

**MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO**  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE EXPERIMENTO E OTIMIZAÇÃO DE *PAYBACK* SIMPLIFICADO PARA UM  
CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC)

por

Lecio Mendonça

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

Porto Alegre, 01 de dezembro de 2016.

PROJETO DE EXPERIMENTO E OTIMIZAÇÃO DE *PAYBACK* SIMPLIFICADO PARA UM  
CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC)

por

Lecio Mendonça

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

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Prof. Cirilo Seppi Bresolin

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 01 de dezembro de 2016.

Aos meus pais, pelo amor, carinho e esforços não medidos em minha criação

A minha irmã, pelo carinho incondicional

A minha namorada Danielly, pelo apoio e paciência durante minhas conquistas

Aos meus amigos

Mendonça, L. C. **Análise Fatorial e Otimização de *Payback* Simplificado para um Sistema de Ciclo Rankine Orgânico**. 2016. 14 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## RESUMO

O trabalho analisa o menor período de *payback* para uma instalação de um sistema de ciclo Rankine orgânico. As influências dos principais componentes do sistema no período de *payback* foram modeladas, levando em conta o custo do gerador elétrico, dos trocadores de calor, do compressor e do expansor. Apresenta as influências de cada parâmetro operacional no custo total do sistema, através de uma comparação entre projetos de experimentos variando os seguintes parâmetros de controle a) eficiência da bomba, b) eficiência do expansor, c) *pinch point* da fonte quente e o evaporador, e d) a pressão de saída da bomba. A excursão da eficiência do expansor entre 0,3 até 0,8 leva a uma diminuição do custo total do sistema, mesmo com o aumento do custo deste componente, sendo este parâmetro determinante para a avaliação do período total de *payback*. O aumento do *pinch point* promove a redução da área do trocador em aproximadamente 40%, porém a minimização de seu custo não supera a perda de eficiência geral do sistema, aumentando o tempo de *payback* em 10%. O aumento da eficiência da bomba, de 0,5 para 0,8, mesmo sendo pouco efetivo, é positivo para a redução do tempo de *payback*, em torno de 4%. A pressão de saída da bomba apresenta um comportamento de inflexão na influência do custo do sistema, em 2497 kPa é encontrado o menor tempo de *payback*.

**PALAVRAS-CHAVE:** Ciclo Rankine Orgânico, Projeto de Experimento, *Payback*.

Mendonça, L.C. **Factorial Analysis and Simplified Payback Optimization for an Organic Rankine Cycle (ORC)**. 2016. 14 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## ABSTRACT

This paper analyze the shortest payback period for an installation of an organic Rankine cycle system. The influences of each component of the system in the payback period were modeled taken into account the cost of the generator, heat exchangers, compressor and expander. It presents the influences of each operational parameter on the total cost of the system, comparing design of experiments methods varying the follows parameters, being: pump efficiency, expander efficiency, pinch point of the temperature difference between hot source and the evaporator and outlet pressure of the pump. The variation of the expander efficiency of 0.3 to 0.8 leads to a decrease of the total cost of the system even with the increase of the cost of this component, being this parameter determinant for the evaluation of the total period of payback. The increase of pinch point promotes the reduction of the exchanger area by approximately 40%, but the minimization of its cost does not overcome the loss of general efficiency of the system, increasing payback time by 10%. The increase of a pump with greater efficiency, from 0.5 to 0.8, even though it is not very effective, it is positive the reduction of payback time, around 4%. The output pressure of the pump shows an inflection behavior in the system cost influence, in 2497 kPa is found the shortest payback time.

**KEYWORDS:** Organic Rankine Cycle; Design of Experiments; Payback.

## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3. OBJETIVOS.....	2
4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
4.1. Ciclo Rankine Orgânico (ORC – Organic Rankine Cycle).....	2
4.2 Pinch Point.....	4
4.3 Ciclo Termodinâmico e suas fontes de calor.....	5
4.4 Estudo de caso.....	6
4.5 Relações de custos.....	7
4.6. Projetos de Experimento.....	8
4.6.1 Projeto Fatorial.....	9
4.6.2 Projeto Box-Behnken.....	9
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	11
6. CONCLUSÃO.....	13
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	13
APÊNDICE I – RESULTADOS DOS PROJETOS DE EXPERIMENTOS.....	15

## 1. INTRODUÇÃO

O aproveitamento de correntes energéticas de baixa disponibilidade na natureza ou proveniente da recuperação de operações industriais pode ser muito atraente quando aplicado com boa eficiência, especialmente quando acompanhado de uma previsão de viabilidade financeira de curto ou médio prazo.

Uma tecnologia de reaproveitamento de energia promissora é o Ciclo Orgânico de Rankine (ORC – *Organic Rankine Cycle*). ORC designa as máquinas térmicas que operam segundo um ciclo de Rankine que utilizam substâncias orgânicas como fluido de trabalho, no lugar da água, tradicionalmente empregada nos ciclos convencionais de Rankine. Essa mudança permite ao sistema operar com valores de pressão de evaporação e condensação menores do que a água, podendo assim empregar fontes quentes de médias e baixas temperaturas (Kang, 2012).

Quoilin et al., 2008, justificam a diferença no fluido de trabalho do sistema Rankine Convencional SRC e o Orgânico ORC devido a necessidade de um fluido de alta massa molecular. Isto permite recuperar calor de fontes de baixa temperatura como calor desperdiçado em indústrias, calor geotérmico, energia solar, etc. O calor de baixa temperatura é convertido em trabalho que pode ser convertido em eletricidade. Os casos mais comuns são de aproveitamento da energia geotérmica, queima de biomassa ou em aplicações industriais que rejeitam temperaturas ao redor de 400 K, entre outras.

Preissinger et al., 2016, citam que ORC é uma tecnologia comprovada de reaproveitamento de energia, sendo seu custo de instalação crítico para a viabilidade do projeto. Afirmam ainda que com um investimento adicional de 20% o período de retorno pode ser reduzido em até três anos, mostrando a importância de um estudo de viabilidade financeira para sua implantação.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De acordo com Wang X-Q. *et al.*, 2015, o período de retorno financeiro (*payback*) de um projeto de ORC é um importante critério econômico na produção comercial de eletricidade. É o indicador mais direto que revela exatamente o período que antecede a geração de lucro líquido. Sendo assim, o desempenho de um sistema ORC está diretamente ligado a capacidade de reduzir o tempo de *payback*. É significativo conhecer o período de retorno dos investimentos quando se busca otimizar os parâmetros operacionais.

