

OTIMIZAÇÃO ECOLÓGICA DOS CICLOS AR-PADRÃO OTTO E DIESEL

ANDRÉ LUIZ SALVAT MOSCATO

BAURU - SP
2014

OTIMIZAÇÃO ECOLÓGICA DOS CICLOS AR-PADRÃO OTTO E DIESEL

André Luiz Salvat Moscato

Orientador: Prof. Dr. Santiago del Rio Oliveira

Dissertação apresentada a
Faculdade de Engenharia da
UNESP - Campus de Bauru,
como parte dos requisitos para
a obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.

BAURU - SP
2014

Moscato, André Luiz Salvat.

Otimização ecológica dos ciclos ar-padrão Otto e Diesel/ André Luiz Salvat Moscato, 2014
117 f.

Orientador: Santiago del Rio Oliveira

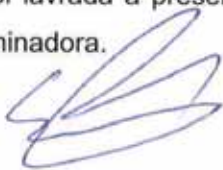
Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2014

1. Ciclo Otto. 2. Ciclo Diesel. 3. Otimização. 4. Irreversibilidades. 5. Função ecológica. I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE ANDRÉ LUIZ SALVAT MOSCATO, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DO(A) FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU.

Aos 13 dias do mês de junho do ano de 2014, às 09:00 horas, no(a) ANFITEATRO DA SEÇÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO DA FACULDADE DE ENGENHARIA, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. DÉLSON LUIZ MÓDOLO do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. ISMAEL DE MARCHI NETO do(a) Coordenação de Engenharia Mecânica/Universidade Tecnológica Federal do Paraná, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de ANDRÉ LUIZ SALVAT MOSCATO, intitulado "OTIMIZAÇÃO ECOLÓGICA DOS CICLOS DE AR-PADRÃO OTTO E DIESEL". Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que, após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA



Prof. Dr. DÉLSON LUIZ MÓDOLO



Prof. Dr. ISMAEL DE MARCHI NETO



“Os que se encantam com a prática sem a ciência são como os timoneiros que entram no navio sem timão nem bússola, nunca tendo certeza do seu destino”.

(Leonardo da Vinci)

AGRADECIMENTOS

À Deus pelo sopro da vida, pela luz no meu caminho.

Agradeço a meus pais, Darci Moscato e Marinice da Silva Salvat Moscato, meu irmão, Bruno Salvat Moscato, pelo apoio incondicional, inspiração, amor e carinho dedicados a mim, por me motivar e incentivar a realizar este trabalho e por estar presentes sempre nas horas mais importantes e que por amor muitas vezes renunciaram seus sonhos para que eu pudesse alcançar os meus.

À minha namorada, Larissa Wolski Rennó Campos, por ser fonte de carinho, paciência, principalmente, pela companheira dedicada e amorosa que ela tem sido durante estes anos, fazendo muitas vezes dos meus sonhos, os sonhos dela.

Ao Prof. Dr. Santiago del Rio Oliveira pela oportunidade, incentivo, paciência e apoio dedicados a mim, e, principalmente, pela cordialidade, ética, exemplo de profissionalismo e de pessoa, fazendo com que eu me motivasse a estudar, a acreditar e enxergar a beleza da carreira acadêmica.

Aos Profs. Dr. Alcides Padilha, Dr. Vicente Luiz Scalon e Dr. Celso Luiz da Silva pelos ensinamentos que foram de grande valia tanto para vida profissional quanto pessoal, além de me mostrar a beleza desta carreira.

Ao amigo Vitor Pereira Repinaldo pelos estudos, paciência e companheirismo, durante as viagens e os estudos realizados neste trabalho, contribuindo muito para realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Marcos Banheti Rabello Vallim, pela amizade e ensinamentos, fazendo que eu atue de forma ética e profissional, e principalmente, por me incentivar a seguir a carreira acadêmica.

Aos meus amigos, Samantha, Maiko, Bruno, Igor, Marcelo, Barbara, Bruna, Fernando, Adriana, Guilherme, Nelson, Mônica, Jaqueline, Charles, Mateus, Thiago, pelo companheirismo e motivação para realizar este trabalho.

