyrex. Afirma-se que as propriedades transmissivas deste vidro Pyrex só são superadas pelo quartzo [38]. Tal qual outros tipos de vidro, o pyrex permite a passagem da luz de forma diferente segundo os comprimentos de onda correspondentes. Para comprimentos de onda entre 300 e 2700 nm, aproximadamente, a transmissividade é sempre maior que 90%. Nesta faixa se acha a parte visível da luz solar, uma boa parte da radiação infravermelha e uma pequena parte da radiação ultravioleta, estas duas últimas próximas ao espectro visível. Estes comprimentos de onda mencionados

são a maior parte do espectro solar de interesse. Então, não é absurdo afirmar que esta cobertura trabalha no coletor concentrador com uma transmissividade média de 93%, sendo este valor adequado para a análise.

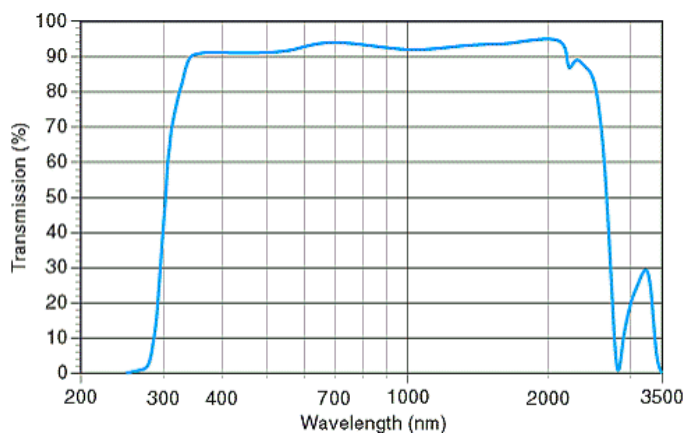


Figura 3.31 – Transmissividade do vidro pyrex [39]

3.1.4.4

Absortância do tubo absorvedor

Da radiação que chega à superfície do tubo absorvedor é desejável que a maior porcentagem seja absorvida no tubo para seu aproveitamento posterior. A superfície absorvedora do receptor tem que ter um comportamento muito próximo ao de um corpo negro referente à absortância (perfeito absorvedor). Por este motivo, o tubo absorvedor (de material metálico) possui um recobrimento superficial seletivo que absorve em grande proporção um amplo espectro de luz solar e reflete minimamente esta radiação. Este recobrimento tende a ser de várias capas. A capa inferior é refletiva da luz infra-vermelha para não deixar escapar o calor do interior, e a capa superior absoritiva da luz solar e escassamente refletiva, como já se definiu. As demais capas (em número variável segundo o desenho) são do material CERMET, um composto de matriz cerâmica com agregados metálicos, com ótimas propriedades como dureza do recobrimento e resistência a altas temperaturas [40].

Boa parte dos provedores dos elementos receptores garantem absortâncias maiores a 90% e até maiores a 95%. A pesquisa sobre materiais para os recobrimentos seletivos é um dos maiores desafios tecnológicos nesta área. Diferentes tipos de configurações destes recobrimentos, elementos

químicos e técnicas são possíveis de encontrar para melhorar a absorptância. Em geral é possível afirmar que é ideal investir em recobrimentos com a maior porcentagem de absorptância e poder-se-ia simular com 92%, mesmo sendo recomendável um valor ainda mais alto.

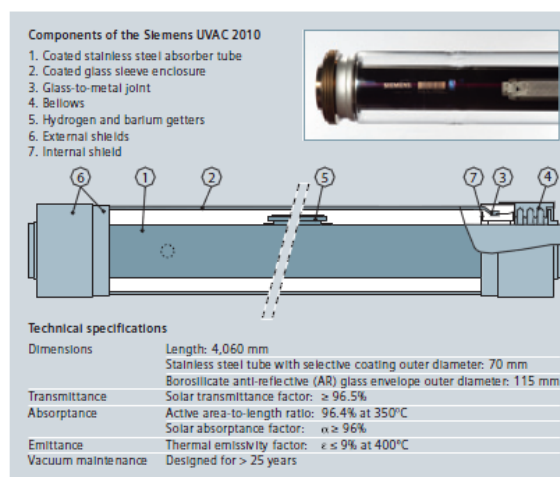


Figura 3.32 – Tubo absorvedor Siemens UVAC 2010 [41]

3.1.4.5

Emissividade da superfície do tubo absorvedor

Na seção anterior se falou que a superfície do tubo absorvedor tinha que ter um comportamento de tipo corpo negro quanto à absorptância, mas, em relação à emissividade tem que ser absolutamente diferente. Um corpo negro é um perfeito emissor (100% de emissividade) e em um receptor o importante é ter a menor emissividade possível. A emissividade é uma propriedade diretamente proporcional à temperatura, neste caso da superfície do tubo absorvedor. Desta maneira, para a maior temperatura de trabalho a emissividade não deveria se elevar substancialmente para não perder uma boa parte do ganho de energia pela absorção no mesmo receptor.

Sempre será melhor trabalhar diretamente com as equações que relacionam as emissividades com as temperaturas para prever o comportamento do recobrimento presente no tubo absorvedor. A continuação se apresentam algumas equações de diferentes tipos de recobrimentos:

Coating Type	Coating Emittance*
Luz Black Chrome	$0.0005333 (T + 273.15) - 0.0856$
Luz Cermet	$0.000327 (T + 273.15) - 0.065971$
Solel UVAC Cermet a	$(2.249E-7)T^2 + (1.039E-4)T + 5.599E-2$
Solel UVAC Cermet b	$(1.565E-7)T^2 + (1.376E-4)T + 6.966E-2$
Solel UVAC Cermet avg	$(1.907E-7)T^2 + (1.208E-4)T + 6.282E-2$
Solel UVAC Cermet Proposed a	$(2.084E-4)T + 1.663E-2$
Solel UVAC Cermet Proposed b	$(1.666E-4)T + 3.375E-3$
* All temperatures are in degrees Celsius.	

Figura 3.33 – Equações de emissividade para diferentes recobrimentos [20]

A partir das equações anteriores se traçaram as funções das emissividades em função da temperatura para comparar o desempenho destes recobrimentos, como se mostra na seguinte figura:

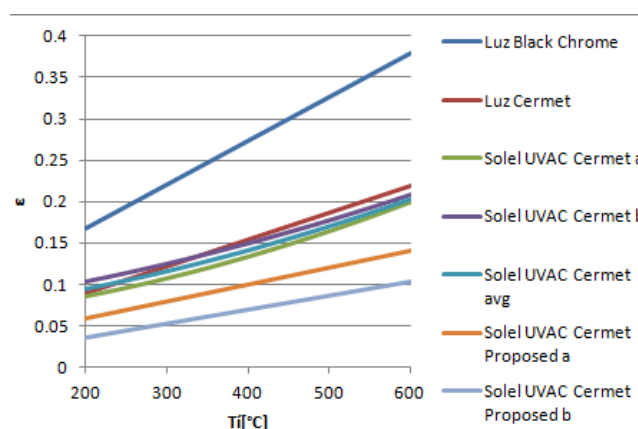


Figura 3.34 – Emissividade superficial VS. Temperatura para diferentes recobrimentos

Destes tipos analisados é fácil determinar que o Luz Black Chrome tem o pior desempenho por trata-se de uma geração antiga. Os dois últimos têm melhor desempenho, mas, são propostas da nova tecnologia. Dos outros tipos, eles têm desempenhos parecidos, pelo qual poderia utiliza-se, por exemplo, o conhecido Luz Cermet, cujo desempenho mostra que não tem emissividade maior a 15% se não se ultrapassa os 400 °C. A equação correspondente é:

$$\varepsilon = 0,000327.T - 0,065971 \quad (3.1)$$

3.1.4.6

Condutividade térmica do receptor

Esta propriedade está relacionada com o material do tubo absorvedor, geralmente fabricado com aço ao carbono recoberto com a cobertura seletiva já explicada anteriormente. A condutividade determina o fluxo de calor que pode

ser perdido por condução, neste caso, entre o tubo receptor e a estrutura do coletor concentrador. Para simplificar a análise numérica pode-se considerar o maior valor de condutividade térmica correspondente à maior temperatura de trabalho do receptor. Desta maneira, o cálculo da perda de calor por condução seria conservador.

3.1.4.7

Emissividade da cobertura

A emissividade da cobertura não é um aspecto fundamental no desenho do sistema coletor concentrador, mas, tem que ser considerada no balanço energético da cobertura. Esta emissividade também é variável com a temperatura, porém para efeitos práticos poderia ser assumida num valor constante. A literatura indica que para o vidro pyrex este valor poderia variar entre 0,8 a 0,95. Como a temperatura da cobertura não chega a se elevar tanto como a temperatura do absorvedor, 0,85 é o valor escolhido na simulação.

3.1.4.8

Condutividade da cobertura

Esta propriedade é utilizada para determinar a queda de temperatura entre as superfícies interna e externa da cobertura. No caso, corresponde à condutividade térmica do vidro pyrex. Em base a diferentes fontes [42] o valor padrão desta condutividade é de 1,1 W/m.K.

3.1.4.9

Influência do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar ambiental e a cobertura, h_{c_a}

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a cobertura depende essencialmente das propriedades da camada limite de ar na superfície da cobertura. Estas propriedades respondem à chamada temperatura de película (média das temperaturas do ar e da superfície) que a variável ao longo do conjunto de coletores. Mas, um dos fatores determinantes, sem dúvida,

é a velocidade do fluxo de ar que determinará o valor do coeficiente relacionando com a temperatura mencionada. A continuação a variação deste coeficiente com a temperatura de película para velocidades do vento de 1 m/s até 10 m/s, este último valor considerado de vento forte.

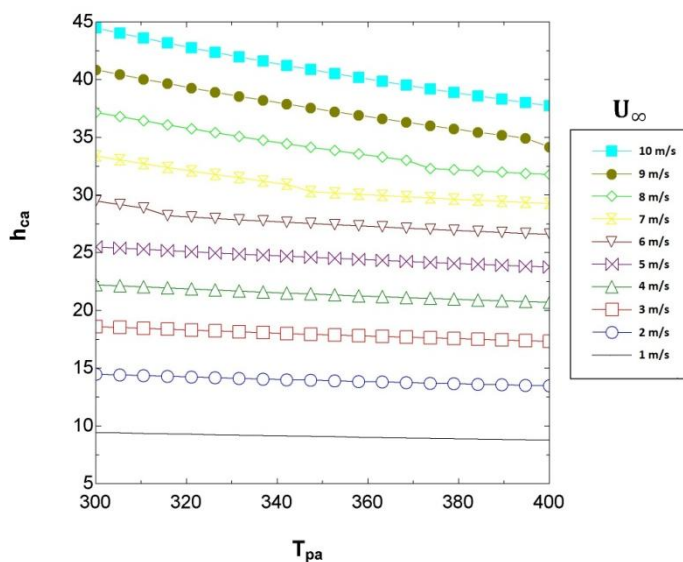


Figura 3.35 – Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar ambiental e a cobertura em função da temperatura de película e a velocidade do vento

3.1.4.10

Influência do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o tubo absorvedor e o HTF, h_{ch}

O fluxo interno de HTF pelo tubo absorvedor tem como objetivo permitir a máxima troca de calor para que o fluido seja aquecido com a maior fluxo de convecção possível.

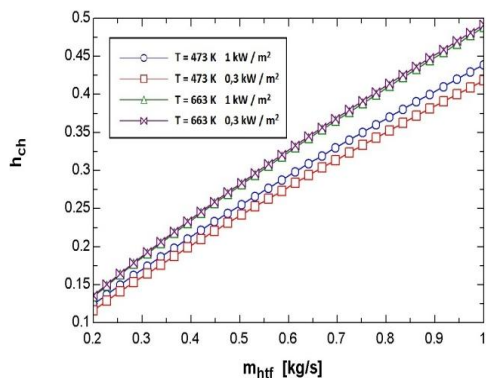


Figura 3.36 - Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido térmico e a tubo absorvedor em função da vazão mássica XCEL THERM® MK1

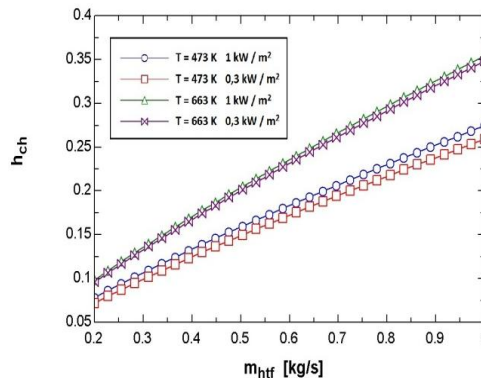


Figura 3.37 - Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido térmico e a tubo absorvedor em função da vazão mássica SYL THERM 800

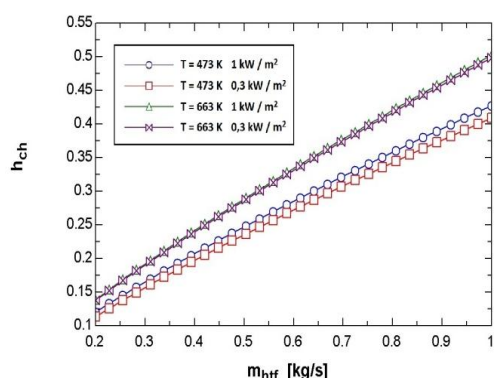


Figura 3.38 - Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido térmico e a tubo absorvedor em função da vazão mássica DOWTHERM A

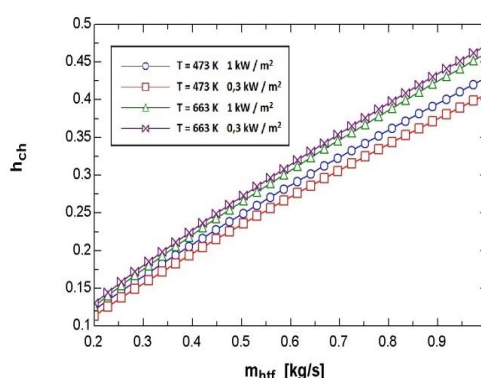


Figura 3.39 - Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido térmico e a tubo absorvedor em função da vazão mássica Therminol VP-1

3.1.5

Estudo de número de receptores necessários em função da radiação solar incidente e vazão mássica do HTF

Uma vez conhecidas as condições do coletor concentrador, tanto na parte de medidas geométricas como nas diferentes propriedades dos seus elementos é preciso determinar o número de receptores necessários. Este número indica que o fluido térmico ingressará a determinada temperatura no primeiro receptor e sairá à máxima temperatura admissível para o fluido do último. Dalí ingressará ao gerador de vapor a intercambiar calor com o fluido de trabalho orgânico.

A temperatura de ingresso nos coletores considerada é de 473 K (isto será explicado mais adiante). A temperatura de saída será de 663 K, sendo a temperatura recomendada como máxima de trabalho para os fluidos térmicos analisados. Outras condições essenciais neste estudo são os valores de radiação direta no plano de abertura do coletor e a vazão mássica do fluido térmico circulante. Esta primeira condição depende de fatores como as condições ambientais e outras variáveis, o segundo variará dependendo do primeiro para atingir os valores de temperatura especificados e também segundo o número de receptores disponíveis.

Os valores de radiação direta considerados são de 1; 0,8; 0,5 e 0,3 kW/m². Estes valores consideram níveis altos, como 1 e 0,8 kW/m², um nível médio, 0,5 kW/m² e um nível baixo, 0,3 kW/m². O nível máximo (1 kW/m²) foi estabelecido nesse valor por ser um valor padrão que, por exemplo, geralmente é considerado no desenho de sistemas fotovoltaicos e outros [43]. O nível mínimo (0,3 kW/m²) é considerado em virtude de que com valores menores se precisaria um grande número de receptores necessários. A continuação as tabelas para os diferentes níveis de radiação e vazões mássicas ($\dot{m}_{htf}$), mostrando as quedas de pressão (ΔP), energia incidente ($\dot{E}_s$), calor transmitido ao fluido ($\dot{Q}_{ca-htf}$), calor perdido ($\dot{Q}_p$) e eficiência térmica dos coletores (η_c).