Neto *et al.*, 2016, avalia a produção de energia de diversos fluidos de trabalho em um sistema ORC, a partir da variação da pressão de evaporação. Mantendo o *pinch point* no evaporador e as eficiências da bomba e do expensor constantes, foi notado que o aumento de pressão no evaporador aumentou a eficiência do ciclo desacelerando ao alcançar pressões críticas do fluido. Porém, o aumento da pressão no evaporador gerou acréscimos nos custos dos componentes, retardando o *payback* de instalação. O presente trabalho fixa um fluido de trabalho, R245fa, para variar os parâmetros operacionais, alcançando assim um modelo de otimização financeira do sistema.

Astolfi *et al.*, 2016, citam que em diversos estudos que a eficiência da turbina é mantida fixa e que isso somente pode ser assumido se não for levado em conta a eficiência termoecônômica do sistema, pois tanto o trocador de calor quanto a turbina exercem grande influência no custo do sistema, tendo mantido constante em seu trabalho, apenas os parâmetros das fontes de calor. Para este estudo a eficiência da turbina foi parâmetro mandatório na determinação do tempo de *payback*.

Macchi, 2016, determina um percentual de influência do regenerador na distribuição de custos do sistema, como mostrado na figura 1.

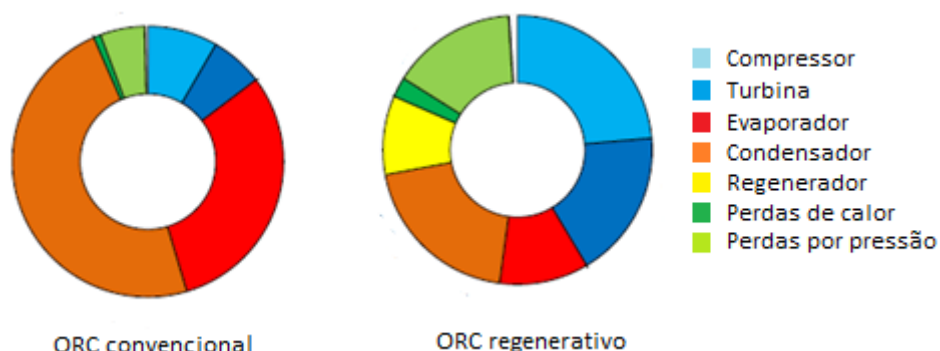


Figura 2.1 - Como o regenerador afeta o gráfico de custos (Fonte: adaptado de Macchi, 2016).

Pode-se notar que as grandes perdas geradas a partir das fontes de calor dominam os custos de funcionamento do ORC. Já a adoção de um recuperador reduz estas perdas, aumentando a participação da bomba e da turbina na divisão de custos.

De acordo com Silva et al., 2016, fontes de calor de temperaturas intermediárias possibilitam uma menor área de trocador de calor, conseqüentemente menores dimensões finais do projeto. Este trabalho avalia os efeitos da variação da temperatura na fonte quente, no tempo de payback simplificado, a partir do aumento da área do trocador.

Vista a necessidade de viabilizar financeiramente o sistema, o presente trabalho trata de estudar as influências dos parâmetros operacionais no tempo de retorno do investimento em um sistema ORC, Foi escolhido um trabalho proposto por Quoilin, 2011, como referência e, posteriormente, modelado por Wenzel, 2015, no âmbito de um trabalho de conclusão de curso da UFRGS.

### 3. OBJETIVOS

O presente estudo visa avaliar o comportamento de um sistema ORC, utilizando projetos de experimento, comparando-os frente a variação dos parâmetros operacionais do sistema, como eficiência da bomba e da turbina, pressão da saída da bomba e *pinch point* da fonte quente para o evaporador. Ainda minimiza a função de *payback* a fim de obter os pontos de melhor comportamento do sistema, visando sua viabilidade financeira.

#### 3.1. Objetivos específicos

Diferenciar os projetos de experimentos de acordo com sua capacidade de determinar os efeitos principais e combinados dos parâmetros operacionais do sistema.

### 4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 4.1. Ciclo Rankine Orgânico (ORC – *Organic Rankine Cycle*)

A Figura 4.1, exibe um esquema de funcionamento de um ciclo Rankine orgânico, composto basicamente de evaporador, turbina, condensador e bomba, um gerador elétrico é acoplado a turbina para aproveitamento do trabalho gerado em forma de energia elétrica.

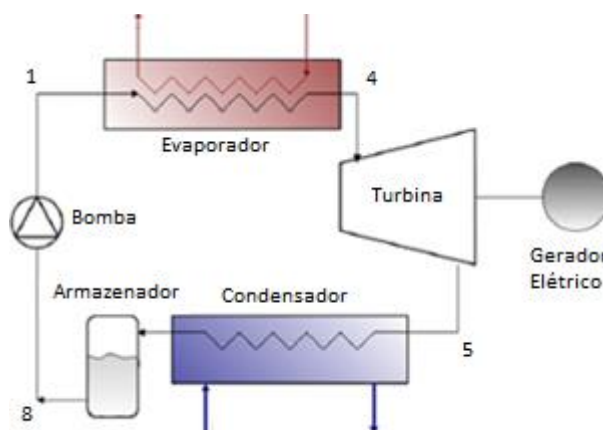


Figura 4.1 - Representação de um ciclo Rankine orgânico (Fonte: adaptado de Quoilin *et al.*, 2011).

Segue representação do diagrama termodinâmico do ORC.

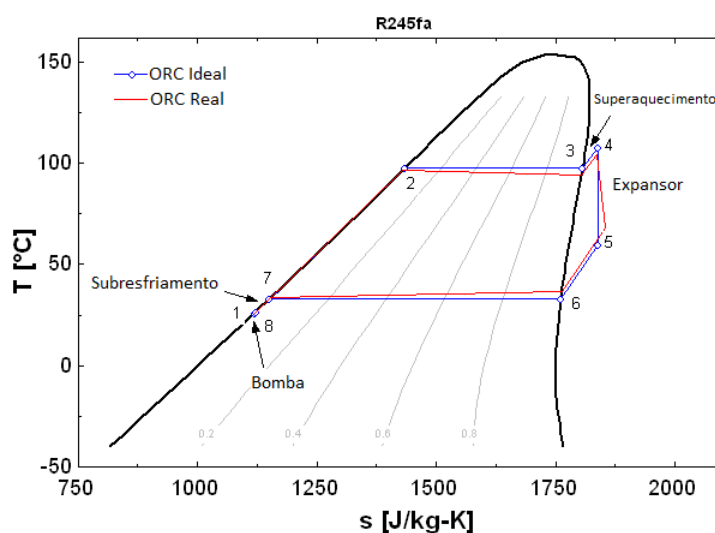


Figura 4.2 - Comparação do ciclo ideal e real (Fonte: adaptado de Quoilin, 2008).