Aos meus amigos, professores do Instituto Federal do Paraná, Luís Fabiano Barone Martins, João Paulo Lima Silva de Almeida, Ricardo Breganon, Fabíola Dorneles Inácio, Rivaldo Faria, Rafael Ribas Galvão, Felipe Richter Reis, Hoster Older Sanches, Richard Jojima Nagamoto, Douglas Rodrigues, Marcia Cristina Reis com quem muitas vezes conversei e recebi conselhos, apoio e motivação para realização deste trabalho, além do próprio Instituto Federal do Paraná, pela gentileza de disponibilizar os horários para realização deste trabalho.

A CAPES pelo apoio financeiro.

Aos meus familiares e mestres.

SIMBOLOGIA

A	Área de transferência de calor [m^2]
c_w	Capacidade térmica específica do fluido [J/kg.K]
$\dot{C}_i$	Taxa de condutância interna da planta na forma de taxa de transferência de calor por unidade de temperatura [W/K]
$\dot{C}_p$	Taxa de capacidade térmica do fluido a pressão constante [kW/kg.K]
C_r	Razão entre a taxa de capacidade térmica mínima e a taxa de capacidade térmica máxima no trocador de calor [adimensional]
$\dot{C}_v$	Taxa de capacidade térmica do fluido a volume constante [kW/kg.K]
$\dot{C}_w$	Taxa de capacidade térmica do fluido de trabalho [W/K]
$\dot{E}$	Função ecológica [W]
$ECOP$	Coeficiente ecológico de desempenho [adimensional]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
k	Razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante [adimensional]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
NUT	Número de unidades de transferência de calor [adimensional]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [W]
R	Parâmetro de irreversibilidade [adimensional]
$\dot{S}_g$	Taxa de geração de entropia [W/K]
Δs	Variação de entropia específica [J/kg.K]
T	Temperatura [K]
U	Condutância térmica [$\text{W/m}^2.\text{K}$]
$\dot{W}$	Potência [W]

Símbolos gregos

ε	Efetividade dos trocadores de calor [adimensional]
η	Eficiência térmica, eficiência isentrópica [adimensional]
ϕ	Fator de variação de entropia [adimensional]

Subscritos

0	Referente ao ambiente
C	Referente ao ciclo
D	Referente ao ciclo Diesel
$Carnot$	Referente ao ciclo de Carnot
$\dot{E}$	Referente a otimização da função ecológica
$ECOP$	Referente a otimização do $ECOP$
F	Referente ao lado de baixa temperatura do ciclo
I	Referente à taxa de perda de calor
max	Referente ao valor máximo de determinado parâmetro
O	Referente ao ciclo Otto
Q	Referente ao lado de alta temperatura do ciclo
R	Referente ao regenerador
s	Processo isentrópico
$\dot{W}$	Referente a otimização da potência de saída

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Diagramas $p-v$ e $T-s$ do ciclo de ar-padrão Otto.	2
Figura 1.2 – Diagramas $p-v$ e $T-s$ do ciclo de ar-padrão Diesel.	5
Figura 1.3 – Ciclo de Carnot acoplado aos reservatórios térmicos.	7
Figura 1.4 – Localização do ponto de potência máxima no gráfico de potência em função da eficiência térmica.	8
Figura 3.1 – Diagrama temperatura em função de entropia ($T-s$) de um ciclo Otto irreversível.	23
Figura 3.2 – Diagrama temperatura em função de entropia ($T-s$) de um ciclo Diesel irreversível.	24
Figura 3.3 – Esquema de um motor com irreversibilidades devido à perda de calor .	25
Figura 5.1 – Diagrama de possíveis soluções dos ciclos irreversíveis Otto e Diesel, para otimizações propostas.	49
Figura 5.2 – Diagrama de solução da função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da potência adimensional $\dot{W}/(\dot{C}_v T_Q)$ para os Ciclos Otto e Diesel.	50
Figura 5.3 – Função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da potência adimensional $\dot{W}/(\dot{C}_v T_Q)$ para os Ciclos Otto e Diesel com diferentes valores da relação T_Q/T_F .	51
Figura 5.4 – Diagrama de solução da função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da eficiência térmica η para os ciclos Otto e Diesel.	52
Figura 5.5 – Função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da eficiência térmica η para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .	53
Figura 5.6 – Diagrama de solução da função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g/(\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e Diesel.	54
Figura 5.7 – Função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g/(\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .	55