Tabela 3.6 – Resultados da simulação no circuito de coletores solares para radiação incidente de 1 kW/m² e diferentes vazões mássicas

$\dot{m}_{htf}$ [kg/s]	HTF	Número receptores	ΔP [Pa]	$\dot{E}_s$ [kW]	$\dot{Q}_{ca-htf}$ [kW]	$\dot{Q}_p$ [kW]	η_c [%]
1	XCEL THERM® MK1	30	1384,23	691,2	433,46	94,67	62,71
	SYLTHERM 800	28	1573,16	645,12	398,19	94,73	61,72
	DOW THERM A	31	1350	714,24	448	97,5	62,72
	Therminol VP-1	31	1415,4	714,24	447,3	98,42	62,63
0,8	XCEL THERM® MK1	24	741,92	552,96	344,81	77,66	62,36
	SYLTHERM 800	23	864,78	529,92	322,8	82,11	60,91
	DOW THERM A	25	728,48	576	358,88	81,27	62,31
	Therminol VP-1	25	765,16	576	358,04	82,13	62,16
0,6	XCEL THERM® MK1	19	351,64	437,76	268,3	66,09	61,29
	SYLTHERM 800	18	403,11	414,72	247,35	69,53	59,64
	DOW THERM A	19	329,74	437,76	269,5	64,93	61,56
	Therminol VP-1	19	347,48	437,76	268,74	65,82	61,39
0,4	XCEL THERM® MK1	13	116,45	299,52	179,16	49,78	59,82
	SYLTHERM 800	13	140,4	299,52	171,42	57,42	57,23
	DOW THERM A	13	108,74	299,52	180	48,8	60,1
	Therminol VP-1	13	115,3	299,52	179,76	49,27	60,02

Tabela 3.7 – Resultados da simulação no circuito de coletores solares para radiação incidente de $0,8 \text{ kW/m}^2$ e diferentes vazões mássicas

$\dot{m}_h$ [kg/s]	HTF	Número receptores	ΔP [Pa]	$\dot{E}_s$ [kW]	$\dot{Q}_{ca-HTF}$ [kW]	$\dot{Q}_p$ [kW]	η_c [%]
1	XCEL THERM® MK1	39	1575,28	626,69	375,46	103,36	59,63
	SYLTHERM 800	38	2096	681,98	404,4	120,7	59,3
	DOW THERM A	41	1796	755,71	451,6	125,8	59,76
	Therminol VP-1	40	1833,49	737,28	441,23	122,09	59,85
0,8	XCEL THERM® MK1	32	995,13	589,82	350,23	100,45	59,38
	SYLTHERM 800	30	1142,21	552,96	322,12	100,38	58,25
	DOW THERM A	33	966,72	608,26	360,96	103,74	59,34
	Therminol VP-1	32	983,36	589,82	350,93	99,69	59,5
0,6	XCEL THERM® MK1	24	446,1	442,37	259,89	78,25	58,75
	SYLTHERM 800	23	522,78	423,94	242,06	81,77	57,1
	DOW THERM A	25	436,84	460,8	270,26	81,73	58,65
	Therminol VP-1	25	459,98	460,8	269,92	82,22	58,58
0,4	XCEL THERM® MK1	17	153,68	313,34	179,16	60,296	57,18
	SYLTHERM 800	16	176,5	294,91	163,3	61,98	55,37
	DOW THERM A	17	143,59	313,34	180,16	59,34	57,5
	Therminol VP-1	17	151,86	313,34	179,3	60,04	57,22

Tabela 3.8 – Resultados da simulação no circuito de coletores solares para radiação incidente de $0,5 \text{ kW/m}^2$ e diferentes vazões mássicas

$\dot{m}_h$ [kg/s]	HTF	Número receptores	ΔP [Pa]	$\dot{E}_s$ [kW]	$\dot{Q}_{ca-HTF}$ [kW]	$\dot{Q}_p$ [kW]	η_c [%]
0,6	XCEL THERM® MK1	45	846,1	518,4	259,81	136,28	50,12
	SYLTHERM 800	43	997,71	495,36	241,59	136,89	48,77
	DOW THERM A	47	831,52	541,44	270,5	143,19	49,96
	Therminol VP-1	46	854,2	529,62	265,28	139,61	50,09
0,4	XCEL THERM® MK1	30	274,69	345,6	170,16	93,82	49,24
	SYLTHERM 800	29	329,08	334,08	158,89	96,38	47,56
	DOW THERM A	32	274,85	368,64	180,53	101,05	48,97
	Therminol VP-1	32	289,63	368,64	179,79	101,89	48,77

Tabela 3.9 – Resultados da simulação no circuito de coletores solares para radiação incidente de $0,3 \text{ kW/m}^2$ e diferentes vazões mássicas

$\dot{m}_h$ [kg/s]	HTF	Número receptores	ΔP [Pa]	$\dot{E}_s$ [kW]	$\dot{Q}_{ca-HTF}$ [kW]	$\dot{Q}_p$ [kW]	η_c [%]
0,2	XCEL THERM® MK1	41	112,75	283,39	86,72	129,72	30,6
	SYLTHERM 800	40	137,74	276,48	80,06	131,22	28,96
	DOW THERM A	43	110,15	297,22	90,37	136,65	30,41
	Therminol VP-1	42	113,79	290,3	88,76	133,08	30,58

3.2

CICLO RANKINE ORGÂNICO

3.2.1

Seleção do fluido orgânico do ciclo Rankine orgânico (ORC)

Como se mencionou na seção 1.3.3.2 para a seleção do fluido orgânico é importante respeitar determinados critérios com base às características das substâncias consideradas. No presente trabalho serão considerados os principais refrigerantes conhecidos na indústria. A continuação a informação destes refrigerantes, seus componentes e propriedades do ponto crítico:

Tabela 3.10 – Características dos principais refrigerantes

Refrigerante	Componente(s)	T _{cr} [°C]	P _{cr} [kPa]
R-11	Triclorofluorometano	198	4408
R-12	Diclorodifluorometano	112	4114
R-13	Clorotrifluorometano	28,86	3869
R-14	Tetrafluorometano	-45,65	3744
R-22	Clorodifluorometano	96,13	4989
R-23	Fluoroformo	26,13	4827
R-32	Difluorometano	78,11	5784
R-113	1,1,2-Tricloro-1,2,2-trifluoroetano	214,1	3439
R-114	1,2-Diclorotetrafluoroetano	145,7	3289
R-115	1-Cloro-1,1,2,2,2-pentafluoroetano		
R-123	2,2-Dicloro-1,1,1-trifluoroetano	183,7	3668
R-124	1-Cloro-1,2,2,2-tetrafluoroetano	122,3	3621
R-125	Pentafluoroetano	66,02	3618
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	101	4059
R-141b	1,1-Dicloro-1-fluoroetano	204,2	4249
R-143a	1,1,1-Trifluoroetano	72,7	3761
R-152a	1,1-Difluoroetano	113,3	4520
R-290	Propano	96,68	4247
R-404A	R-125: 44% R-143a: 52% R-134a: 4%	72,15	3735
R-407C	R-32: 23% R-125: 25% R-134a: 52%	86,79	4597

R-410A	R-32: 50% R-125: 50%	72,13	4925
R-500	Diclorodifluorometano/ Difluoroetano	105,5	4455
R-502	Clorodifluorometano/ Cloropentafluoroetano	82,16	4074
R-507A	R-125: 50% R-143a: 50%	70,74	3714
R-508B		13,99	3925
R-600	n-butano	152	3796
R-600a	Isobutano	135	3647
R-717	Ammonia	132,3	11333
R-718		374	22064
R-744	Dióxido de carbono	30,98	7377

Deste grupo de refrigerantes, vários foram descartados para análise posterior. Alguns devido a seu elevado impacto ambiental na camada de ozônio (caso do R-11, R-12, R-113, R-114, R-115 e R-500) e outro devido a sua temperatura crítica e/ou a sua limitada disponibilidade comercial. Deste modo, sete refrigerantes serão comparados para determinar o mais apropriado para a aplicação. Estes são os seguintes:

Tabela 3.11 – Refrigerantes escolhidos para determinar seu comportamento no ORC

Refrigerante	Componente(s)	T _{cr} [°C]	P _{cr} [kPa]	Fabricante/ Nome comercial	Temp. de trabalho [K]
R-22	Clorodifluorometano	96,13	4989	Arkema: Forane 22 DuPont: Freon 22 Honeywell Freon 22	116 – 550
R-123	2,2-Dicloro-1,1,1- trifluoroetano	183,7	3668	Arkema: Forane 123 DuPont: Suva 123 Honeywell: Genetron 123	166 – 525
R-124	1-Cloro-1,2,2,2- tetrafluoroetano	122,3	3621	Arkema: Refrigerant 124 DuPont: Suva 124 Honeywell: Genetron 124	100 – 450
R-134a	1,1,1,2- Tetrafluoroetano	101	4059	Arkema: Forane 134a DuPont: Suva 134a Honeywell: Genetron 134a	169,9 – 460
R-404A	R-125: 44% R-143a: 52% R-134a: 4%	72,15	3735	Arkema: Forane 404A DuPont: Suva 404A Honeywell: Genetron 404A	--
R-407C	R-32: 23% R-125: 25% R-134a: 52%	86,79	4597	Arkema: Forane 407C DuPont: Suva 407C Honeywell: Genetron 407C	--
R-410A	R-32: 50% R-125: 50%	72,13	4925	Arkema: Forane 410A DuPont: Suva 410A Honeywell: Genetron AZ-20	--

Um critério válido para escolher o melhor refrigerante é avaliar a eficiência termodinâmica de um ciclo Rankine orgânico que utilize estes refrigerantes sob determinadas características comuns. Por exemplo, considerando um ciclo Rankine orgânico como aquele mostrado na figura 1.12, onde as características são de um ciclo ideal com exceção da eficiência isentrópica do expensor, é possível ver o comportamento termodinâmico. A primeira comparação se efetuou considerando os seguintes critérios:

- 100% de eficiência isentrópica da bomba.
- Sem perdas de carga (pressão) nos processos termodinâmicos.
- Pressão alta equivalente à mínima pressão crítica do grupo de refrigerantes (3600 kPa) para todos os casos.
- Pressão baixa igual à pressão de saturação da substância a 40°C.
- Aproveitamento total do calor da fase superaquecida no recuperador (refrigerante ingresa no condensador totalmente como vapor saturado).

A eficiência isentrópica do expensor (η_{st}) foi variada entre 40 e 100% com intervalos de 10%, enquanto a temperatura máxima do ciclo foi considerada entre 100 e 300 °C, embora, alguns refrigerantes não trabalhem em toda a faixa. A eficiência termodinâmica obtida de cada refrigerante estudado se mostra nas seguintes figuras, em função da temperatura máxima para diferentes porcentagens de eficiência isentrópica do expensor:

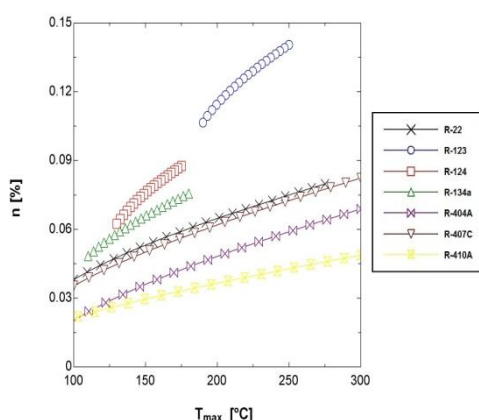


Figura 3.40 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=40\%$ e $P_{alta}=3600$ kPa

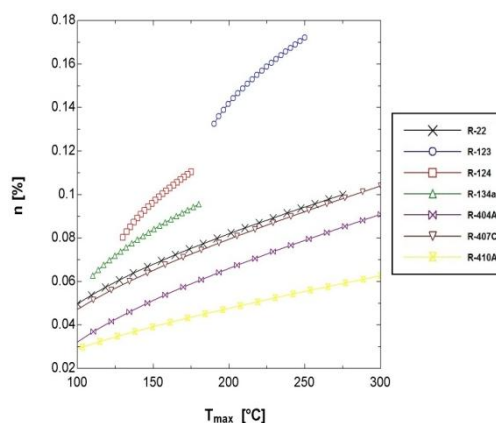


Figura 3.41 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=50\%$ e $P_{alta}=3600$ kPa

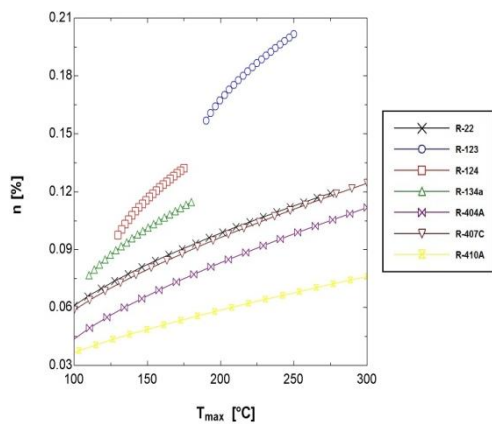


Figura 3.42 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=60\%$ e $P_{alta}=3600$ kPa

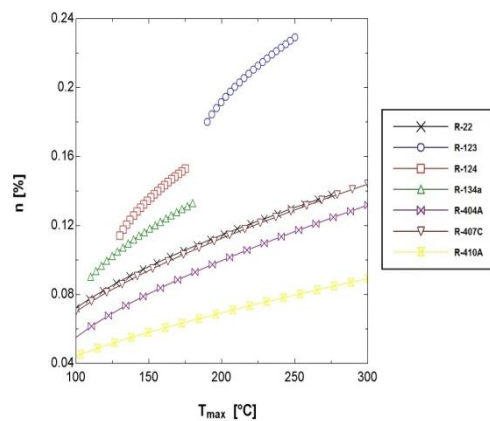


Figura 3.43 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=70\%$ e $P_{alta}=3600$ kPa

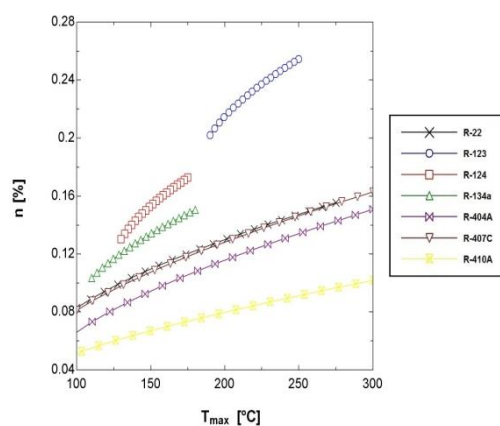


Figura 3.44 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=80\%$ e $P_{alta}=3600$ kPa

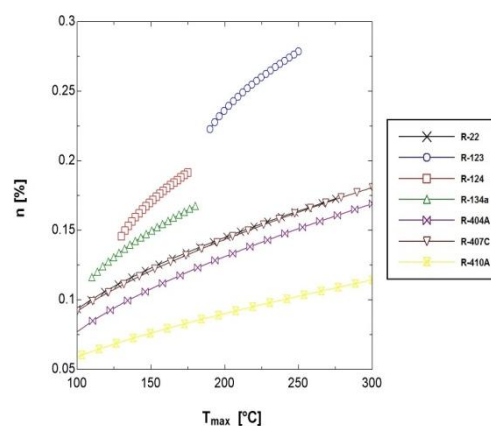


Figura 3.45 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=90\%$ e $P_{alta}=3600$ kPa

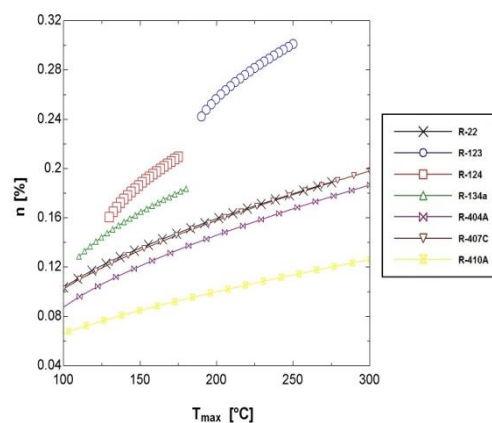


Figura 3.46 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=100\%$ e $P_{alta}=3600$ kPa

Assim mesmo, com as mesmas características do ciclo mencionado anteriormente, mas, agora utilizando como pressão alta um valor equivalente a 90% da pressão crítica respectiva de cada refrigerante, se tem os seguintes

resultados de eficiência termodinâmica em função da temperatura máxima para diferentes porcentagens de eficiência isentrópica do expensor:

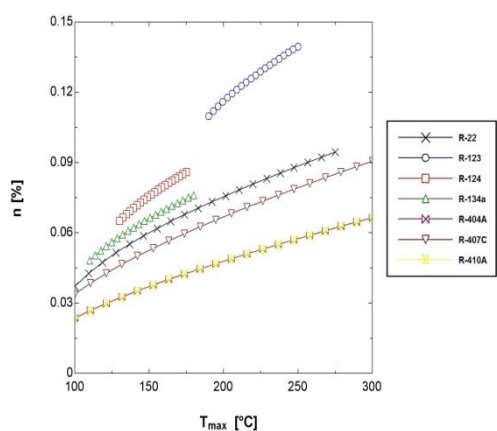


Figura 3.47 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=40\%$ e $P_{alta}=0,9*P_{cr}$

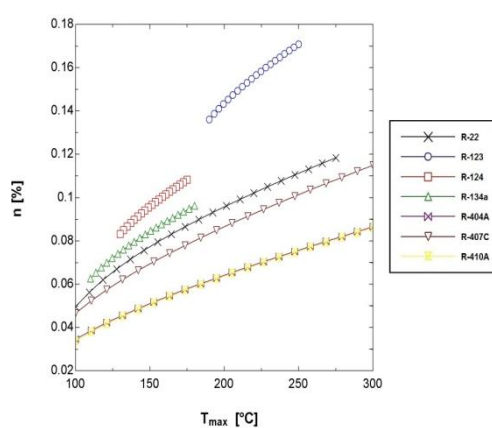


Figura 3.48 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=50\%$ e $P_{alta}=0,9*P_{cr}$

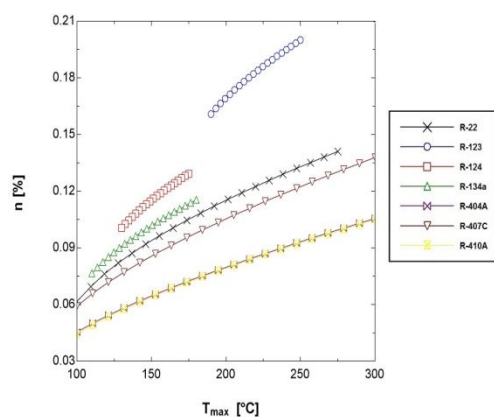


Figura 3.49 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=60\%$ e $P_{alta}=0,9*P_{cr}$

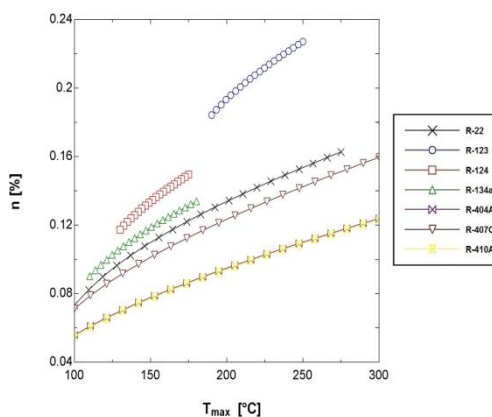


Figura 3.50 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=70\%$ e $P_{alta}=0,9*P_{cr}$

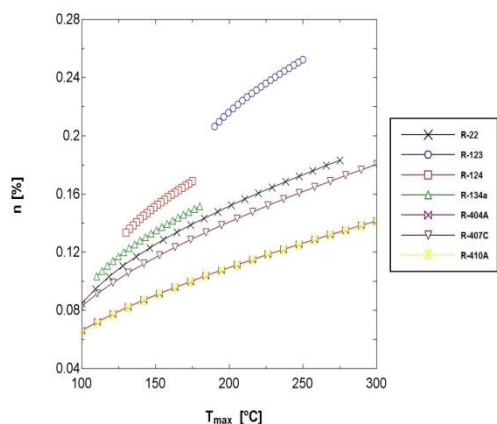


Figura 3.51 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=80\%$ e $P_{alta}=0,9*P_{cr}$

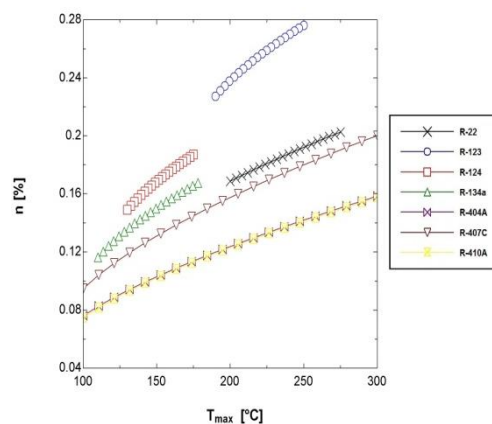


Figura 3.52 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=90\%$ e $P_{alta}=0,9*P_{cr}$