O ORC ideal opera com quatro processos principais:

1. Evaporação isobárica (1-4): Este processo desconsidera quedas de pressão no trocador de calor superior. Divide o evaporador em três diferentes zonas: preaquecimento (1-2), evaporador (2-3) e o superaquecimento (3-4).
2. Expansão isentrópica (4-5): Expansão isentrópica que desconsidera perdas de calor com o ambiente, perdas por fricção e quedas de pressão.
3. Condensação isobárica (5-8): Divide o condensador em três zonas de pressão constante, desuperaquecimento (5-6), condensação (6-7) e o subresfriamento (7-8)
4. Compressão isentrópica (8-1): Que desconsidera perdas de calor com o ambiente, perdas por fricção e quedas de pressão.



Em um ciclo ORC real, a presença de irreversibilidades, fruto das perdas de carga que ocorrem em todas suas etapas, diminuem a eficiência do ciclo, podendo ocorrer perdas por trocas de calor e perdas eletromecânicas inerentes às conversões elétricas.

As figuras 4.3 apresentam o ORC convencional e com regenerador.

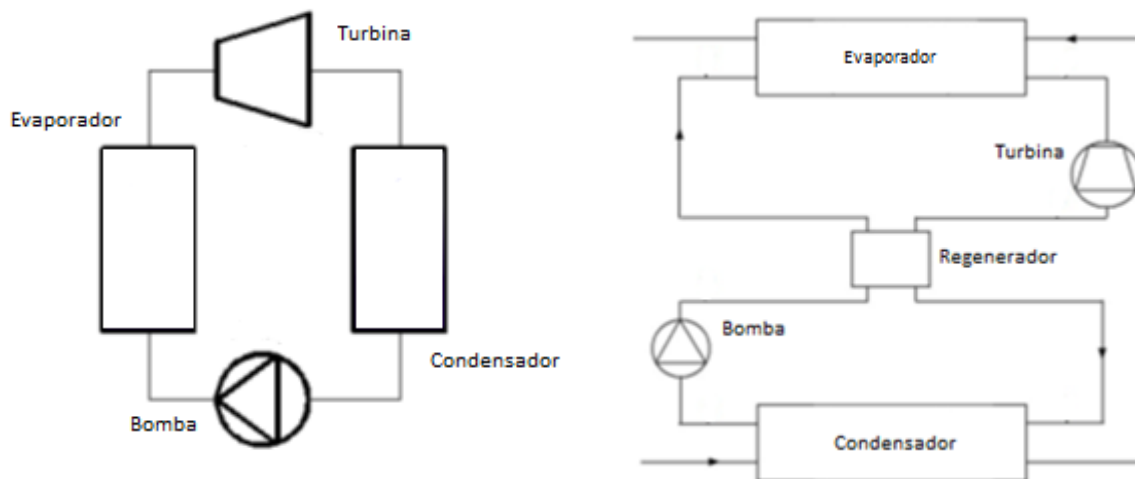


Figura 4.3 - ORC convencional e com regenerador (Fonte: adaptado de Quoilin, 2008).

De acordo com Kang, 2012, o ciclo Rankine orgânico é estruturalmente similar ao típico ciclo Rankine à vapor, apenas utilizando fluido orgânico como um fluido de trabalho ao invés de água. Fluidos orgânicos são preferíveis para o ORC devido aos seus menores valores de entalpia de vaporização em comparação com a água. Kang, 2012, ainda cita a ampla utilização do sistema ORC como gerador de energia utilizando baixas fontes de calor, normalmente em uma faixa de 60 a 200°C. A indústria de produção de potência costuma ter uma baixa eficiência quando a temperatura de exaustão está abaixo de 370°C. No entanto, a oportunidade de reaproveitamento de calor a partir de fontes de baixas temperaturas torna essa conversão viável quando usado um sistema ORC.

## 4.2 Pinch Point

Na figura 4.4 é apresentado o diagrama de *pinch point* entre a fonte quente e o evaporador.

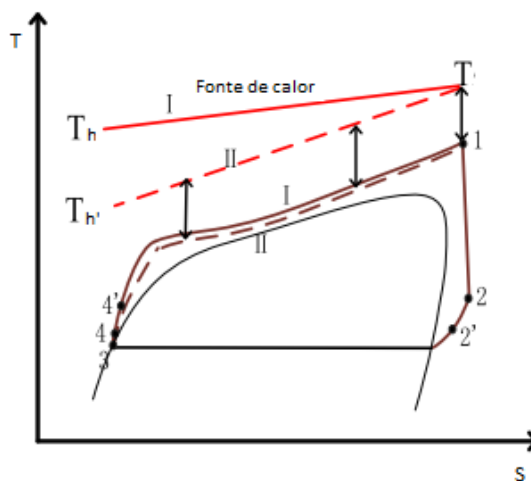


Figura 4.4 - Variação de *pinch point* do evaporador (Fonte: adaptado de Guo *et al.*, 2014).

De acordo com Guo *et al.*, 2014, *pinch point* é a menor diferença de temperatura entre dois fluidos que trocam calor. Deve-se garantir que o valor do *pinch point* seja sempre positivo, assim a temperatura da fonte quente nunca será menor que a do evaporador. Em um sistema de pequeno *pinch point*, espera-se que haja dificuldades para a troca de calor, requerendo assim uma maior área de troca.

#### 4.3 Ciclo Termodinâmico e suas fontes de calor

Ambos reservatórios térmicos, quente e frio, foram modelados acoplados ao sistema. Isso resulta na variação de seus níveis de entalpia, representados pela mudança nas temperaturas de saída ou descarga, como mostra figura 4.5

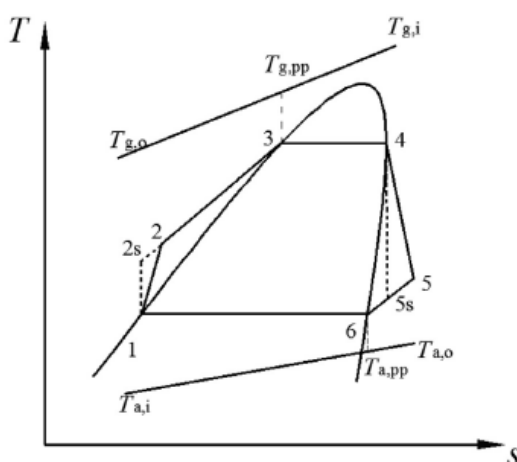


Figura 4.5 - Acoplamento das fontes quente e fria em um ORC (Fonte: Wang, 2015).

Wang X-Q. *et al.*, 2015, propõe inserir o *pinch point* do evaporador e do condensador nas equações do ciclo Rankine orgânico da seguinte forma:

O fluido de trabalho é preaquecido no evaporador (2-3) até a temperatura de saturação para então ser vaporizado (3-4). A taxa de transferência de calor do processo de evaporação  $\dot{Q}_{34}$  [kW] é expresso por:

$$\dot{Q}_{34o} = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) = \dot{m}_g(h_{g,i} - h_{g,pp}) \quad (4.1)$$

onde  $\dot{m}_{wf}$  [kg/s] é a vazão mássica do fluido de trabalho,  $h_4 - h_3$  [kJ/kg] o delta de entalpia no evaporador,  $\dot{m}_g$  [kg/s] a vazão mássica do fluido da fonte quente e  $h_{g,i} - h_{g,pp}$  [kJ/kg] a diferença de entalpia do gás desde sua entrada até sua saída do trocador de calor.

O *pinch point* do evaporador é determinado pela diferença da temperatura do fluido da fonte quente e a região entre o preaquecimento (2-3) e o vaporizador (3-4).

$$T_{g,pp} = T_e + \Delta T_e \quad (4.2)$$

para  $T_{g,pp}$  [K] a temperatura do fluido quente na saída do trocador de calor,  $T_e$  [K] a temperatura de evaporação do fluido de trabalho e  $\Delta T_e$  [K] o valor do *pinch point* do evaporador.

Baseado na equação de transferência de calor de um trocador, a área  $A$  [m<sup>2</sup>] de transferência no preaquecimento (2-3) e no vaporizador (3-4) podem ser calculadas:

$$A_{23} = \frac{\dot{Q}_{23}}{U_{23}\Delta T_{m,23}} \quad (4.3)$$

$$A_{34} = \frac{\dot{Q}_{34}}{U_{34}\Delta T_{m,34}} \quad (4.4)$$

sendo  $U$  [kW/m<sup>2</sup>K] o coeficiente global de transferência de calor do evaporador e  $\Delta T_m$  [K] a média logarítmica das diferenças de temperatura.

Para definição dos parâmetros de expansão (4-5) são calculados a eficiência isentrópica  $\eta_{is,t}$  e a potência  $\dot{W}_t$  [kW] na turbina,

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5,s}} \quad (4.5)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_5) \quad (4.6)$$

O condensador, assim como o evaporador, é dividido em duas seções, pré-resfriamento (5-6) e condensador (6-1). O balanço de energia é feito de modo análogo ao evaporador, como segue

$$Q_{56} = \dot{m}_{wf}(h_5 - h_6) = \dot{m}_a(h_{a,o} - h_{a,pp}) \quad (4.7)$$

$$Q_{61} = \dot{m}_{wf}(h_6 - h_1) = \dot{m}_a(h_{a,pp} - h_{a,i}) \quad (4.8)$$

$$T_{a,pp} = T_c - \Delta T_c \quad (4.9)$$

$$A_{56} = \frac{Q_{56}}{U_{56}\Delta T_{m,56}} \quad (4.10)$$

$$A_{61} = \frac{Q_{61}}{U_{61}\Delta T_{m,61}} \quad (4.11)$$

sendo  $\Delta T_c$  [K] o valor do *pinch point* do condensador e  $\dot{m}_a$  [kg/s] a vazão mássica do fluido da fonte fria.

A eficiência isentrópica e o trabalho consumido pela bomba (1-2) são representados pelas equações:

$$\eta_{bb} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.12)$$

$$W_{bb} = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1) \quad (4.13)$$

#### 4.4 Estudo de caso

O sistema analisado baseou-se naquele proposto por Quoilin *et al.*, 2011, que selecionaram um fluido de trabalho com temperatura crítica abaixo de 200°C e com baixo potencial de agressão à camada de ozônio. O modelo de simulação realizado por Wenzel, 2015,

não conta com regenerador e gerador elétrico, sendo composto de evaporador, condensador, expansor e compressor do fluido de trabalho, conforme figura a seguir.

O sistema de Quoilin *et al.*, 2011, utiliza como parâmetros de entrada os seguintes dados:

Tabela 4.1 - Parâmetros de entrada de Quoilin, 2011.

Parâmetros de entrada	Valores
Temperatura da fonte quente	180 °C
Vazão da fonte quente	0,3 kg/s
Fluído da fonte quente	TherminolVP-1
Fluido de trabalho	R245fa
Temperatura do condensador	15 °C
Vazão da fonte fria	0,5 kg/s
Fluido da fonte fria	Água
Diferença de temperatura no superaquecedor	5 K
Diferença de temperatura no desuperaquecedor	5 K
Eficiência mecânica da turbina	70%
Eficiência isentrópica da bomba	60%

#### 4.5 Relações de custos

Apenas a eficiência termodinâmica do ciclo não é suficiente para definir a viabilidade da implantação do sistema. A temperatura do fluido de trabalho do evaporador, os *pinch point* das fontes quente e fria, além das eficiências e pressões adotadas na bomba e no expansor devem ser levados em conta.

A fim de prever o período de *payback* de um investimento inicial para implementação de um sistema de ciclo Rankine orgânico, o custo de seus componentes tem que ser estimado. Wang X-Q *et al.*, 2015, determina que é necessário que sejam considerados apenas os valores dos componentes principais, ou seja, evaporador (*ev*), condensador (*cd*), turbina (*t*), bomba (*bb*), e gerador elétrico (*g*). Esses autores propuseram correlações de custo  $C_i$  [US\$] é o custo de cada componente *i*, dados por:

$$\log C_{ev} = K_{1,ev} + K_{2,ev} \log A_{ev} + K_{3,ev} (\log A_{ev})^2 \quad (4.14a)$$

$$\log C_{cd} = K_{1,cd} + K_{2,cd} \log A_{cd} + K_{3,cd} (\log A_{cd})^2 \quad (4.14b)$$

$$\log C_t = K_{1,t} + K_{2,t} \log W_t + K_{3,t} (\log W_t)^2 \quad (4.14c)$$

$$\log C_{bb} = K_{1,bb} + K_{2,bb} \log W_{bb} + K_{3,bb} (\log W_{bb})^2 \quad (4.14d)$$

$$C_g = 1850000 (W_{net}/11800)^{0.94} \quad (4.14e)$$

onde  $A$  [m<sup>2</sup>] é a área do trocador de calor,  $W_t$  [kW] e  $W_{bb}$  [kW] os trabalhos exercidos pela turbina e bomba, e  $W_{net}$  [kW] a energia líquida gerada pelo sistema, quando

$$W_{net} = W_t - W_{bb} \quad (4.15)$$

As equações 4.16 representam fatores de correção que relaciona o tipo de material e a pressão de trabalho do sistema,

$$C_{BM} = C_P F_{BM} \quad (4.16a)$$

$$F_{BM} = B_1 + B_2 F_M F_p \quad (4.16b)$$

$$\log F_p = C_1 + C_2 \log P + C_3 (\log P)^2 \quad (4.16c)$$

onde  $P$  [kPa] é a pressão de trabalho de cada componente.