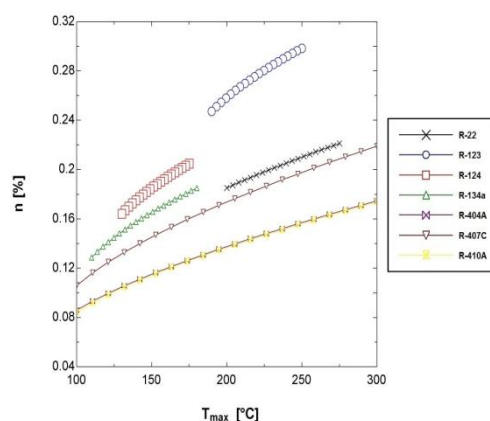


Figura 3.53 - Eficiência do ciclo orgânico Rankine em função da temperatura máxima, $\eta_{st}=100\%$ e $P_{alta}=0,9 \cdot P_{cr}$

3.2.2

Trocadores de calor de tubos e placas

Na seção 2.2.6.2, se explicou que o recuperador utilizado no ciclo seria um trocador de calor de tubos e placas. Igualmente, este mesmo tipo de trocador é aplicável para o condensador. A partir de diversas fontes [19, 44] se chegou a determinar que os modelos mais conhecidos deste tipo de trocadores são os denominados 8.0 – 3/8 T e o 7.75 – 5/8 T. A seguir são apresentadas as principais características:

Tabela 3.12 – Características dos tipos de trocadores de calor de tubos e placas estudados [44]

Denominação	8.0 – 3/8 T	7.75 – 5/8 T
Diâmetro exterior do tubo (in)	0,402	0,676
Diâmetro interior do tubo (in)	0,375	0,625
Distância entre placas (in)	0,125	0,129
Espessura da placa (in)	0,013	0,016
Distância entre tubos da mesma coluna (in)	1	1,5
Distância entre colunas de tubos (in)	0,866	1,75
Diâmetro hidráulico do fluxo externo (in)	0,143	0,137
Razão entre a área de transferência de calor e volume total (ft²/ft³)	179	169
Razão entre a área de aletas e área total de troca de calor	0,913	0,95
Razão entre a área de fluxo livre e a área de fluxo frontal	0,534	0,481

Ademais das características anteriormente mencionadas, são necessárias duas variáveis adicionais: o fator j de Colburn e fator de atrito para determinar o coeficiente de convecção e as quedas de pressão, respectivamente. Na fonte

citada [44], se mostram estas variáveis em função do número de Reynolds, em figuras, a partir das quais foram deduzidas as funções que seguem na seguinte tabela:

Tabela 3.13 – Funções do fator j de Colburn e do fator de atrito para os trocadores de calor de tubos e placas estudados

Denominação	8.0 – 3/8 T	7.75 – 5/8 T
Função do fator j de Colburn	$j_H = 10^{-0,788} Re^{-0,398}$	$j_H = 10^{-0,981} Re^{-0,36}$
Função do fator de atrito	$f = 10^{-0,908} Re^{-0,208}$	$f = 10^{-1,003} Re^{-0,232}$

3.2.3

Dimensionamento do recuperador

Como se mencionou na seção anterior e no capítulo 2, o recuperador é um trocador de calor do tipo compacto de tubos e placas. Sendo a eficiência isentrópica do expensor uma característica determinante no dimensionamento dos componentes do ciclo Rankine orgânico, se analisará as características do recuperador para diferentes destas eficiências. Outras variáveis que determinam também as dimensões do recuperador são a temperatura de saída do fluido do lado quente (T_6) e o número de tubos do recuperador (N_{tr}). Com estas variáveis se determina a área de transferência de calor, o comprimento dos tubos e o volume do recuperador. As quedas de pressão na tubulação e no interior do casco por efeito da circulação entre as placas também serão mostradas.

Como são considerados dois tipos de trocadores de tubos e placas (7.75 – 5/8 T e 8.0 – 3/8 T), é necessário escolher ademais entre um destes tipos. Por este motivo vão ser comparados considerando um expensor ideal (100% de eficiência isentrópica) para determinar a área de transferência de calor, comprimento dos tubos e volume do recuperador variando T_6 e N_{tr} , como já se explicou. A continuação os resultados para estes dois tipos de trocadores:

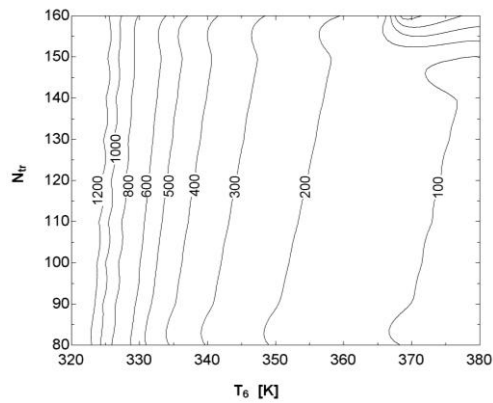


Figura 3.54 - Área de transferência de calor do recuperador (m^2) 7.75 – 5/8 T $\eta_{st}=100\%$

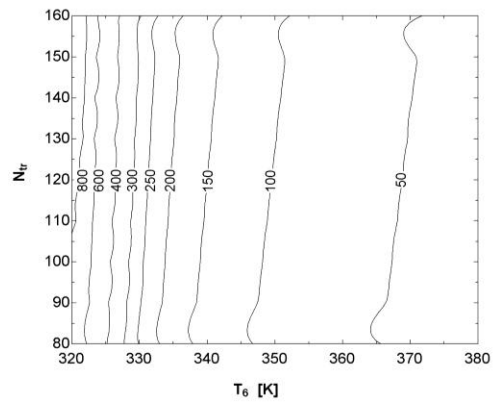


Figura 3.55 - Área de transferência de calor do recuperador (m^2) 8.0 – 3/8 T $\eta_{st}=100\%$

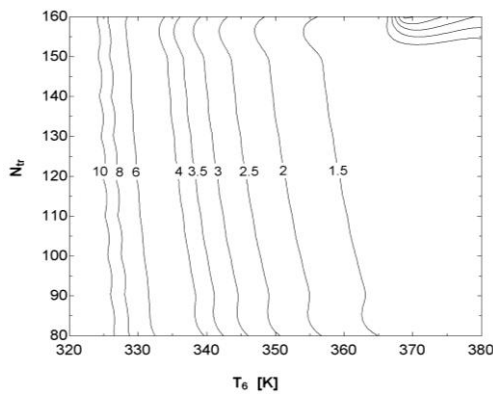


Figura 3.56 - Comprimento dos tubos do recuperador (m) 7.75 – 5/8 T $\eta_{st}=100\%$

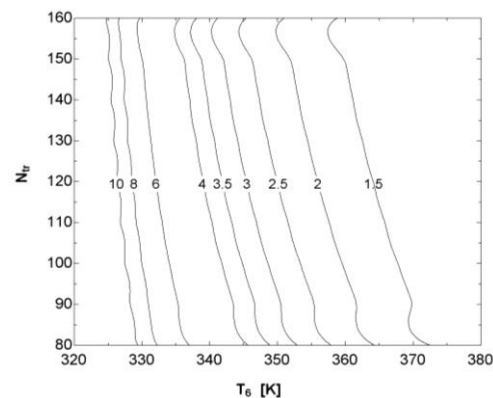


Figura 3.57 - Comprimento dos tubos do recuperador (m) 8.0 – 3/8 T $\eta_{st}=100\%$

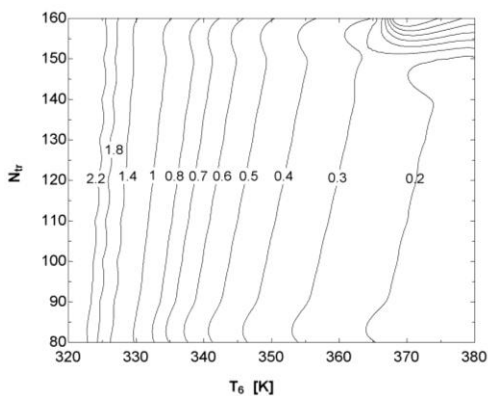


Figura 3.58 - Volume recuperador (m^3) 7.75 – 5/8 T $\eta_{st}=100\%$

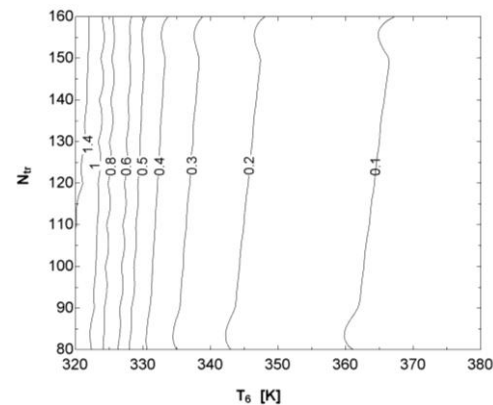


Figura 3.59 - Volume recuperador (m^3) 8.0 – 3/8 T $\eta_{st}=100\%$

Embora, os volumes e as áreas de transferência de calor para uma determinada temperatura sejam menores com a utilização do trocador tipo 8.0 – 3/8 T os comprimentos da tubulação são menores com o uso do trocador 7.75 – 5/8 T. Isto é mais evidente para eficiências isentrópicas do expensor mais baixas, com o qual se necessitariam tubos mais compridos na fabricação do trocador.

Por este motivo, dentre estes dois tipos será escolhido o modelo 7.75 – 5/8 T, tanto para o expensor como para o condensador.

3.2.3.1

Para 40% de eficiência isentrópica do expensor

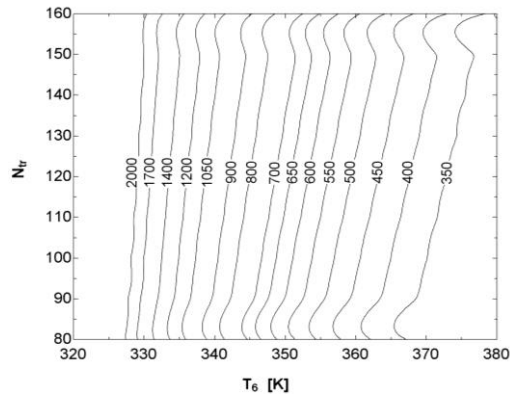


Figura 3.60 - Área de transferência de calor do recuperador (m^2) $\eta_{st}=40\%$

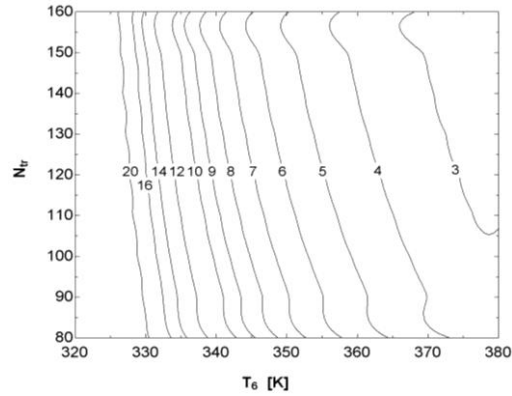


Figura 3.61 - Comprimento dos tubos do recuperador (m) $\eta_{st}=40\%$

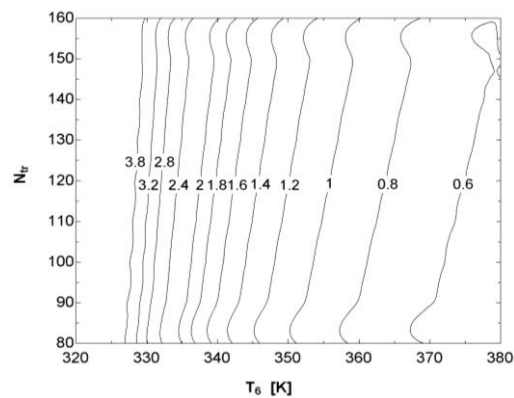


Figura 3.62 - Volume recuperador (m^3) $\eta_{st}=40\%$

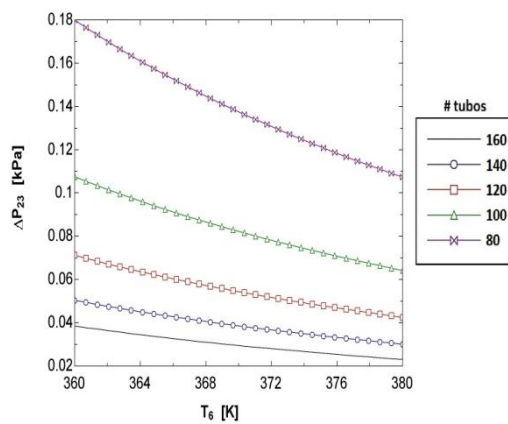


Figura 3.63 - Queda de pressão na tubulação do recuperador $\eta_{st}=40\%$

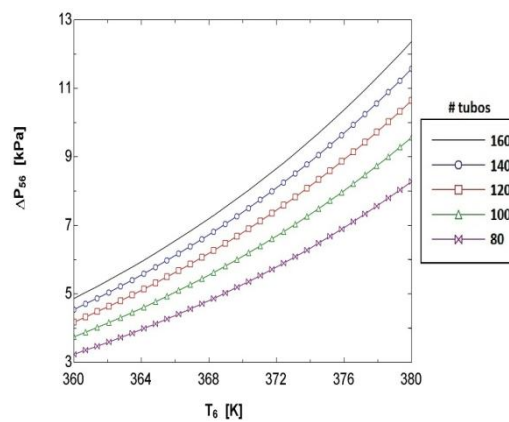


Figura 3.64 - Queda de pressão no casco do recuperador $\eta_{st}=40\%$

3.2.3.2

Para 50% de eficiência isentrópica do expensor

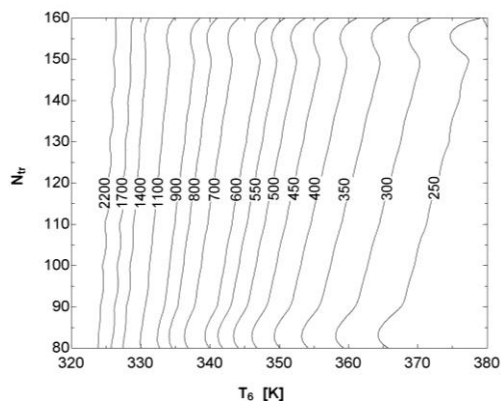


Figura 3.65 - Área de transferência de calor do recuperador (m^2) $\eta_{st}=50\%$

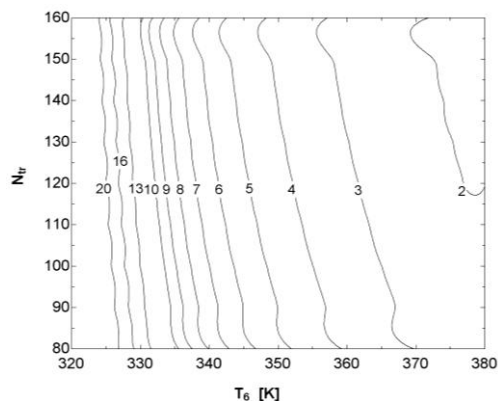


Figura 3.66 - Comprimento dos tubos do recuperador (m) $\eta_{st}=50\%$

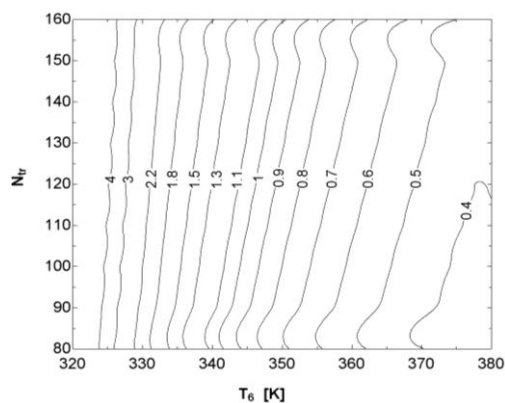


Figura 3.67 - Volume recuperador (m^3) $\eta_{st}=50\%$

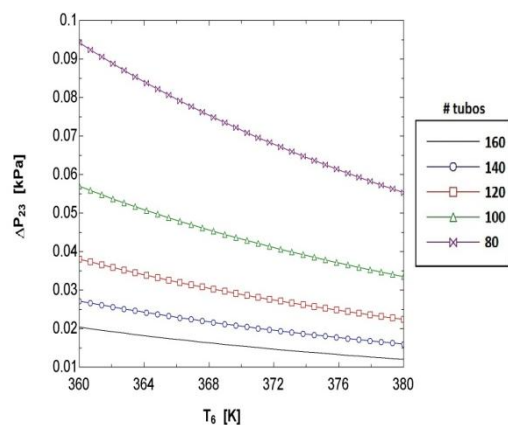


Figura 3.68 - Queda de pressão na tubulação do recuperador $\eta_{st}=50\%$

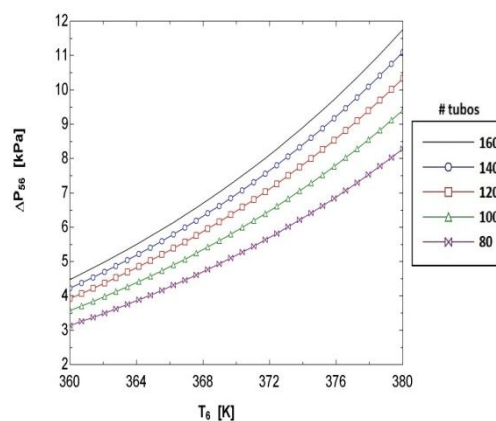


Figura 3.69 - Queda de pressão no casco do recuperador $\eta_{st}=50\%$

3.2.3.3

Para 60% de eficiência isentrópica do expensor

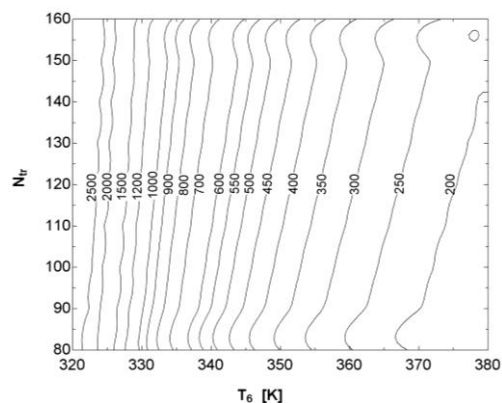


Figura 3.70 - Área de transferência de calor do recuperador (m^2) $\eta_{st}=60\%$

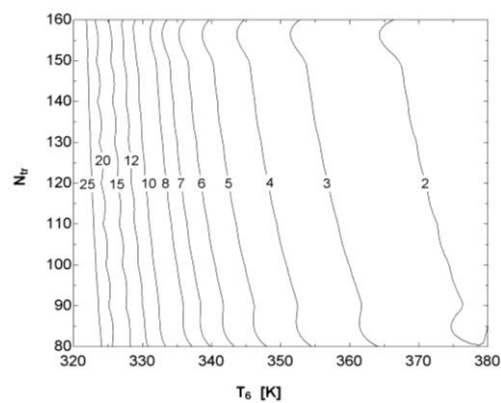


Figura 3.71 - Comprimento dos tubos do recuperador (m) $\eta_{st}=60\%$

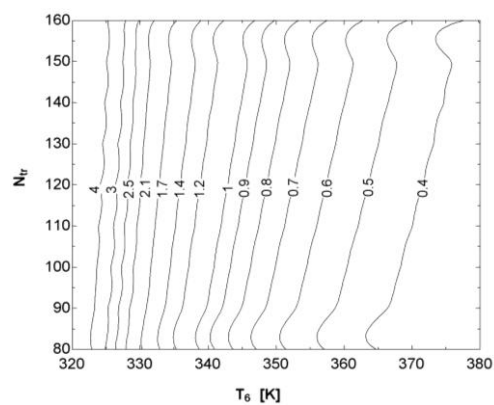


Figura 3.72 - Volume recuperador (m^3) $\eta_{st}=60\%$

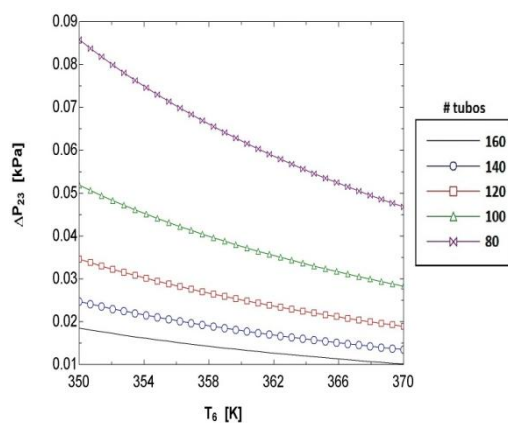


Figura 3.73 - Queda de pressão na tubulação do recuperador $\eta_{st}=60\%$

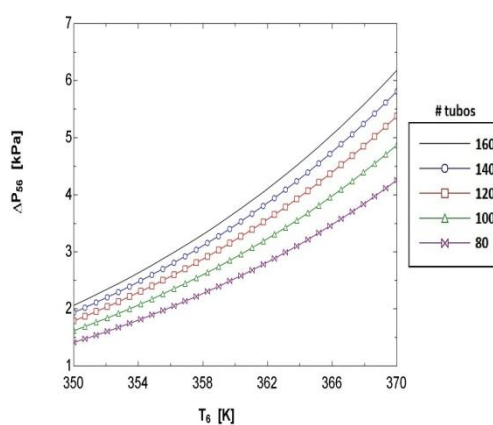


Figura 3.74 - Queda de pressão no casco do recuperador $\eta_{st}=60\%$

3.2.3.4

Para 70% de eficiência isentrópica do expensor

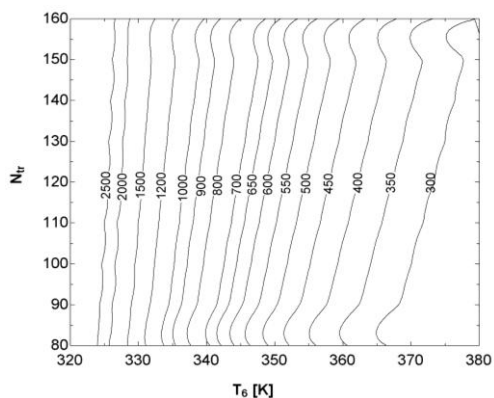


Figura 3.75 - Área de transferência de calor do recuperador (m^2) $\eta_{st}=70\%$

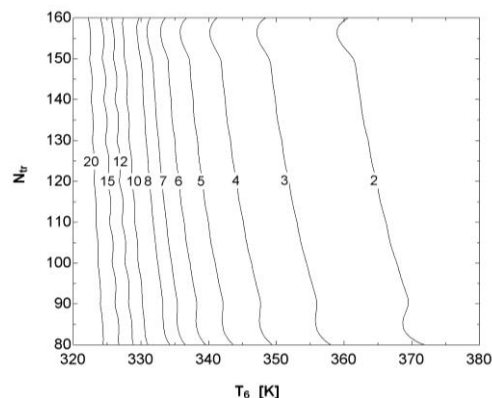


Figura 3.76 - Comprimento dos tubos do recuperador (m) $\eta_{st}=70\%$

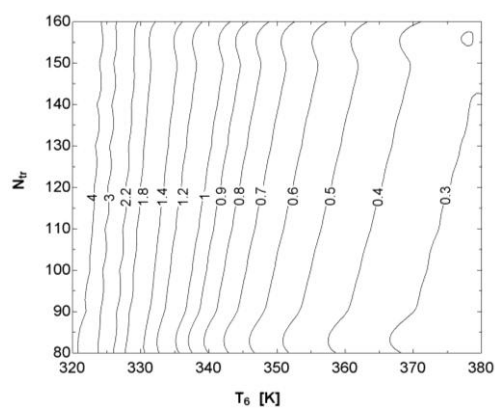


Figura 3.77 - Volume recuperador (m^3) $\eta_{st}=70\%$

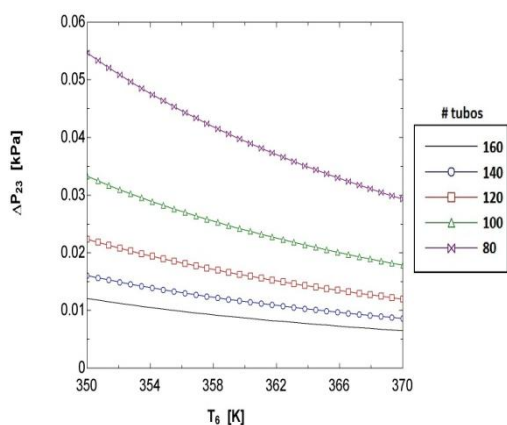


Figura 3.78 - Queda de pressão na tubulação do recuperador $\eta_{st}=70\%$

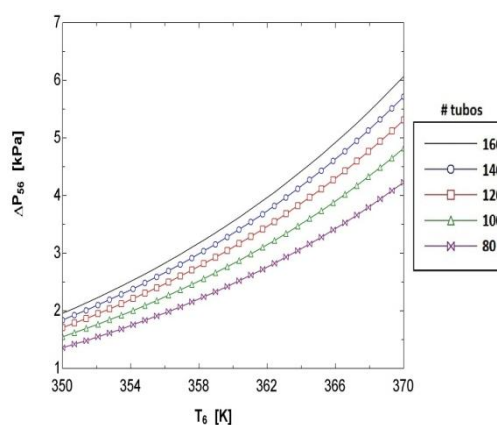


Figura 3.79 - Queda de pressão no casco do recuperador $\eta_{st}=70\%$

3.2.3.5

Para 80% de eficiência isentrópica do expensor

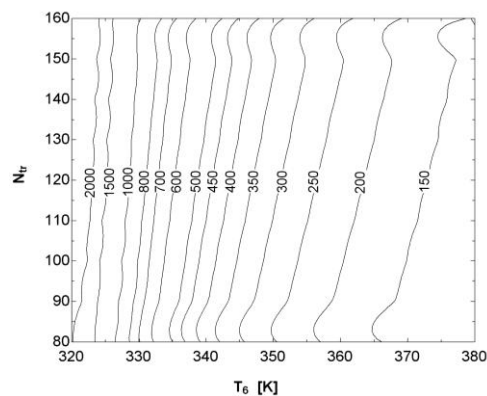


Figura 3.80 - Área de transferência de calor do recuperador (m^2) $\eta_{st}=80\%$

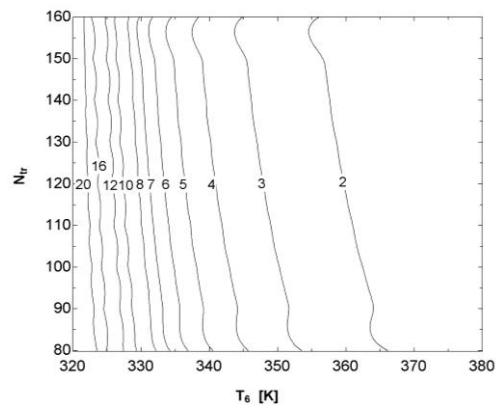


Figura 3.81 - Comprimento dos tubos do recuperador (m) $\eta_{st}=80\%$

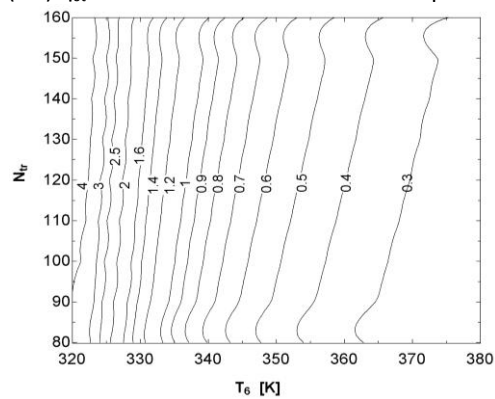


Figura 3.82 - Volume recuperador (m^3) $\eta_{st}=80\%$

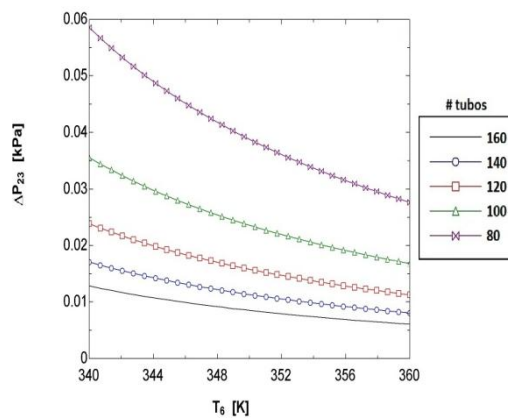


Figura 3.83 - Queda de pressão na tubulação do recuperador $\eta_{st}=80\%$

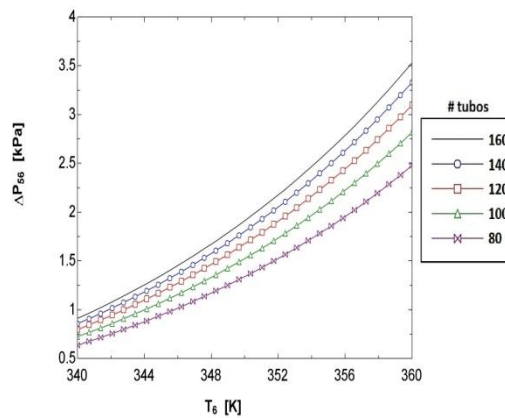


Figura 3.84 - Queda de pressão no casco do recuperador $\eta_{st}=80\%$

3.2.3.6

Comentários sobre o dimensionamento do recuperador

$\eta_{st} = 40\%$: A eficiência isentrópica mais baixa apresenta maiores áreas de transferência, comprimento de tubos e volumes para uma mesma temperatura T_6 do que se considerasse outras eficiências maiores. Então, será necessário escolher uma temperatura T_6 de forma que o trocador de calor não seja extremadamente grande. Ao considerar que o ciclo terá uma potência de 50 kW, o recuperador não pode ter medidas exageradas (por exemplo, maiores a 20 m). Neste caso, se escolheu um valor conservador de T_6 de 372 K e 160 tubos (dois passos) o que resulta num comprimento de tubos de aproximadamente 2,5 m. Este critério de comprimento de tubos neste valor será mantido para as seguintes eficiências isentrópicas, mantendo ademais este número de tubos. Assim, pode-se utilizar um recuperador de 160 tubos de 2,5 m de comprimento (passo duplo) na faixa de 40 a 100% de eficiência isentrópica, com aceitável aproveitamento do calor da fase superaquecida do refrigerante que sai do expensor. Ao mesmo tempo, falando sobre as quedas de pressão, estas também serão maiores que nos outros níveis de η_{st} , chegando a um nível de 180 Pa na tubulação, se o recuperador tivesse 80 tubos ou quase 40 Pa com o caso de 160 tubos. Entre as placas (casco) esta queda chega a os níveis mais altos, perto de 13 kPa com 160 tubos e menores com menor quantidade de tubos.

$\eta_{st} = 50\%$: Com uma temperatura T_6 aproximadamente igual a 365 K e mantendo 160 tubos (com dois passos) o comprimento dos tubos resulta no valor adotado para 40% de eficiência isentrópica do expensor, e obviamente a área de transferência e o volume do caso anterior serão os mesmos. No caso das quedas de pressão, estas se mostram pequenas no caso da tubulação. Considerando o intervalo de temperatura T_6 entre 360 e 380 K, a queda máxima é menor a 100 Pa, isto com a utilização de um trocador de 80 tubos. Já utilizando o trocador de 160 tubos a queda é menor que 20 Pa. As quedas de pressão no casco (entre as placas) do recuperador resultam um pouco altas. Para o caso de 160 tubos fica ao redor de 5 kPa para 365 K, com valores maiores para temperaturas maiores.

$\eta_{st} = 60\%$: Para uma temperatura T_6 de aprox. 360 K se mantém o comprimento de tubos estabelecido inicialmente de 2,5 m. Como é factível de analisar o aproveitamento do vapor superaquecido é também maior com o aumento desta eficiência. As perdas de pressão também vão se reduzindo em comparação com os níveis de 40 e 50% de η_{st} . No caso da tubulação as perdas esta vez não chegam a 90 Pa, no caso de 80 tubos e a 20 Pa, para 160 tubos. No caso do casco das placas as quedas de pressão se reduzem em um 50% aproximadamente em comparação a $\eta_{st}=50\%$, chegando a um nível máximo ligeiramente maior que 6 kPa para 160 tubos e 370 K.

$\eta_{st} = 70\%$: Neste caso, com 355 K na temperatura T_6 e 160 tubos o recuperador vai ter o valor estabelecido de 2,5 m de comprimento de tubos e as mesmas dimensões totais. Como se aprecia, nas figuras correspondentes, as perdas vão se reduzindo com esta eficiência isentrópica. 55 Pa são a perda na tubulação para 80 tubos e 350 K. A perda no casco máxima é menor que a do caso anterior ($\eta_{st}=60\%$).

$\eta_{st} = 80\%$: 352 K é a temperatura necessária (T_6) para manter nosso recuperador com 2,5 m de comprimento. A queda de pressão na tubulação, nesta vez, apresentam níveis tão baixos, como 60 kPa no máximo e para 160 tubos quedas menores a 10 Pa no intervalo apresentado. Enquanto as perdas de pressão no casco não ultrapassam 3,5 kPa.

3.2.4

Dimensionamento do condensador

No balanço de energia no condensador foi assumido que a temperatura de entrada já é conhecida e fixada no valor de 293 K (ou 20°C). A temperatura de saída da água (T_{ao}) pode variar e com isto variará, evidentemente, a vazão mássica desta substância no condensador. Também a vazão mássica sofrerá alterações dependendo da eficiência isentrópica do condensador. Na seguinte figura se mostra a vazão mássica para diferentes eficiências isentrópicas em função da temperatura de saída entre 300 e 316 K:

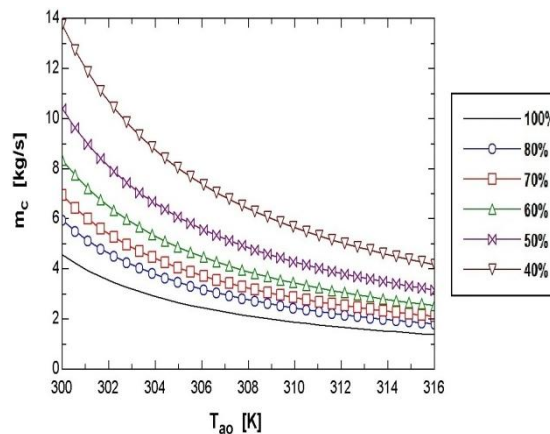


Figura 3.85 - Vazão mássica de água em função da temperatura de saída, T_{ao}

3.2.4.1

Para 40% de eficiência isentrópica do expensor

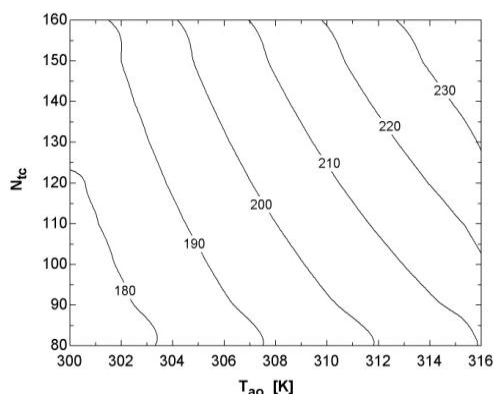


Figura 3.86 - Área de transferência de calor do condensador (m^2) $\eta_{st}=40\%$

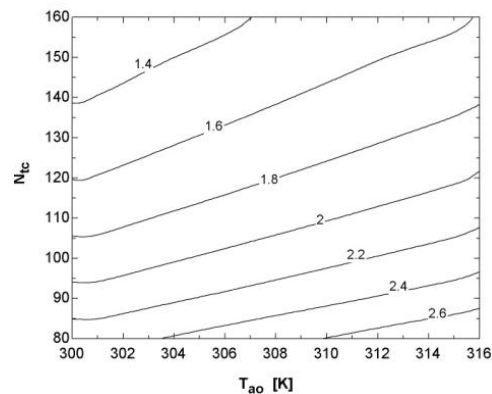


Figura 3.87 - Comprimento dos tubos do condensador (m) $\eta_{st}=40\%$

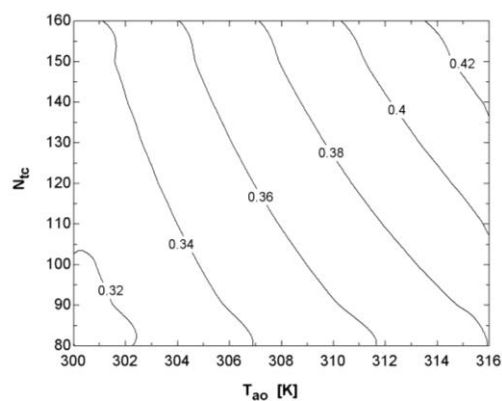


Figura 3.88 - Volume do condensador (m^3) $\eta_{st}=40\%$

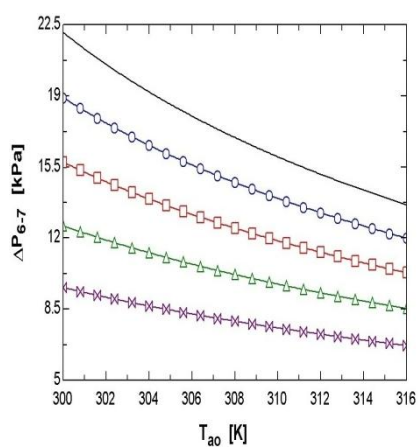


Figura 3.89 - Queda de pressão na zona superaquecida do condensador $\eta_{st}=40\%$