Nas equações 4.14 e 4.16,  $K_1, K_2, K_3, B_1, B_2, C_1, C_2, C_3, F_{BM}$  e  $F_M$  são coeficientes para a estimativa de custo do equipamento, mostrados na tabela a seguir:

Tabela 4.2 - Coeficientes para estimativa de custo (Fonte: adaptado de Wang X-Q. *et al.*, 2015).

Coeficientes	Turbina	Bomba	Evaporador	Condensador	Gerador
$K_1$	2,2476	3,8696	4,3247	4,0336	-
$K_2$	1,4965	0,3161	-0,303	0,2341	-
$K_3$	-0,1618	0,122	0,1634	0,0497	-
$C_1$	-	-0,245	0,03881	-	-
$C_2$	-	0,259	-0,11272	-	-
$C_3$	-	-0,014	0,08183	-	-
$B_1$	-	1,89	1,63	1,96	-
$B_2$	-	1,35	1,66	1,21	-
$F_M$	-	1	1	1	-
$F_{BM}$	3,5	-	-	-	1,5

Por final, o valor de do tempo de *payback*, em anos, é estimado pelo valor total dos componentes dividido pelo ganho de energia elétrica ao considerarmos  $t_{op} = 8000h$  (horas de produção anual) e  $p_e = US\$ 0,1$ .

$$NE = p_e (W_t - W_{bb}) t_{op} \quad (4.17)$$

$$C_{BM} = C_{ev} + C_{cd} + C_t + C_{bb} + C_g \quad (4.18)$$

$$PP = \frac{C_{BM}}{NE} \quad (4.19)$$

Onde  $NE$  [US\$] representa o ganho anual na venda da energia produzida e  $C_{BM}$  [US\$] o somatório de custos de cada componente.

#### 4.6. Projetos de Experimento

De acordo com Montgomery, 2012, os experimentos são papel importante na tecnologia, comercialização e atividades produtivas, o que consiste em novo projeto e formulação de produtos, desenvolvimento de processos de fabricação e melhorias de processo. Ainda, o uso de projetos de experimentos na realização de produtos pode resultar em produtos que são mais

fáceis de fabricar, reforçar sua performance e confiabilidade, reduzir custos e tempo de desenvolvimento. Experimentos projetados também têm extensas aplicações em marketing, operações de pesquisa de mercado, transacionais e de serviços.

#### 4.6.1 Projeto Fatorial

O projeto de experimento 2k e 3k caracterizam-se pela avaliação do comportamento do sistema perante oscilação de  $k$  fatores em dois ou três níveis de magnitude respectivamente. Os fatores podem variar quantitativamente ou qualitativamente, ou seja, podem ser temperaturas, pressões, velocidades de avanço ou sensações como alto e baixo, quente e frio, bom ou ruim. Normalmente a análise fatorial é muito dispendiosa, gerando a necessidade de muitos testes, inviabilizando economicamente a análise. Sendo assim o modelo 3k não é o método mais eficiente para uma análise de superfícies quadráticas, porém o fato de também utilizar magnitudes extremas dos parâmetros, costuma gerar boa exatidão de influências perto destes valores. A seguir o modelo esquemático de um projeto fatorial 3k.

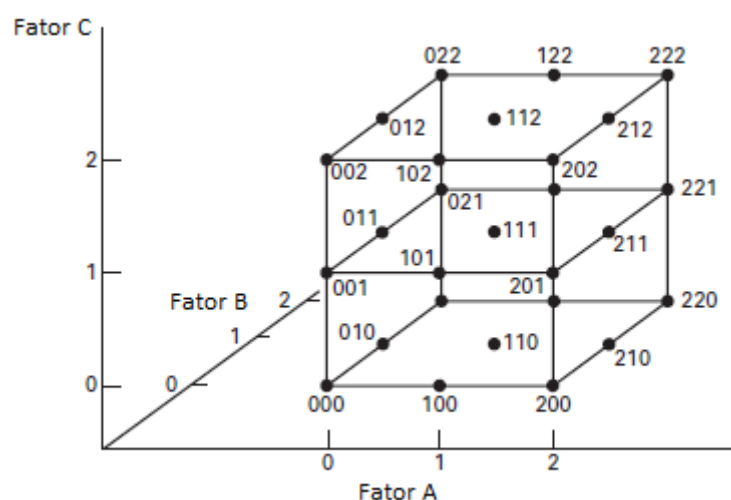


Figura 4.6 - Modelo esquemático de um projeto fatorial  $3^3$  (Fonte: adaptado de Montgomery, 2012).

#### 4.6.2 Projeto Box-Behnken

O projeto de experimento Box-Behnken propõe a utilização de três níveis de magnitude para cada variável de controle, a fim de desenvolver uma superfície de resposta. Esses projetos são formados pela combinação da análise fatorial 2k com projetos de blocos incompletos. A figura 4.7 evidencia o modelo Box-Behnken (BB) para três variáveis. Nota-se que o projeto BB possui seus pontos em uma esfera de raio  $\sqrt{2}$ . O modelo não possui nenhum ponto nos vértices do cubo (Manohar *et al.*, 2013).

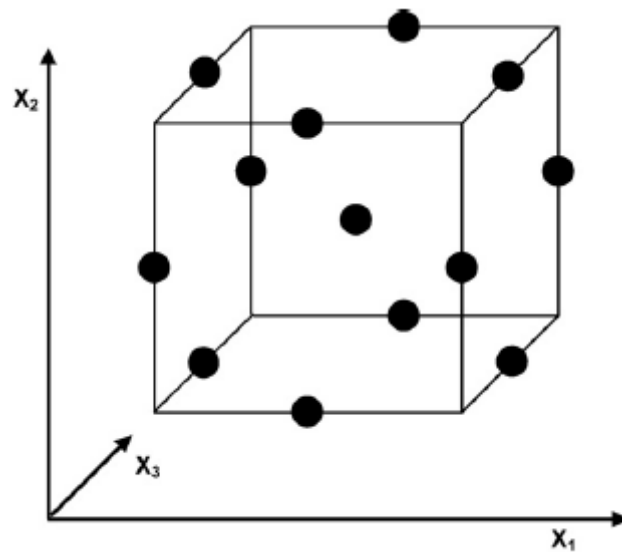


Figura 4.7 - Cubo representativo do modelo Box-Behnken (Fonte: Ferreira, *et al.*, 2007).

Ferreira *et al.*, 2007, define como necessário para estabelecer um projeto de BB, um número mínimo de experimentos definidos por  $N = 2k(k-1) + C_0$ , onde  $k$  é o número de fatores e  $C_0$  é o número de pontos centrais. A Tabela 4.3 contém os valores codificados em blocos para o modelo BB com quatro parâmetros.