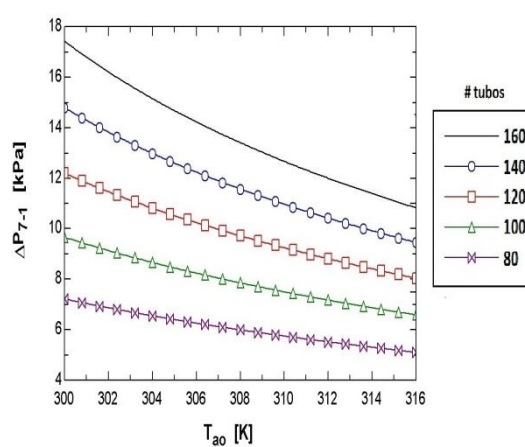


Figura 3.90 - Queda de pressão na zona saturada do condensador $\eta_{st}=40\%$

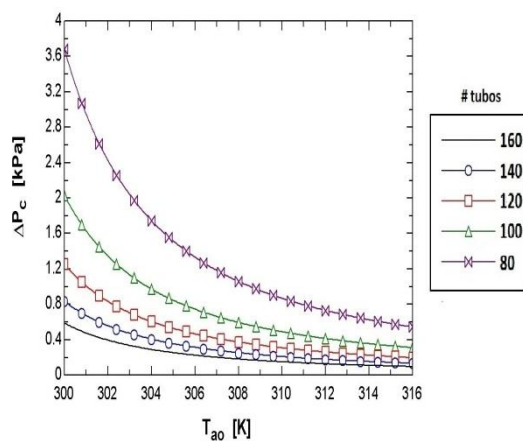


Figura 3.91 - Queda de pressão na tubulação do condensador $\eta_{st}=40\%$

3.2.4.2

Para 50% de eficiência isentrópica do expansor

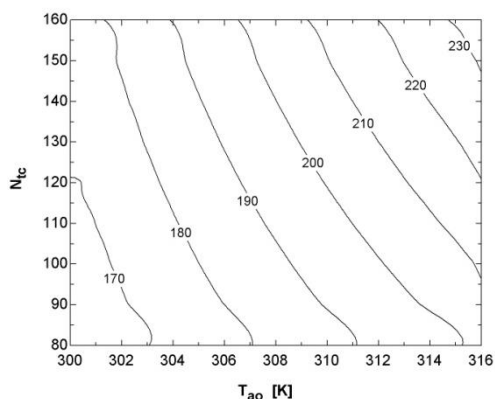


Figura 3.92 - Área de transferência de calor do condensador [m^2] $\eta_{st}=50\%$

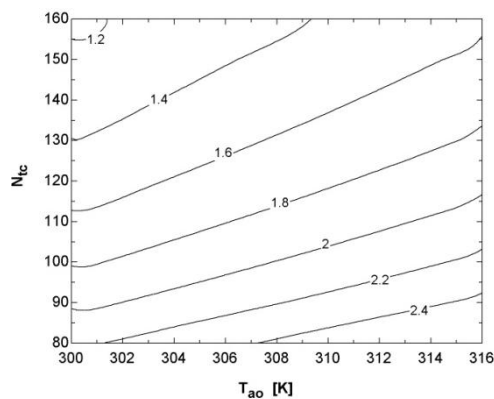


Figura 3.93 - Comprimento dos tubos do condensador (m) $\eta_{st}=50\%$

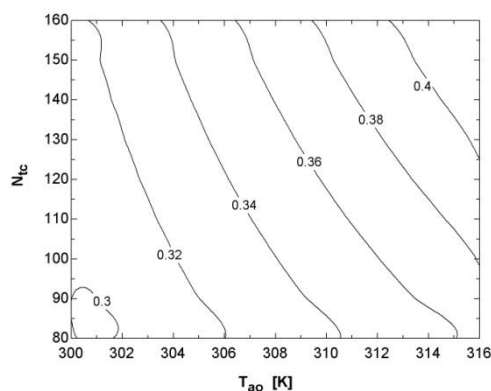


Figura 3.94 - Volume do condensador (m^3) $\eta_{st}=50\%$

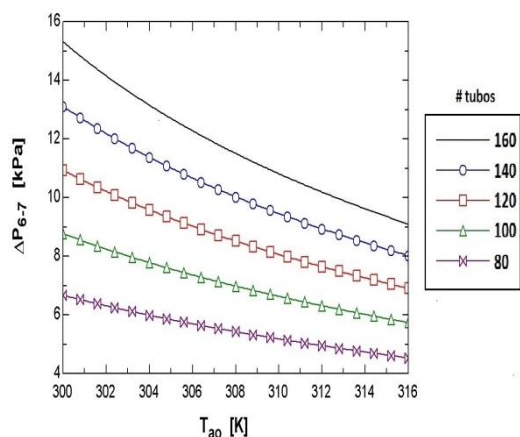


Figura 3.95 - Queda de pressão na zona superaquecida do condensador $\eta_{st}=50\%$

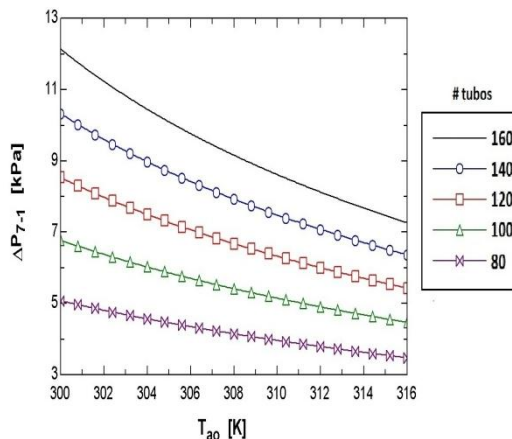


Figura 3.96 - Queda de pressão na zona saturada do condensador $\eta_{st}=50\%$

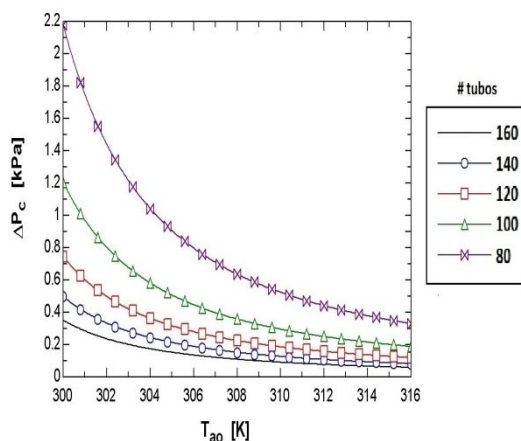


Figura 3.97 - Queda de pressão na tubulação do condensador $\eta_{st}=50\%$

3.2.4.3

Para 60% de eficiência isentrópica do expensor

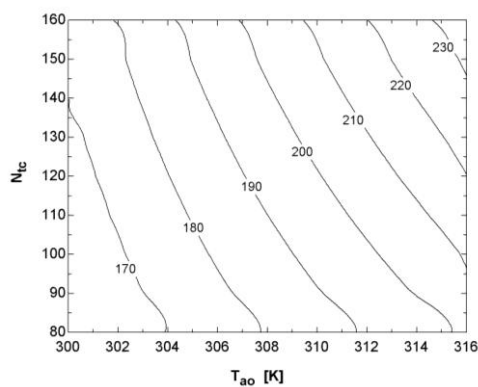


Figura 3.98 - Área de transferência de calor do condensador (m^2) $\eta_{st}=60\%$

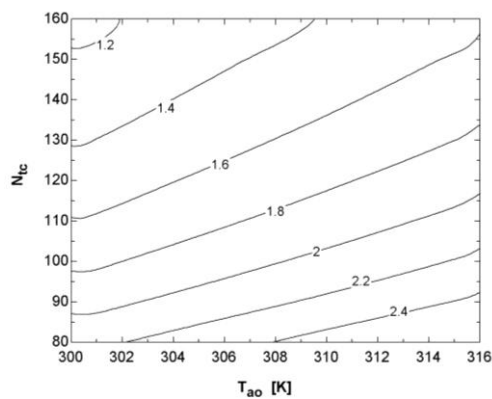


Figura 3.99 - Comprimento dos tubos do condensador (m) $\eta_{st}=60\%$

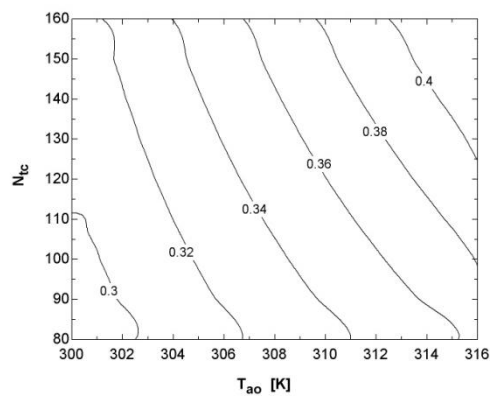


Figura 3.100 - Volume do condensador (m^3) $\eta_{st}=60\%$

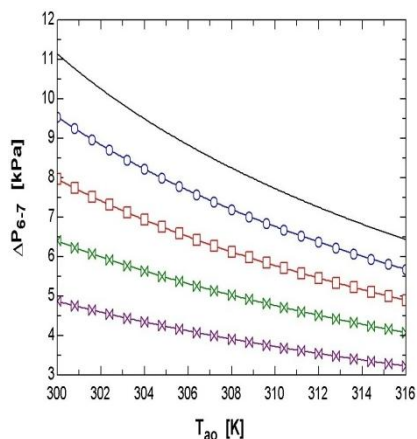


Figura 3.101 - Queda de pressão na zona superaquecida do condensador $\eta_{st}=60\%$

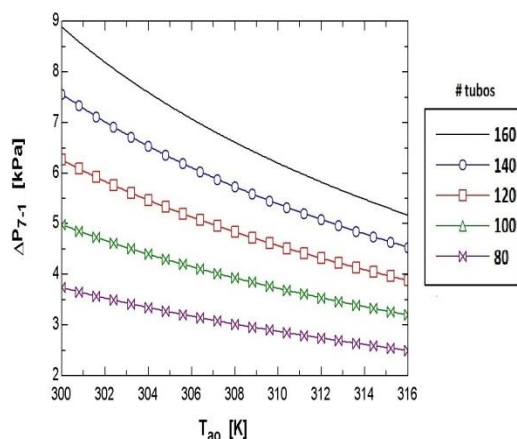


Figura 3.102 - Queda de pressão na zona saturada do condensador $\eta_{st}=60\%$

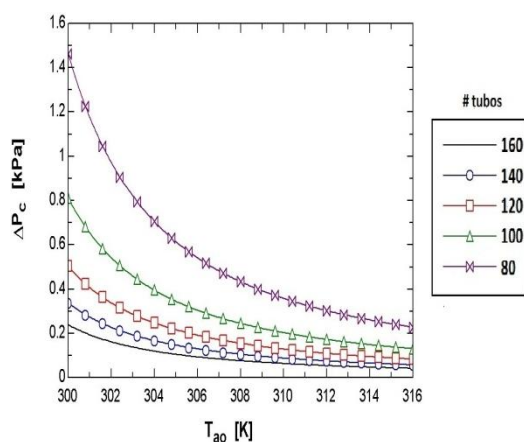


Figura 3.103 - Queda de pressão na tubulação do condensador $\eta_{st}=60\%$

3.2.4.4

Para 70% de eficiência isentrópica do expansor

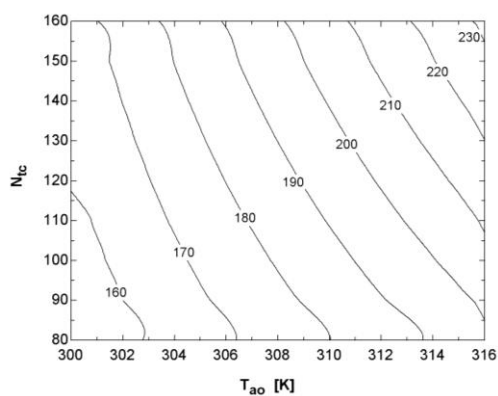


Figura 3.104 - Área de transferência de calor do condensador (m^2) $\eta_{st}=70\%$

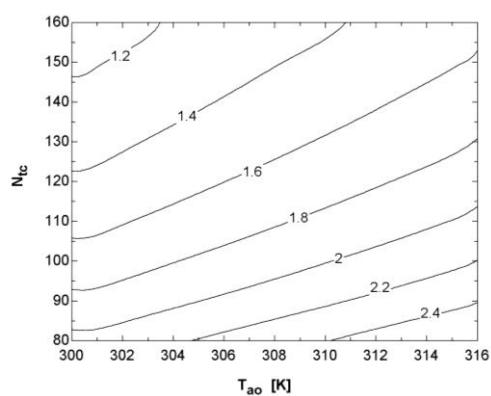


Figura 3.105 - Comprimento dos tubos do condensador (m) $\eta_{st}=70\%$

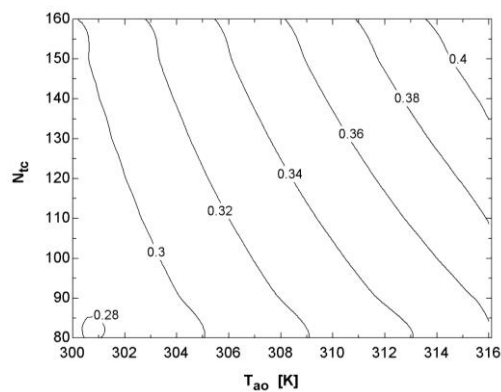


Figura 3.106 - Volume do condensador (m^3) $\eta_{st}=70\%$

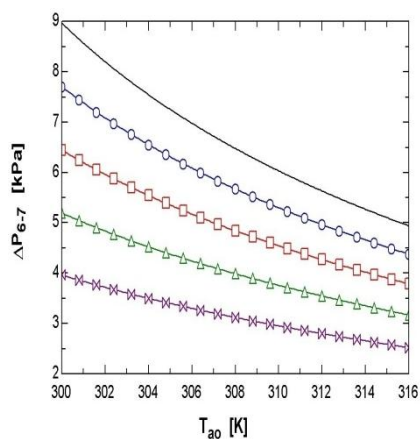


Figura 3.107 - Queda de pressão na zona superaquecida do condensador $\eta_{st}=70\%$

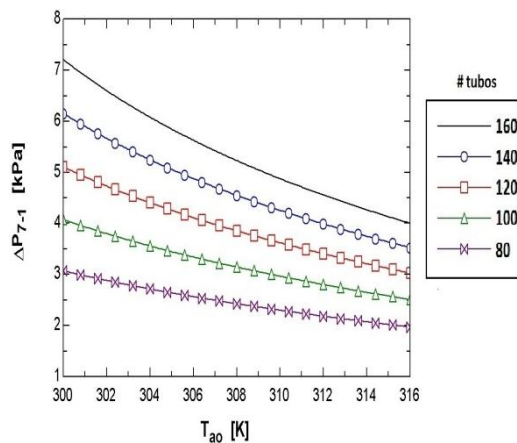


Figura 3.108- Queda de pressão na zona saturada do condensador $\eta_{st}=70\%$

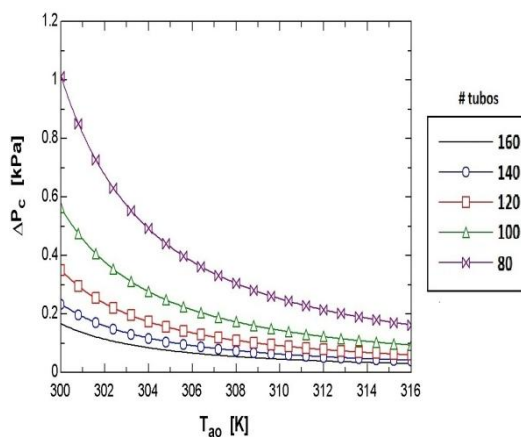


Figura 3.109 - Queda de pressão na tubulação do condensador $\eta_{st}=70\%$

3.2.4.5

Para 80% de eficiência isentrópica do expensor

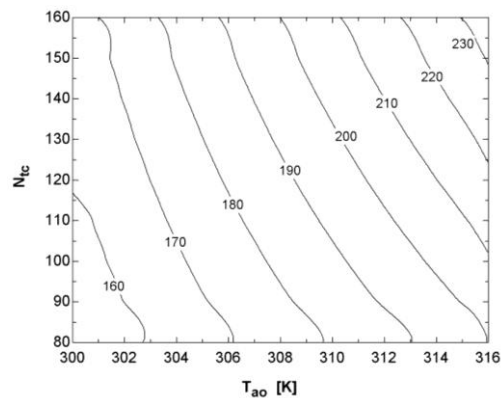


Figura 3.110 - Área de transferência de calor do condensador (m^2) $\eta_{st}=80\%$

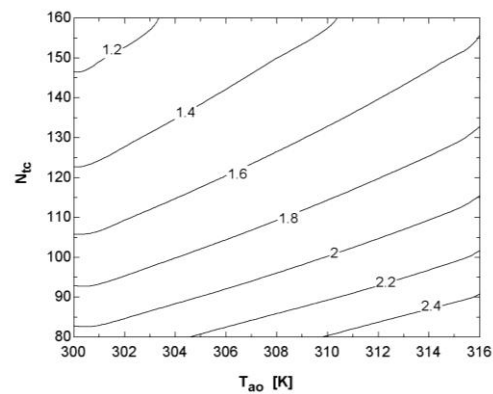


Figura 3.111 - Comprimento dos tubos do condensador (m) $\eta_{st}=80\%$

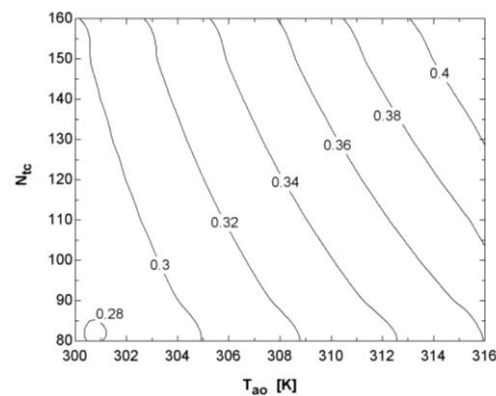


Figura 3.112 - Volume do condensador (m^3) $\eta_{st}=80\%$

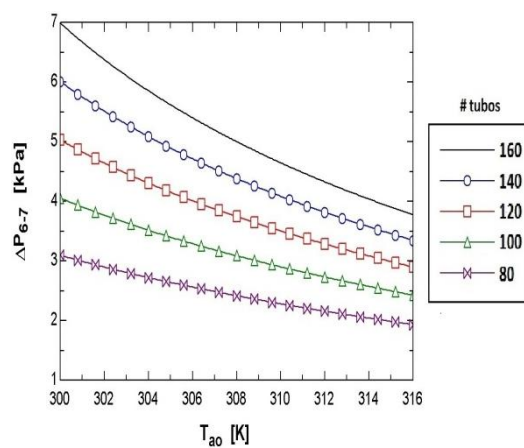


Figura 3.113 - Queda de pressão na zona superaquecida do condensador $\eta_{st}=80\%$

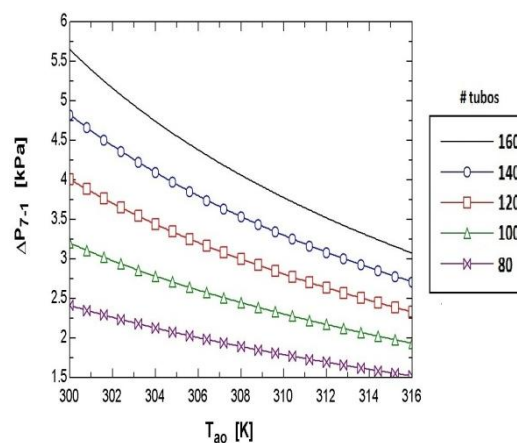


Figura 3.114 - Queda de pressão na zona saturada do condensador $\eta_{st}=80\%$

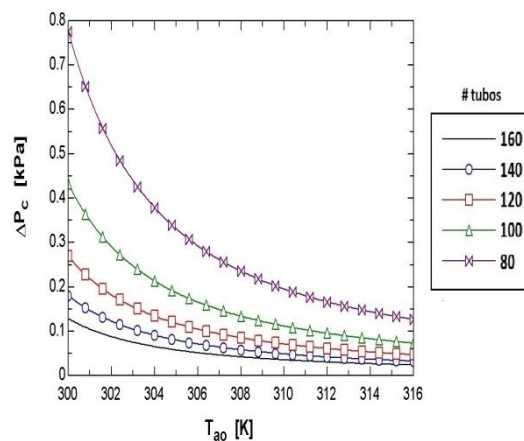


Figura 3.115 - Queda de pressão na tubulação do condensador $\eta_{st}=80\%$

3.2.4.6

Para 100% de eficiência isentrópica do expensor

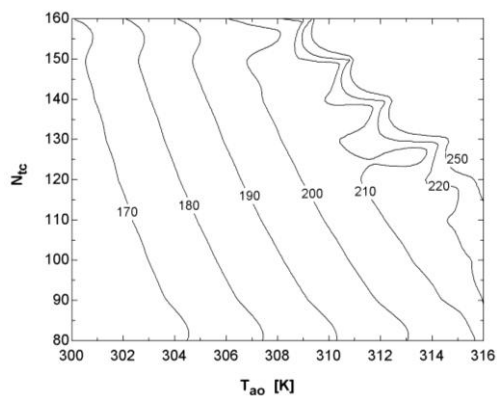


Figura 3.116 - Área de transferência de calor do condensador (m^2) $\eta_{st}=100\%$

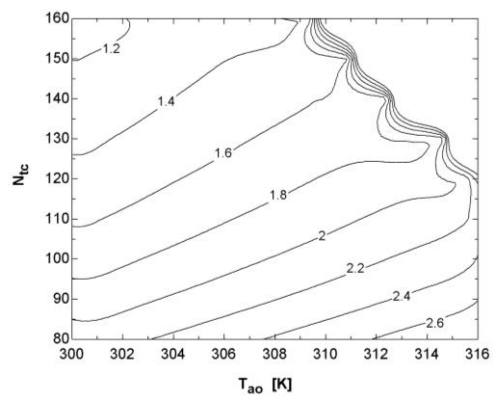


Figura 3.117 - Comprimento dos tubos do condensador (m) $\eta_{st}=100\%$

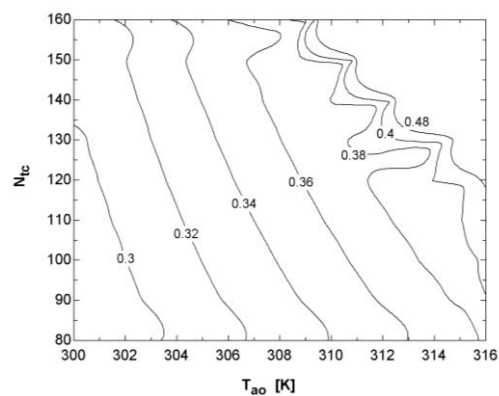


Figura 3.118 - Volume do condensador (m^3) $\eta_{st}=100\%$

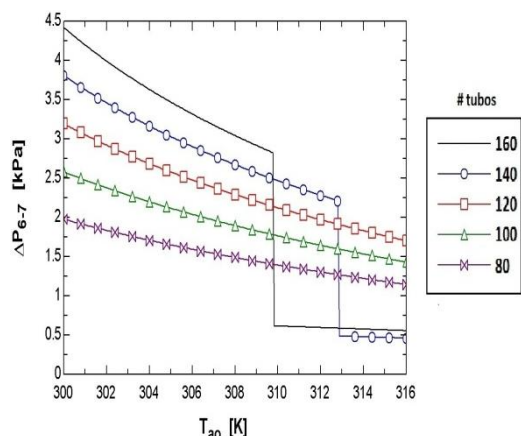


Figura 3.119 - Queda de pressão na zona superaquecida do condensador $\eta_{st}=100\%$

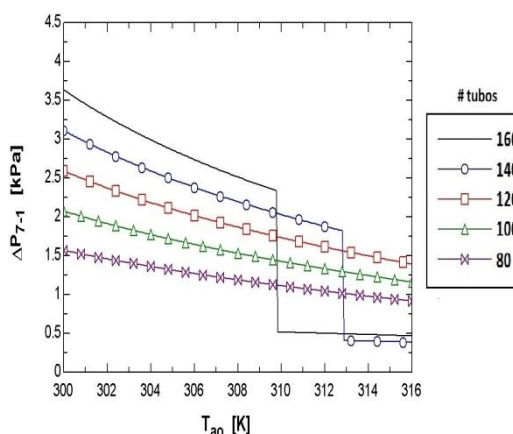


Figura 3.120 - Queda de pressão na zona saturada do condensador $\eta_{st}=100\%$

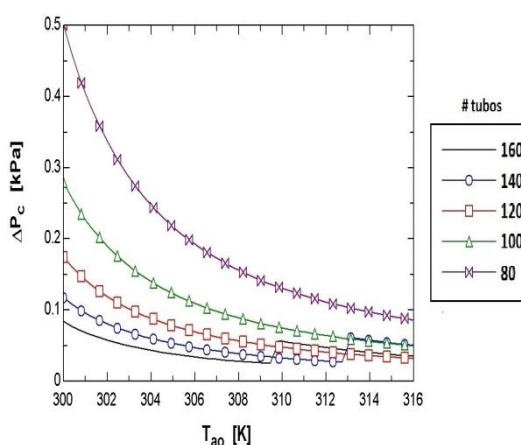


Figura 3.121 - Queda de pressão na tubulação do condensador $\eta_{st}=100\%$

3.2.4.7

Comentários sobre o dimensionamento do condensador

$\eta_{st} = 40\%$: Na seleção da temperatura de saída (T_{ao}) do condensador não só influem as medidas do condensador, senão também a vazão mássica de água, pelo qual será preferível eleger uma temperatura de saída maior para reduzir a vazão mássica. Agora, elevando esta temperatura também se elevam a área de transferência, o comprimento dos tubos e o volume do condensador. Novamente, como no caso do recuperador, um critério importante no dimensionamento é ter o menor comprimento de tubos possível mantendo, como se detalhou, a vazão mássica em níveis baixos. Da análise da variação destas características se definiu que com uma temperatura de saída de 314 K e 140 tubos (dois passos) se obtém um condensador de aproximadamente 1,7 m de comprimento. Esta medida será mantida para a obtenção da temperatura de

saída com as outras eficiências isentrópicas. As perdas de pressão são consideráveis neste caso, tanto na tubulação como no casco. Nas figuras correspondentes se mostram, separando a zona superaquecida da saturada, sendo a somatória maior a 20 kPa para a maior parte da faixa. Já a queda de pressão na tubulação é menor que 0,4 kPa para 314 K como T de saída.

$\eta_{st} = 50\%$: Mantendo as características já mencionadas anteriormente para o condensador, agora a temperatura de saída será de aproximadamente 315 K, e o número de tubos será mantido em 140 tubos. As perdas de pressão ainda se mostram altas, mas, menores que com a eficiência de 40%: a queda para a zona superaquecida seria perto de 9 kPa e na zona saturada perto de 8 kPa. Na tubulação a queda presente é menor a 200 Pa.

$\eta_{st} = 60\%$: Novamente uma temperatura de 315 K determinará as mesmas características já mencionadas para o condensador. Quedas de pressão de aproximadamente 6 e 5 kPa se apresentam nas zonas superaquecida e saturada respectivamente. Na tubulação não chegam a 0,1 kPa.

$\eta_{st} = 70\%$: O valor de temperatura de saída de 315 K se repete para o condensador. Agora, a queda de pressão em todo o casco não chega a 10 kPa (somadas as duas zonas). A tendência decrescente também se observa na queda de pressão nos tubos.

$\eta_{st} = 80\%$: Observando os gráficos para esta eficiência e 50, 60 e 70%, não se notam grandes diferenças, pelo qual a temperatura T_{ao} adotado é 315 K. Esta vez a queda de pressão total no condensador não atinge o valor de 8 kPa, e na tubulação, perto de 50 Pa.

$\eta_{st} = 100\%$: Este caso, por ser ideal, não tem maior importância prática. Mas, é curioso observar a tendência a que as medidas do condensador aumentam abruptamente ao ultrapassar determinadas temperaturas. Isto aconteceu ao simular o condensador considerando um passo em tubos, pelo qual se trocou para dois passos. Neste caso, o valor de temperatura adequado

(medidas anteriores) seria de 312 K. Nas quedas de pressão se observa um fenômeno de transição de regime turbulento a laminar para 160 e 140 tubos a determinadas temperaturas.

3.2.5

Trocador de calor de casco e tubos

Este tipo de trocador, que será utilizado no gerador de vapor, apresenta já determinados arranjos padrão como se estabelece em algumas fontes [22]. Vão ser considerados os arranjos mais simples, ou seja, aqueles com tubos de menor diâmetro, um passo em tubos e casco, configuração mais simples e se possível, menor diâmetro do casco. A continuação o número de tubos necessários para diferentes diâmetro do casco, com tubos de $\frac{3}{4}$ e 1 polegada:

Tabela 3.14 – Características dos trocadores de calor de casco e um passo em tubos estudados

Tubos de $\frac{3}{4}$ in.(diâm. externo) Arranjo quadrado 1 in		Tubos de 1 in.(diâm. externo) Arranjo quadrado 1 $\frac{3}{4}$ in	
Diâmetro interno do casco (in)	Número de tubos (1 passo)	Diâmetro interno do casco (in)	Número de Tubos (1 passo)
8	32	8	21
10	52	10	32
12	81	12	48
13 $\frac{1}{4}$	97	13 $\frac{1}{4}$	61
15 $\frac{1}{4}$	137	15 $\frac{1}{4}$	81
17 $\frac{1}{4}$	177	17 $\frac{1}{4}$	112
19 $\frac{1}{4}$	224	19 $\frac{1}{4}$	138
21 $\frac{1}{4}$	277	21 $\frac{1}{4}$	177
23 $\frac{1}{4}$	341	23 $\frac{1}{4}$	213
25	413	25	260
27	481	27	300
29	553	29	341
31	657	31	406
33	749	33	465
35	845	35	522
37	934	37	596
39	1049	39	665

3.2.6

Dimensionamento do gerador de vapor

O gerador de vapor vai trabalhar no lado frio com o fluido orgânico e no lado quente com o fluido térmico (HTF). Como são analisados quatro HTFs: XCEL THERM MK1, SYLTHERM 800, DOWTHERM A e Therminol VP-1, então o gerador terá diferentes comportamentos como trocador, dependendo do HTF utilizado. Referente à vazão mássica de HTF necessária se obtiveram os seguintes gráficos em função da temperatura de saída do HTF do lado quente do gerador (T_b):

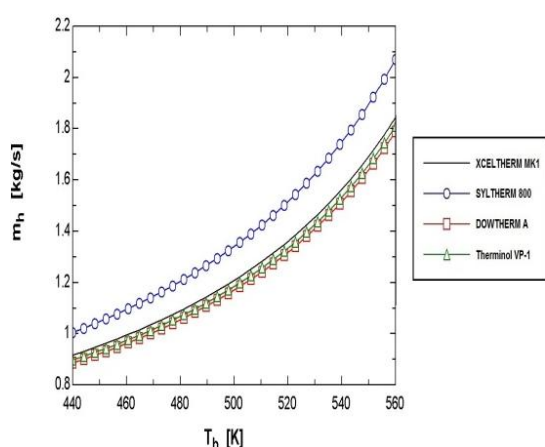


Figura 3.122 - Vazão mássica do fluido térmico em função da temperatura T_b $\eta_{st}=40\%$

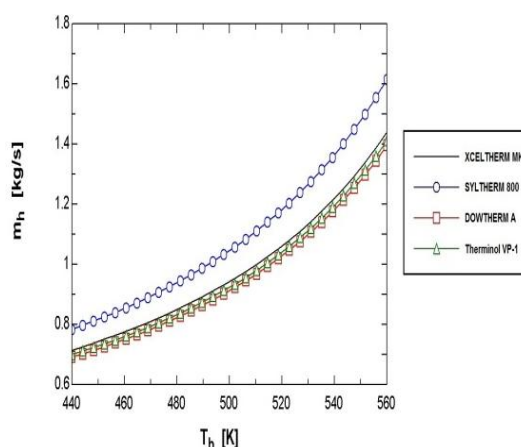


Figura 3.123 - Vazão mássica do fluido térmico em função da temperatura T_b $\eta_{st}=50\%$

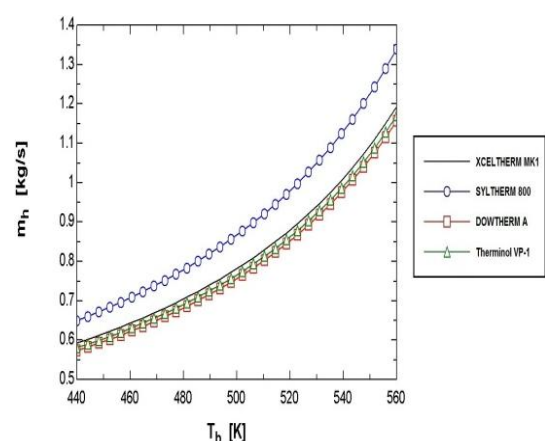


Figura 3.124 - Vazão mássica do fluido térmico em função da temperatura T_b $\eta_{st}=60\%$

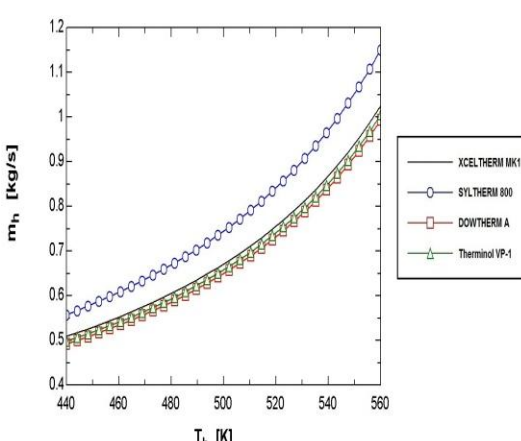


Figura 3.125 - Vazão mássica do fluido térmico em função da temperatura T_b $\eta_{st}=70\%$

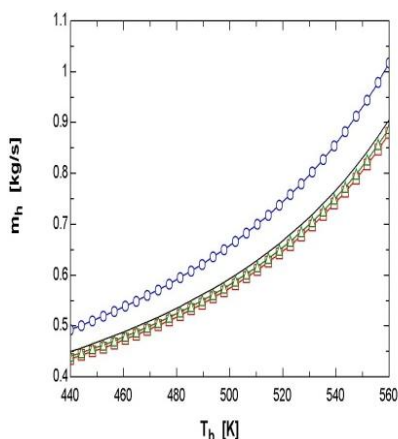


Figura 3.126 - Vazão mássica do fluido térmico em função da temperatura T_b $\eta_{st}=80\%$

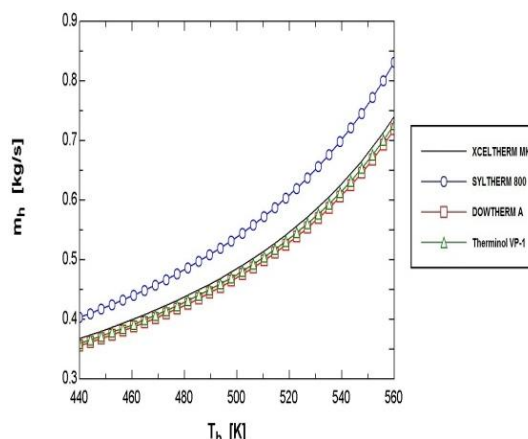


Figura 3.127 - Vazão mássica do fluido térmico em função da temperatura T_b $\eta_{st}=100\%$

Dos gráficos anteriores, se pode deduzir que os HTFs: XCEL THERM MK1, DOWTHERM A e Therminol VP-1 precisam menores vazões mássicas que o SYLTHERM 800 para uma mesma temperatura de saída T_b , e ademais as vazões das três substâncias tem valores quase iguais. Para o gerador de vapor, nesta vez, seria melhor não mexer com o valor de T_b , porque desta temperatura depende o desempenho do conjunto de coletores e como se vai ver posteriormente do armazenamento térmico. Por isso, é melhor assumir uma temperatura T_b para todos os casos de eficiência isentrópica do expensor. Neste caso, o valor designado foi de 473 K, dado que as vazões de HTF são menores e cumpre outras características relacionadas com o armazenamento térmico.