Tabela 4.3 - Arranjo de eventos de um modelo Box-Behnken (Adaptado de Ferreira *et al.*, 2007).

Box-Behnken para 4 Fatores			
$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$
$\pm 1$	$\pm 1$	0	0
0	0	$\pm 1$	$\pm 1$
0	0	0	0
-----			
$\pm 1$	0	0	$\pm 1$
0	$\pm 1$	$\pm 1$	0
0	0	0	0
-----			
$\pm 1$	0	$\pm 1$	0
0	$\pm 1$	0	$\pm 1$
0	0	0	0

Os três blocos são compostos por 24 eventos diferentes, além dos três pontos centrais (0,0,0,0) que estimam o erro agregado à análise.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir dos resultados de Quoilin, 2011, pode-se comparar dimensões e custos dos principais componentes do sistema ORC. Funções de custos foram adicionadas ao modelo de simulação de Wenzel, 2015. Assim, de modo estruturado, as influências de parâmetros operacionais do sistema são avaliadas por projetos de experimento. Os modelos de experimento utilizaram os seguintes níveis de magnitude para os parâmetros operacionais.

Tabela 5.1 - Parâmetros operacionais de entrada.

Parâmetros Operacionais	-1	0	1
Eficiência da bomba	0,5	0,65	0,8
Eficiência do expansor	0,3	0,55	0,8
<i>Pinch point</i> do evaporador	5 K	7,5 K	10 K
Pressão do evaporador	1200 [kPa]	2050 [kPa]	2900 [kPa]

As variações de eficiência da bomba e do expansor foram selecionadas a partir de valores encontrados no mercado. A faixa de 5 a 10 K para o *pinch point*, é considerada de boa prática por Quoilin, 2008. As pressões de saída da bomba foram selecionadas dentro de uma faixa de valores que mantivessem o fluido de trabalho fora de condições críticas de funcionamento do sistema.

Através destas variações dos parâmetros de operação, o programa *EES – Engineer Equation Solver* retornou tempos de *payback* simplificado para a instalação do sistema proposto. Utilizando o *software* de análise estatística, Minitab 17, foram aplicados a análise fatorial 3k e o método de projeto de experimento BB. Assim, foi possível analisar as influências individuais e combinadas destas variações de parâmetros.

Apresentação dos efeitos individuais de cada parâmetro operacional no período de *payback* simplificado.

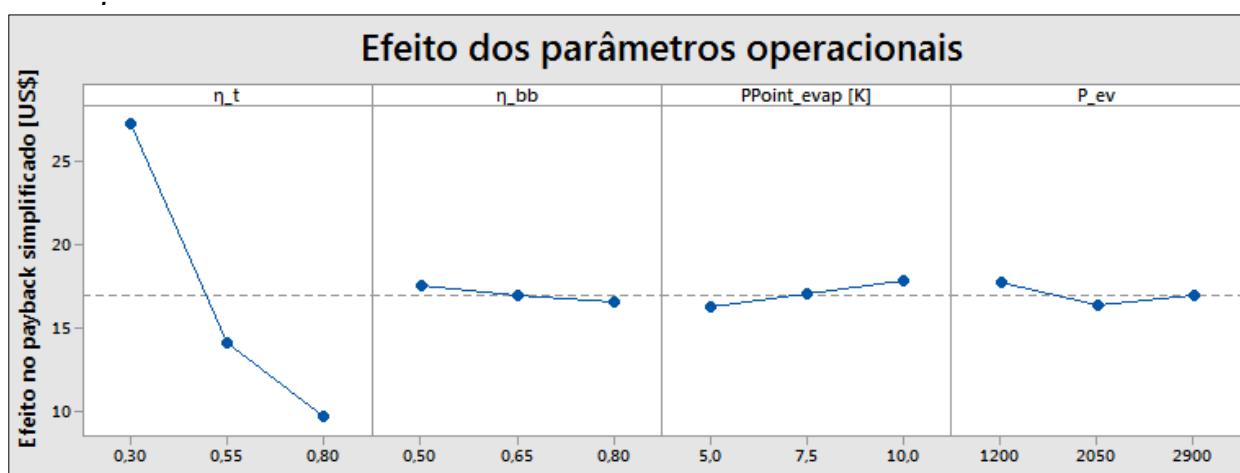


Gráfico 5.1 - Aplicação da análise fatorial 3k.



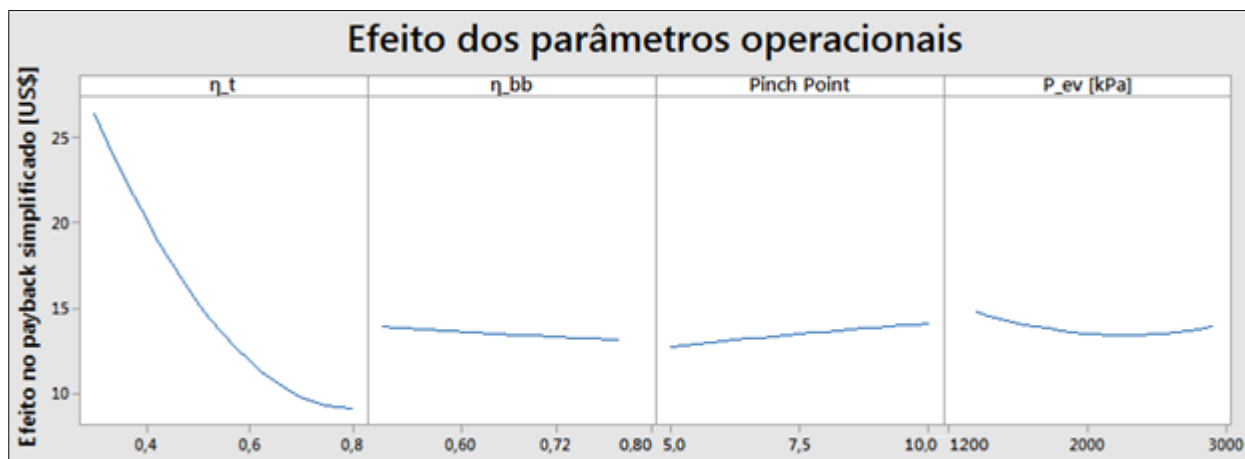


Gráfico 5.2 - Aplicação do método Box-Behnken.

A análise fatorial 3k, que necessitou de 81 eventos para ser caracterizado, apresenta um comportamento semelhante ao evidenciado pelo método Box-Behnken, que utilizando apenas 27 eventos, retornou gráficos semelhantes se mostrando mais eficiente frente a análise fatorial 3k.