3.2.6.1

Para 40% de eficiência isentrópica do expensor

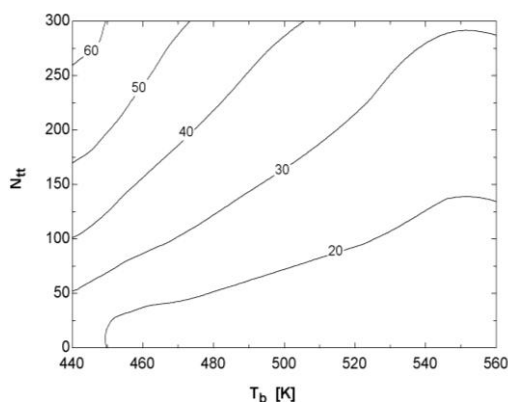


Figura 3.128 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=40\%$ (XCEL THERM[®] MK1, DOWTHERM A e Therminol VP-1)

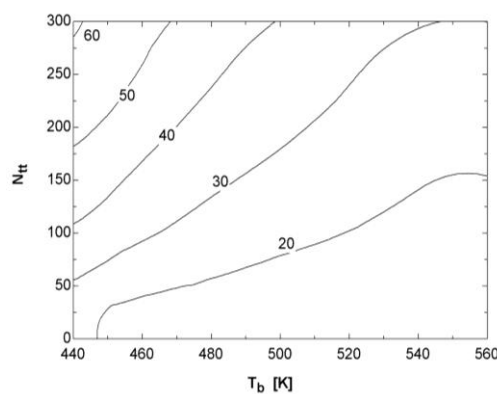


Figura 3.129 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=40\%$ (SYLTHERM 800)

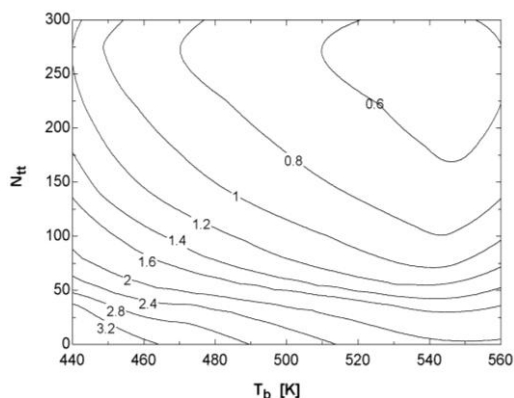


Figura 3.130 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=40\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

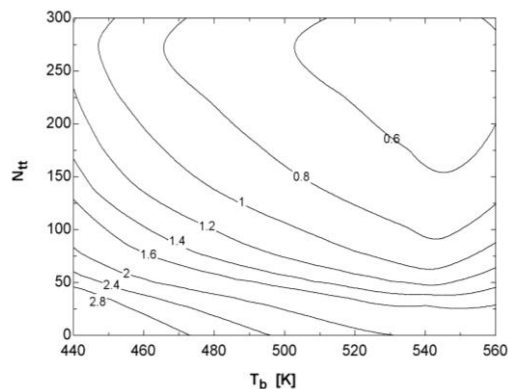


Figura 3.131 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=40\%$ (SYLTHERM 800)

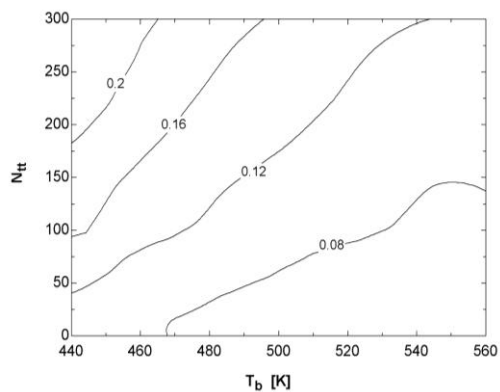


Figura 3.132 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=40\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

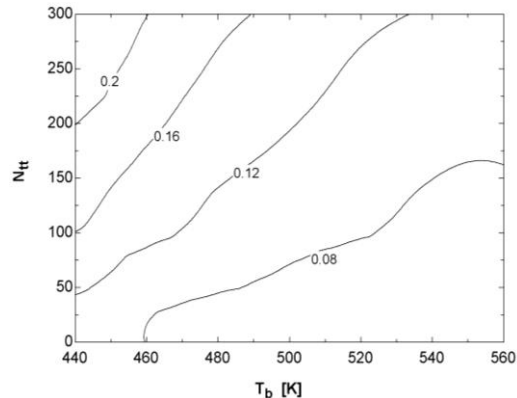


Figura 3.133 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=40\%$ (SYLTHERM 800)

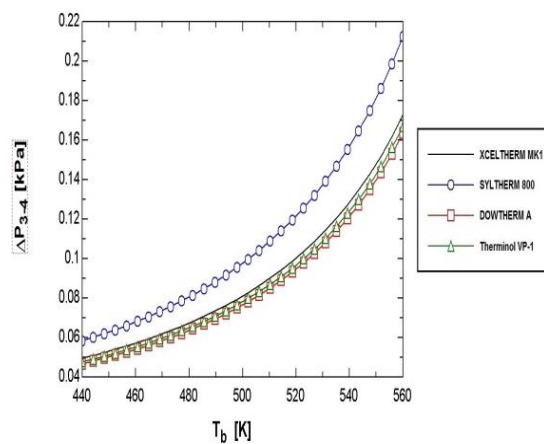


Figura 3.134 - Queda de pressão no casco do gerador de vapor $\eta_{st}=40\%$

3.2.6.2

Para 50% de eficiência isentrópica do expensor

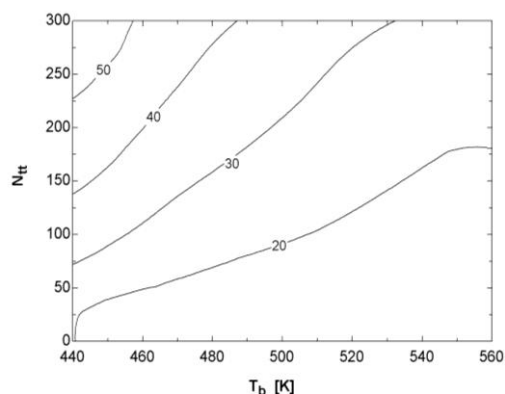


Figura 3.135 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=50\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

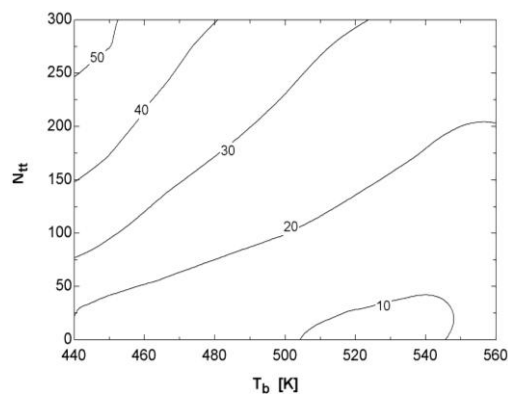


Figura 3.136 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=50\%$ (SYL THERM 800)

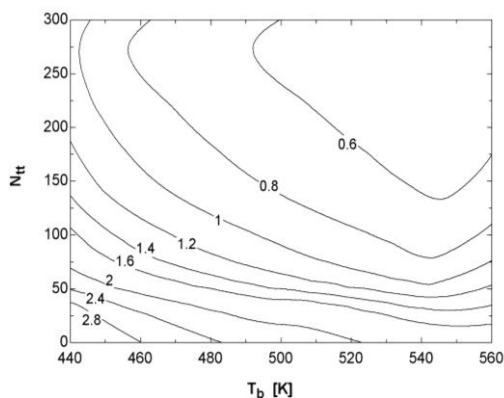


Figura 3.137 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=50\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

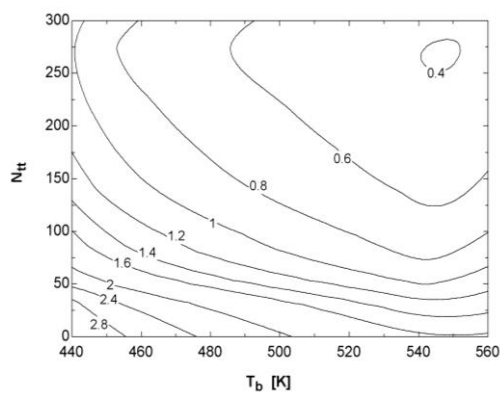


Figura 3.138 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=50\%$ (SYL THERM 800)

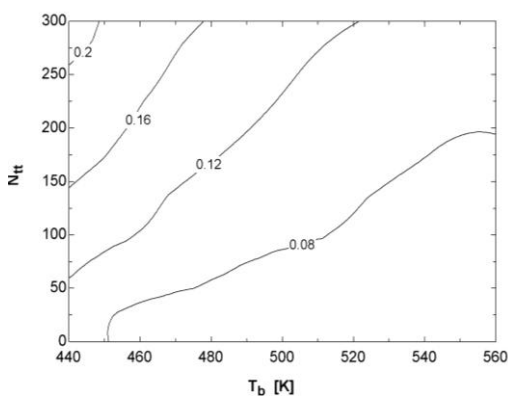


Figura 3.139 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=50\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

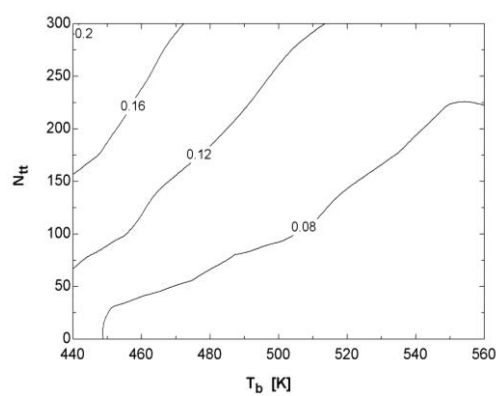


Figura 3.140 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=50\%$ (SYL THERM 800)

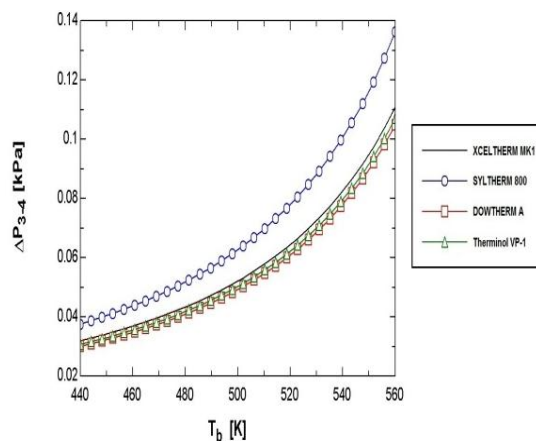


Figura 3.141 - Queda de pressão no casco do gerador de vapor $\eta_{st}=50\%$

3.2.6.3

Para 60% de eficiência isentrópica do expansor

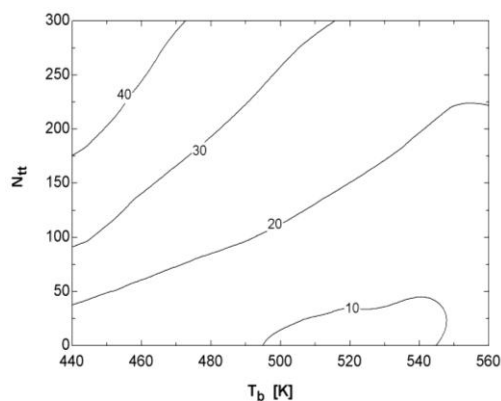


Figura 3.142 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=60\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

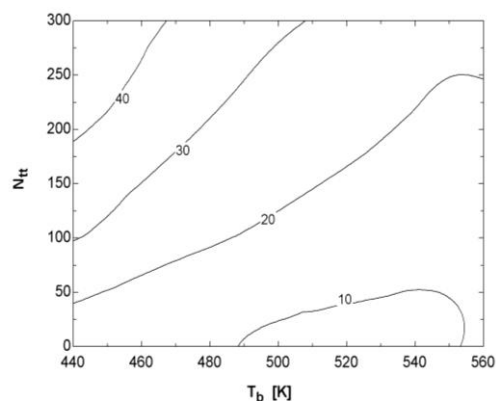


Figura 3.143 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=60\%$ (SYL THERM 800)

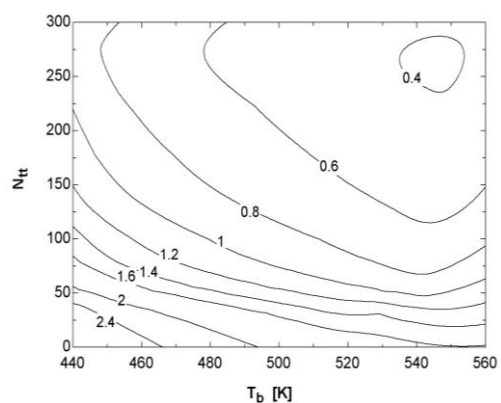


Figura 3.144 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=60\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

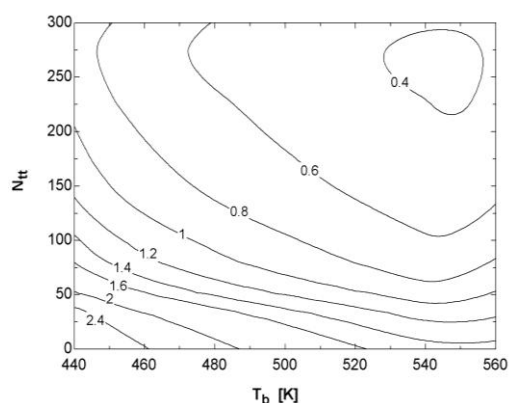


Figura 3.145 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=60\%$ (SYL THERM 800)

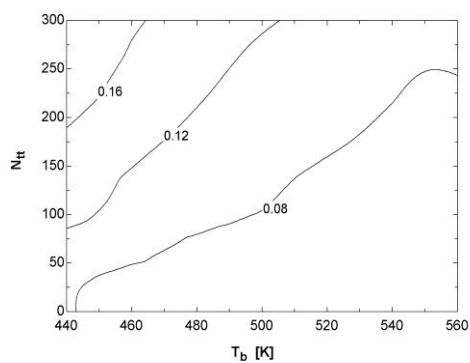


Figura 3.146 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=60\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

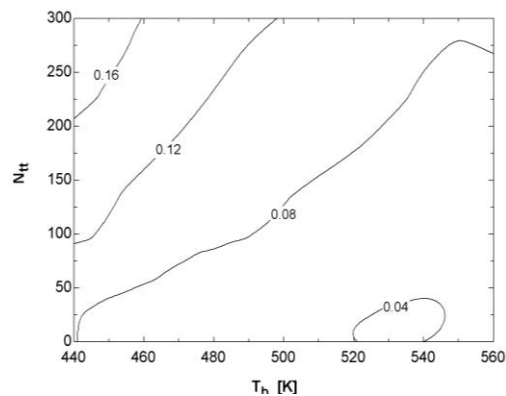


Figura 3.147 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=60\%$ (SYL THERM 800)

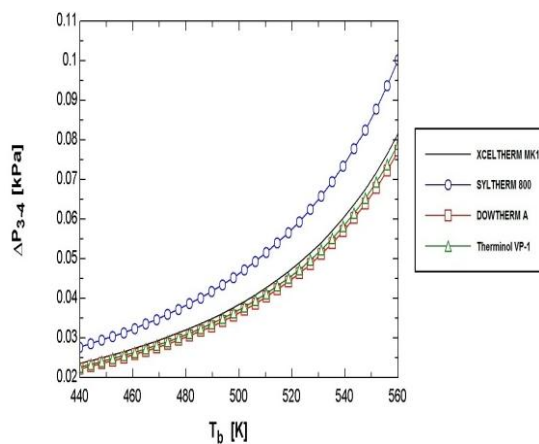


Figura 3.148 - Queda de pressão no casco do gerador de vapor $\eta_{st}=60\%$

3.2.6.4

Para 70% de eficiência isentrópica do expensor

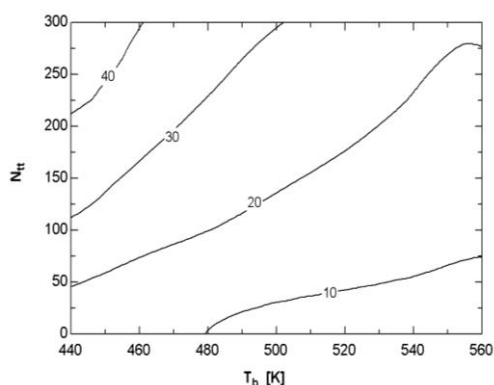


Figura 3.149 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=70\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

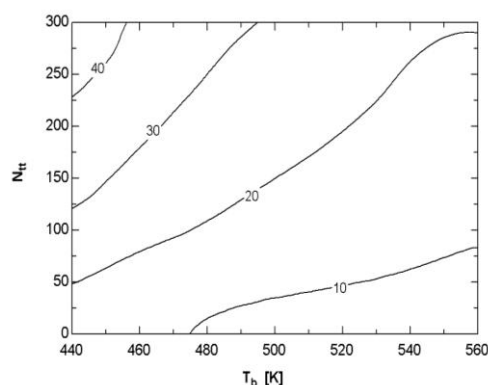


Figura 3.150 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=70\%$ (SYL THERM 800)

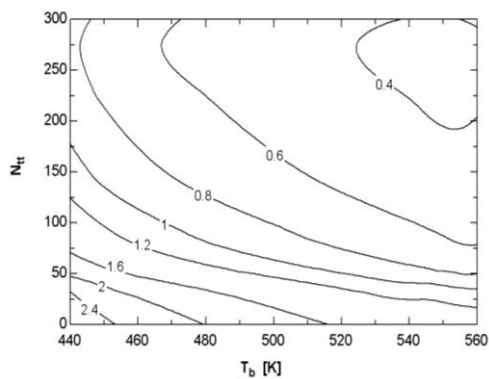


Figura 3.151 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=70\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

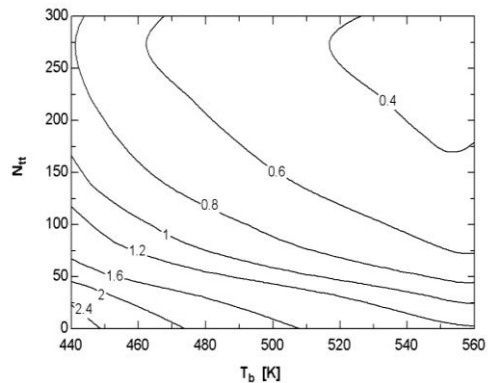


Figura 3.152 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=70\%$ (SYLTHERM 800)

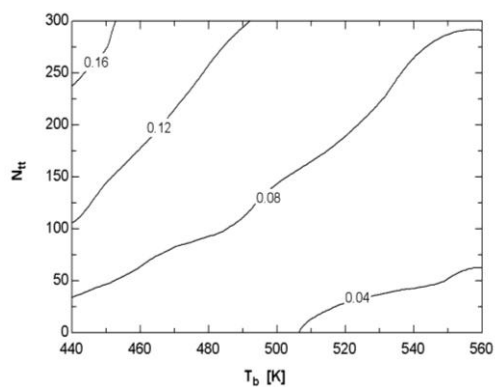


Figura 3.153 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=70\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

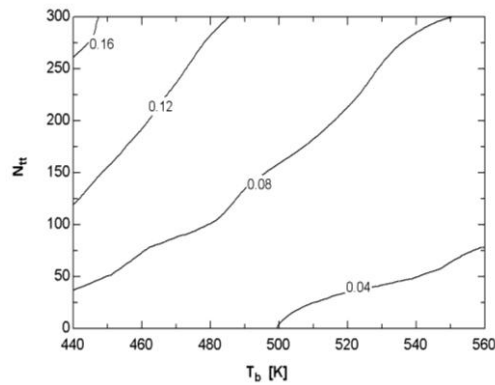


Figura 3.154 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=70\%$ (SYLTHERM 800)

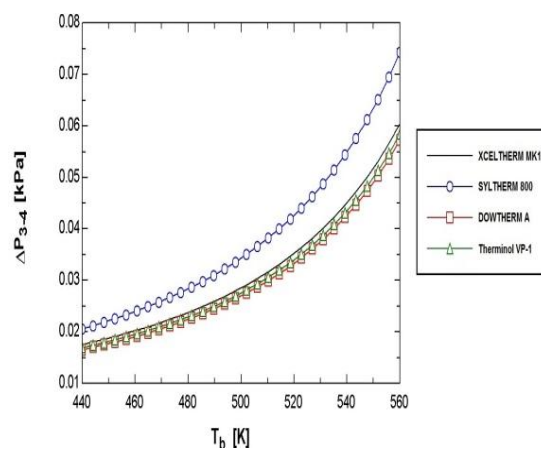


Figura 3.155 - Queda de pressão no casco do gerador de vapor $\eta_{st}=70\%$

3.2.6.5

Para 80% de eficiência isentrópica do expensor

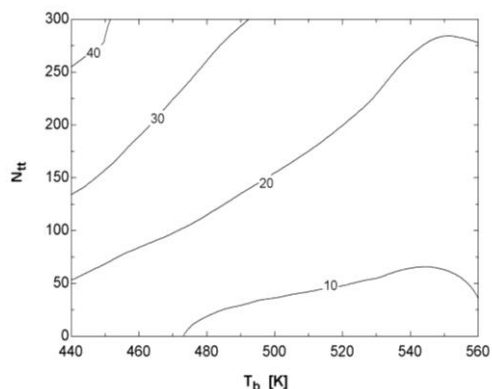


Figura 3.156 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=80\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

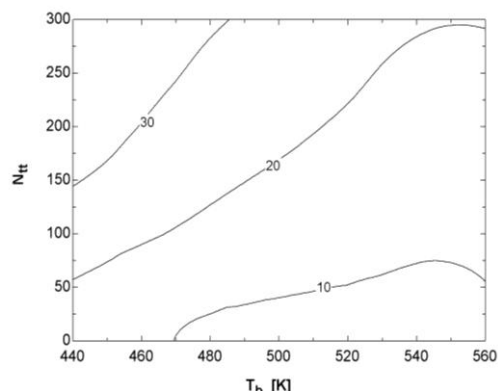


Figura 3.157 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=80\%$ (SYL THERM 800)

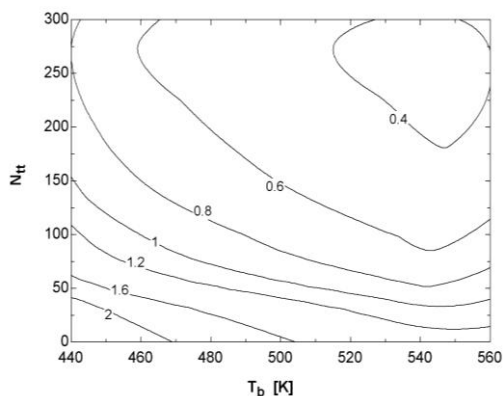


Figura 3.158 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=80\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

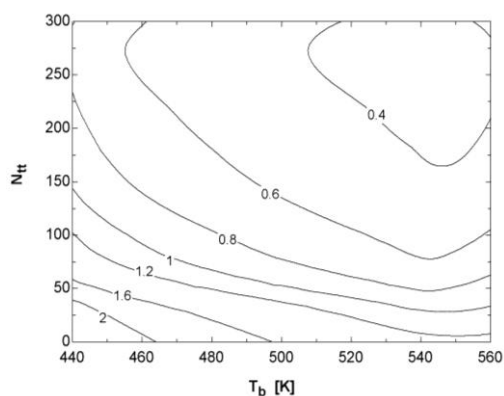


Figura 3.159 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=80\%$ (SYL THERM 800)

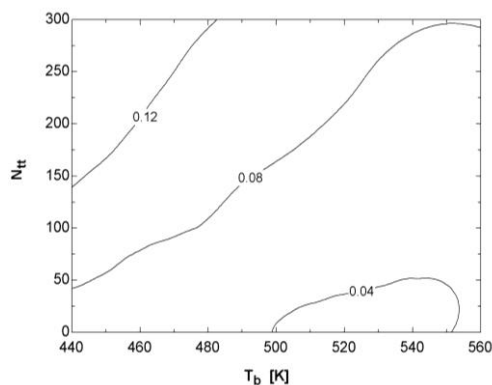


Figura 3.160 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=80\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

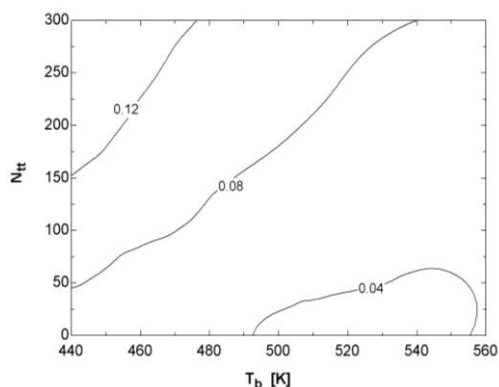


Figura 3.161 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=80\%$ (SYL THERM 800)

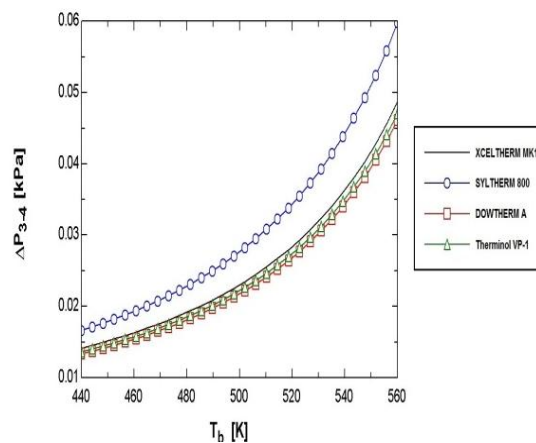


Figura 3.162 - Queda de pressão no casco do gerador de vapor $\eta_{st}=80\%$

3.2.6.6

Para 100% de eficiência isentrópica do expensor

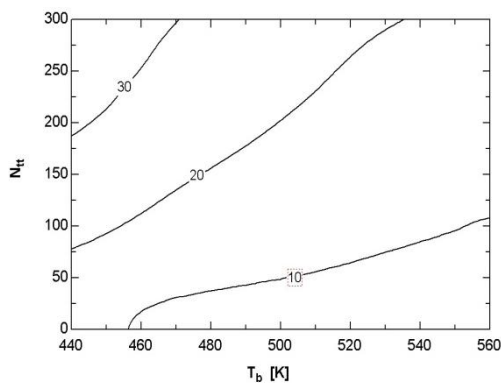


Figura 3.163 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=100\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

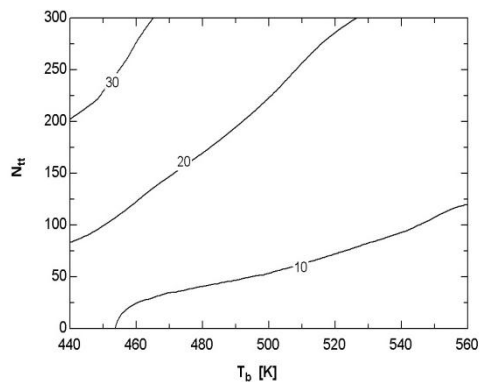


Figura 3.164 - Área de transferência de calor do gerador de vapor (m^2) $\eta_{st}=100\%$ (SYL THERM 800)

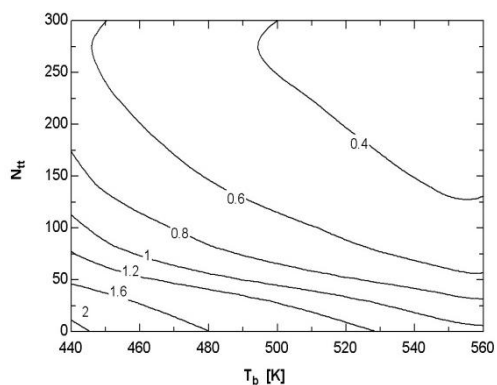


Figura 3.165 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=100\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

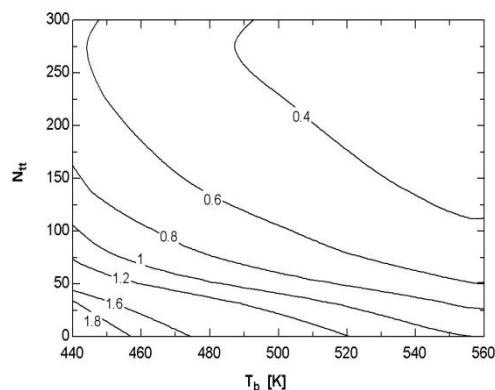


Figura 3.166 - Comprimento dos tubos do gerador de vapor (m) $\eta_{st}=100\%$ (SYL THERM 800)

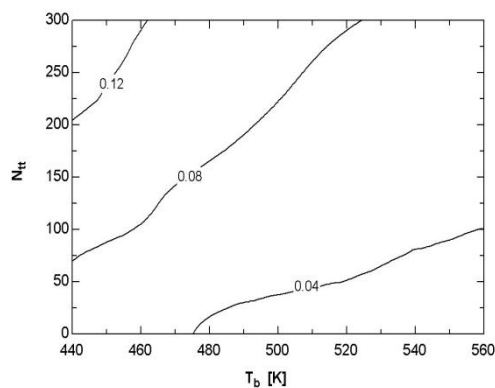


Figura 3.167 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=100\%$ (XCEL THERM® MK1, DOW THERM A e Therminol VP-1)

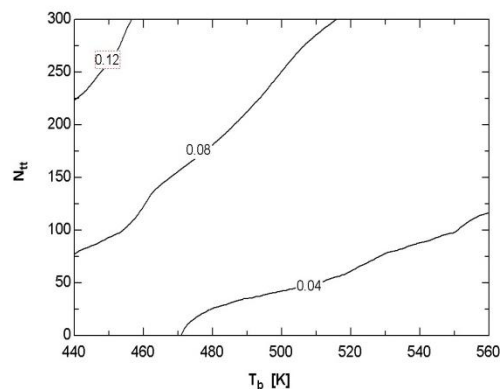


Figura 3.168 - Volume do gerador de vapor (m^3) $\eta_{st}=100\%$ (SYLTHERM 800)

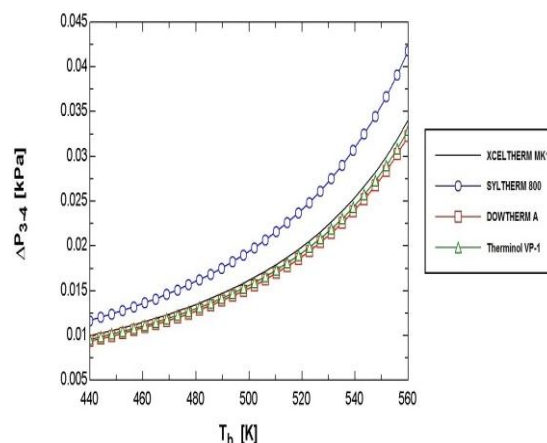


Figura 3.169 - Queda de pressão no casco do gerador de vapor $\eta_{st}=100\%$

3.2.6.7

Comentários sobre o dimensionamento do gerador de vapor

$\eta_{st} = 40\%$: Fixada a T_b é só possível mexer com o número de tubos do gerador. Na tabela 3.14 se escolheu a opção do casco de diâmetro externo de 17 ¼ polegadas que apresenta 177 tubos, já que garante que o gerador terá tubos de comprimento aproximado a 1 m, este valor será o máximo para este número de tubos em comparação a eficiências maiores do expansor. Outro dado interessante é o fato de que para todos os HTFs exceto SYLTHERM 800, os gráficos são similares, pelo qual agora serão considerados os resultados unicamente para os três HTFs adequados. Com respeito às quedas de pressão no casco são baixas, tanto que para T_b de 473 K não ultrapassam 70 Pa. Na

tubulação, os HTFs têm temperaturas altas e viscosidades tão baixas que as quedas são baixíssimas pelo qual nem foram apresentadas.

$\eta_{st} = 50\%$: Dado que a T_b de 473 K está fixa e o número de tubos também, o comprimento para o gerador é de 0,87 m para os três HTFs considerados (não SYLTHERM 800). A queda de pressão considerada (casco) não chega a 50 Pa, ou seja, a tendência de se reduzir continua.

$\eta_{st} = 60\%$: O comprimento de um gerador que satisfaça esta condição seria de 0,79 m, de novo para os três HTFs citados. Quedas de pressão de aproximadamente 35 Pa se observam no casco.

$\eta_{st} = 70\%$: O gerador de vapor apresentaria tubos com comprimento 0,72 m nesta situação. Perdas de pressão no casco menores que 30 Pa.

$\eta_{st} = 80\%$: Comprimento de tubos de 0,66 m para cumprir as especificações anteriores. Queda de pressão para T_b de 473 K menor que 25 Pa.

$\eta_{st} = 100\%$: Com o caso ideal, a tubulação teria 0,5 m de comprimento e as perdas no casco tão baixas, que não atingiriam 15 Pa.

Outro critério válido para dimensionar o gerador de vapor seria estabelecer um valor de comprimento da tubulação igual para todos os valores de eficiência isentrópica. Neste caso, o valor de T_b já não se manteria igual para todos os casos, mas variaria dependendo do comprimento escolhido.

3.3

ARMAZENAMENTO TÉRMICO

O meio utilizado para armazenar termicamente a energia que vem do processo de aquecimento do HTF nos coletores solares é o uso de sais fundidos (estado líquido) que circulam entre dois tanques de alto grau de isolamento térmico como se explicou na seção 2.3. Inicialmente, inclusive, se utilizaram HTFs como meio de armazenamento, mas, para altas temperaturas as pressões em que os tanques deviam estar eram altas, tornando mais complicada a fabricação de tanques de grande tamanho. Posteriormente, se adotou um sal fundido chamado de *saltpeter* como uma temperatura de fusão de 220 °C. O problema deste sal é que durante a noite se a temperatura descia e o sal chegava a temperaturas onde poderia se solidificar. Uma segunda geração de sais fundidos chegou com os sais Hitec e Hitec XL, onde a temperatura de fusão é menor e, portanto, mais favorável. As características destes três sais considerados encontram-se na tabela a seguir:

Tabela 3.15 – Características dos principais sais fundidos utilizados no armazenamento térmico

Tipo de sal	Saltpeter	Hitec	Hitec XL
Composição	NaNO ₃ 60% KNO ₃ 40%	NaNO ₃ 7% KNO ₃ 53% NaNO ₂ 40%	Ca(NO ₃) ₂ 48% NaNO ₃ 7% KNO ₃ 45%
Temperatura de fusão [°C]	220	142	120
Temperatura máxima [°C]	600	538	500
Massa específica [kg/m³]	1733	1680	1992
Capacidade calorífica [J/kg.K]	1550	1560	1447
Condutividade térmica [W/m.K]	0,57	0,61	

Durante a operação do sistema de armazenamento térmico, este deverá operar de maneira tal que permita que o excedente de radiação solar permita estender o funcionamento da operação. Esta extensão de tempo determinará as dimensões, tanto do sistema de coletores como do sistema de armazenamento. Este importante conceito será considerado no capítulo seguinte e pode ser entendido melhor com ajuda do gráfico a seguir:

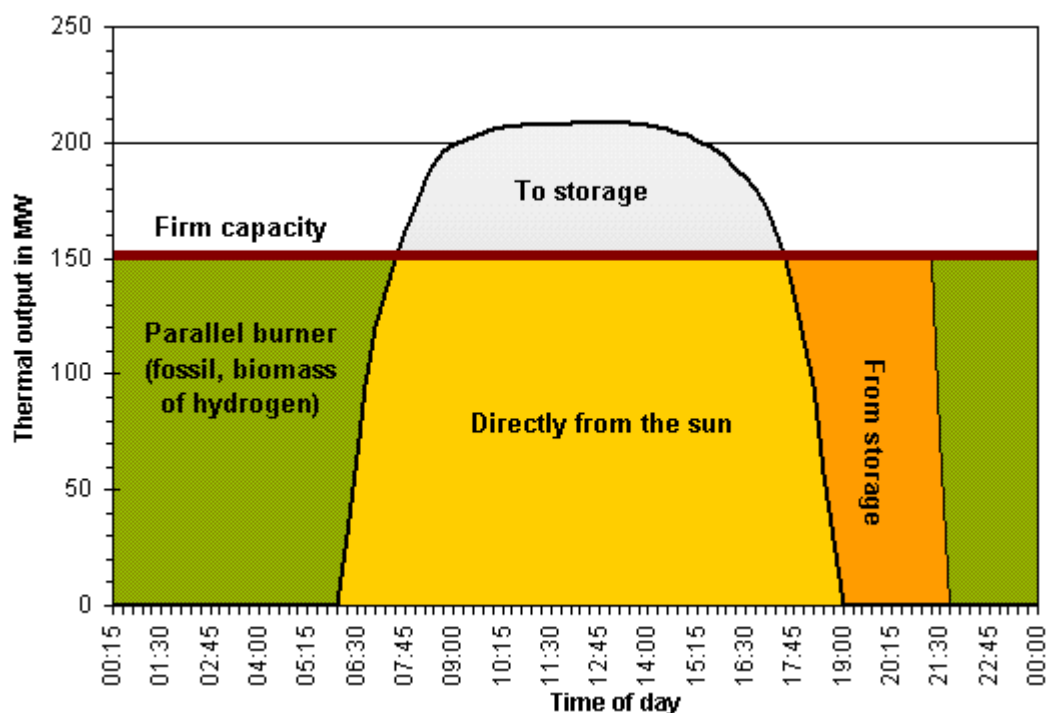


Figura 3.170 – Formas de energia numa planta solar com armazenamento e energia fóssil auxiliar [45]