Avaliação das influências combinadas dos parâmetros operacionais no tempo de *payback* simplificado:

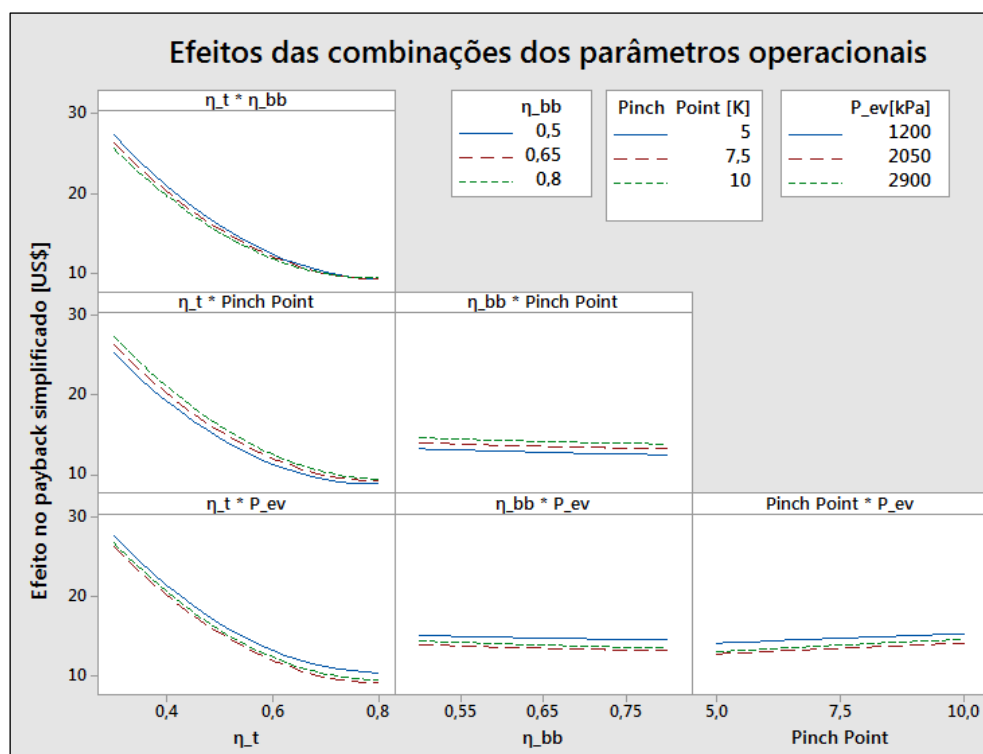


Gráfico 5.3 - Influências combinadas utilizando método Box-Behnken.

O projeto de experimento evidenciou forte influência da eficiência da turbina no período de *payback*. Era esperado que a variação do *pinch point*, seguido da variação de área do trocador, tivesse uma influência representativa nos custos do sistema. Porém o aumento do *pinch point*, mesmo com a diminuição da área nos trocadores, causou aumento no custo dos outros

componentes. A eficiência da turbina, por alterar positivamente tanto o custo do componente quanto a quantidade de energia gerada, mostrou-se como o principal alvo a ser otimizado na redução de custos. Mesmo quando combinado a outros parâmetros, sua influência foi predominante. Uma desaceleração da otimização do *payback* ocorre quando a turbina tende a alcançar seu limite real máximo de eficiência, porém como não há inflexão da curva de influência, o valor de 0,8 para a eficiência da turbina, se faz ótimo para o período de *payback* simplificado.

A partir dos resultados dos projetos de experimento, ficou evidente a linearidade dos efeitos de  $\eta_{bb}$  e do *pinch point* no *payback* simplificado, sendo assim, seus valores otimizados são justamente os parâmetros operacionais 0,8 e 5 K respectivamente.

Os efeitos da variação de pressão na saída da bomba apresentaram um decaimento inicial seguido de aumento a partir de certo ponto de mínimo da curva, a otimização realizada no programa EES resultou em uma pressão de 2497 kPa quando o período de *payback* simplificado alcança seu menor valor em 8,67 anos.

## 6. CONCLUSÃO

Para avaliação das influências dos parâmetros operacionais no sistema, o método Box-Behnken demonstrou ser eficiente, necessitando de apenas 27 combinações de parâmetros, contra 81 da análise fatorial 3k.

Mesmo com grande variação nos parâmetros operacionais do ciclo Rankine orgânico, somente a eficiência da turbina foi determinante na otimização do período de *payback* simplificado, sendo 0,8 o melhor valor de eficiência para o retorno financeiro do investimento. A eficiência da bomba e o *pinch point* da fonte quente apresentam comportamento linear e de pouco influência para a viabilidade do projeto. O aumento da área do trocador causado pela redução do *pinch point* não resultou em aumento significativo para o custo total de implementação do ORC. Inicialmente, a pressão de saída da bomba teve influência positiva na redução de tempo de *payback*, porém o aumento desse parâmetro passou a influenciar negativamente após 2497 kPa.

Para futuros trabalhos é sugerido utilizar o método de *payback* completo. Enquanto o *payback* simplificado baseia-se no acumulado do fluxo de caixa, o completo considera o valor presente líquido, adicionando juros e depreciação. Ainda, o estudo pode ser ampliado adicionando um regenerador de calor.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Astolfi, M.; Martelli, E.; Pierobon, L.; **“Thermodynamic and technoeconomic optimization of Organic Rankine Cycle systems”**, Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, p.173-249, 2016.

Macchi, E.; **“Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle”**, Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, Woodhead Publishing, 1<sup>st</sup> Edition, 2016.

Ferreira, S.L.C.; Bruns, R.E.; Ferreira, H.S.; Matos, G.D.; David, J.M.; Brandão, G.C.; Silva, E.G.P.; Portugal, L.A.; Reis, P.S.; Souza, A.S.; Santos, W.N.L.; **“Box-Behnken design: An alternative for the optimization of analytical methods”**, Analytica Chimica Acta 597, p. 179-186, 2007.

Guo, C.; Du, X.; Yang, L.; Yang, Y.; **“Performance analysis of organic Rankine cycle based on location of heat transfer pinch point in evaporator”**. Applied Thermal Engineering 62, p. 176-186, 2014.

Kang, S.H.; **“Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid”**, Energy 41, p. 514-524, 2012.

Montgomery, D.C.; **“Design and Analysis of Experiments”**, John Wiley & Sons, 8<sup>th</sup> edition, 2012.

Manohar, M.; Joseph, J.; Selvaraj, T.; Sivakumar, D.; **“Application of Box Behnken design to optimize the parameters for turning Inconel 718 using coated carbide tools”**, International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 4, Issue 4, 2013.

Neto, R.O.; Sotomonte, C.A.R.; Coronado, C.J.R.; Nascimento, M.A.R.; **“Technical and economic analyses of waste heat energy recovery from internal combustion engines by the Organic Rankine Cycle”**, Energy Conversion and Management 129, p.168-179, 2016.

Preissinger, M.; Schatz, S.; Vogl, A.; **“Thermoeconomic analysis of configuration methods for modular Organic Rankine Cycle units in low-temperature applications”**, 2016.

Quoilin, S.; **“An Introduction to Thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles”**, Faculty of Applied Science of the University of Liège (Bélgica), 2008.

Quoilin, S.; Declaye, S.; Tchanche, B.F.; Lemort, V.; **“Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles”**, 2011.

Silva, T.; Veloso, T.G.C.; Nascimento, M.A.R.; Coronado, C.J.R.; **“Heat exchanger design for low grade waste heat recovery in organic Rankine cycle system of an FPSO”**, 16<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, 2016.

Tian, H.; Shu, G.Q.; **“Organic Rankine Cycle Systems for Large-Scale Waste Heat Recovery to Produce Electricity”**, Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, p.613-636, 2016.

Wang, X-Q.; Li, X-P.; Li, Y-R.; Wu, C-M.; **“Payback period estimation and parameter optimization of subcritical organic Rankine cycle system for waste heat recovery”**. Energy (2015).

Wenzel, T.; **“Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC)”**, Trabalho de Conclusão de Curso – Engenharia Mecânica – UFRGS, 2015.

## APÊNDICE I – RESULTADOS DOS PROJETOS DE EXPERIMENTOS

Tabela A1 – Combinação dos parâmetros para análise fatorial 3k.

$\eta_t$	$\eta_{bb}$	Pinch Point [K]	P_ev [kPa]	Payback [US\$]
0,3	0,5	5	1200	27,71
0,3	0,5	5	2050	26,11
0,3	0,5	5	2900	27,35
0,3	0,5	7,5	1200	28,85
0,3	0,5	7,5	2050	27,38
0,3	0,5	7,5	2900	29,02
0,3	0,5	10	1200	29,88
0,3	0,5	10	2050	28,56
0,3	0,5	10	2900	30,66
0,3	0,65	5	1200	26,83
0,3	0,65	5	2050	24,87
0,3	0,65	5	2900	25,65
0,3	0,65	7,5	1200	27,94
0,3	0,65	7,5	2050	26,1
0,3	0,65	7,5	2900	27,23
0,3	0,65	10	1200	28,94
0,3	0,65	10	2050	27,23
0,3	0,65	10	2900	28,78
0,3	0,8	5	1200	26,3
0,3	0,8	5	2050	24,14
0,3	0,8	5	2900	24,66
0,3	0,8	7,5	1200	27,4
0,3	0,8	7,5	2050	25,33
0,3	0,8	7,5	2900	26,18
0,3	0,8	10	1200	28,38
0,3	0,8	10	2050	26,44
0,3	0,8	10	2900	27,69
0,55	0,5	5	1200	14,46
0,55	0,5	5	2050	13,26
0,55	0,5	5	2900	13,47
0,55	0,5	7,5	1200	15,05
0,55	0,5	7,5	2050	13,89
0,55	0,5	7,5	2900	14,27
0,55	0,5	10	1200	15,57
0,55	0,5	10	2050	14,48
0,55	0,5	10	2900	15,06
0,55	0,65	5	1200	14,21
0,55	0,65	5	2050	12,93
0,55	0,65	5	2900	13,04
0,55	0,65	7,5	1200	14,79
0,55	0,65	7,5	2050	13,55

$\eta_t$	$\eta_{bb}$	Pinch Point [K]	P_ev [kPa]	Payback [US\$]
0,55	0,65	7,5	2900	13,82
0,55	0,65	10	1200	15,32
0,55	0,65	10	2050	14,13
0,55	0,65	10	2900	14,59
0,55	0,8	5	1200	14,06
0,55	0,8	5	2050	12,72
0,55	0,8	5	2900	12,77
0,55	0,8	7,5	1200	14,64
0,55	0,8	7,5	2050	13,34
0,55	0,8	7,5	2900	13,55
0,55	0,8	10	1200	15,16
0,55	0,8	10	2050	13,91
0,55	0,8	10	2900	14,31
0,8	0,5	5	1200	9,904
0,8	0,5	5	2050	9,014
0,8	0,5	5	2900	9,066
0,8	0,5	7,5	1200	10,3
0,8	0,5	7,5	2050	9,435
0,8	0,5	7,5	2900	9,596
0,8	0,5	10	1200	10,65
0,8	0,5	10	2050	9,827
0,8	0,5	10	2900	10,12
0,8	0,65	5	1200	9,787
0,8	0,65	5	2050	8,858
0,8	0,65	5	2900	8,869
0,8	0,65	7,5	1200	10,18
0,8	0,65	7,5	2050	9,275
0,8	0,65	7,5	2900	9,392
0,8	0,65	10	1200	10,53
0,8	0,65	10	2050	9,664
0,8	0,65	10	2900	9,906
0,8	0,8	5	1200	9,714
0,8	0,8	5	2050	8,759
0,8	0,8	5	2900	8,744
0,8	0,8	7,5	1200	10,1
0,8	0,8	7,5	2050	9,174
0,8	0,8	7,5	2900	9,263
0,8	0,8	10	1200	10,46
0,8	0,8	10	2050	9,561
0,8	0,8	10	2900	9,773

Tabela A2 – Combinação dos parâmetros para método Box-Behnken.

$\eta_t$	$\eta_{bb}$	Pinch Point [K]	P_ev [kPa]	Payback [US\$]
0,3	0,5	7,5	2050	27,38
0,55	0,5	7,5	1200	15,05
0,8	0,65	7,5	1200	10,18
0,8	0,5	7,5	2050	9,435
0,8	0,8	7,5	2050	9,174
0,55	0,8	10	2050	13,91
0,3	0,8	7,5	2050	25,33
0,55	0,8	7,5	2900	13,55
0,55	0,5	7,5	2900	14,27
0,55	0,65	7,5	2050	13,6
0,8	0,65	5	2050	8,858
0,55	0,65	10	1200	15,32
0,8	0,65	7,5	2900	9,392
0,3	0,65	7,5	1200	27,94
0,3	0,65	5	2050	24,87
0,55	0,5	10	2050	14,48
0,55	0,65	7,5	2050	13,55
0,55	0,65	7,5	2050	13,45
0,55	0,65	5	1200	14,21
0,55	0,65	5	2900	13,04
0,55	0,5	5	2050	13,26
0,8	0,65	10	2050	9,664
0,55	0,8	5	2050	12,72
0,55	0,65	10	2900	14,59
0,3	0,65	7,5	2900	27,23
0,55	0,8	7,5	1200	14,64
0,3	0,65	10	2050	27,23