Figura 5.8 – Diagrama de solução do coeficiente de desempenho ecológico $ECOP$ em função da potência adimensional $\dot{W}/(C_v T_Q)$ para os ciclos Otto e Diesel. 56

Figura 5.9 – Coeficiente de desempenho ecológico $ECOP$ em função da potência adimensional $\dot{W}/(C_v T_Q)$ para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 57

Figura 5.10 – Diagrama de solução do coeficiente de desempenho ecológico $ECOP$ em função da eficiência térmica η para os ciclos Otto e Diesel. 58

Figura 5.11 – Coeficiente de desempenho ecológico $ECOP$ em função da eficiência térmica η para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 59

Figura 5.12 – Diagrama de solução do coeficiente de desempenho ecológico $ECOP$ em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g/(\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e Diesel. 61

Figura 5.13 – Coeficiente de desempenho ecológico $ECOP$ em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g/(\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 62

Figura 5.14 – Potência ecológica adimensional $\dot{W}_E/\dot{C}_v T_Q$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 64

Figura 5.15 – Potência ecológica adimensional $\dot{W}_E/\dot{C}_v T_Q$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$. 65

Figura 5.16 – Potência ecológica adimensional $\dot{W}_E/\dot{C}_v T_Q$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores de R . 66

Figura 5.17 – Diagrama de solução dos gráficos de eficiência térmica otimizada pela função ecológica η_E para os ciclos Otto e Diesel. 67

Figura 5.18 – Eficiência devido à potência otimizada pela função ecológica η_E em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 68

Figura 5.19 – Eficiência devido à potência otimizada pela função ecológica η_E em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 69

Figura 5.20 – Eficiência devido à potência otimizada pela função ecológica η_E em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação R . 69

Figura 5.21 – Diagrama de solução dos gráficos de taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica $\dot{S}_{g,E}$ para os ciclos Otto e Diesel. 70

Figura 5.22 – Taxa de geração de entropia devido à potência otimizada pela função ecológica $\dot{S}_{g,E}/\dot{C}_V$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 71

Figura 5.23 – Taxa de geração de entropia devido a potência otimizada pela função ecológica $\dot{S}_{g,E}/\dot{C}_V$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores de $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 72

Figura 5.24 – Taxa de geração de entropia devido à potência otimizada pela função ecológica $\dot{S}_{g,E}/\dot{C}_V$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores de R . 72

Figura 5.25 – Potência adimensional otimizada pelo ECOP em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 74

Figura 5.26 – Potência líquida otimizada pelo ECOP em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 75

Figura 5.27 – Potência líquida otimizada pelo ECOP em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores de R . 75

Figura 5.28 – Diagrama de solução dos gráficos de eficiência térmica otimizada pelo ECOP η_{ECOP} para os ciclos Otto e Diesel. 76

Figura 5.29 – Eficiência devido à potência otimizada pelo *ECOP* η_{ECOP} em função do número de unidades de transferência de calor *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 77

Figura 5.30 – Eficiência devido à potência otimizada pelo *ECOP* η_{ECOP} em função do número de unidades de transferência de calor *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 78

Figura 5.31 – Eficiência devido à potência otimizada pelo *ECOP* η_{ECOP} em função do número de unidades de transferência de calor *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro *R*. 79

Figura 5.32 – Diagrama de solução dos gráficos de taxa de geração de entropia otimizada pelo *ECOP* $\dot{S}_{g,ECOP}$ para os ciclos Otto e Diesel. 80

Figura 5.33 – Taxa de geração de entropia devido à potência otimizada pelo *ECOP* $\dot{S}_{g,ECOP}$ em função do número de unidades de transferência de calor *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 81

Figura 5.34 – Taxa de geração de entropia devido à potência otimizada pelo *ECOP* $\dot{S}_{g,ECOP}$ em função do número de unidades de transferência de calor *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 81

Figura 5.35 – Taxa de geração de entropia devido à potência otimizada pelo *ECOP* $\dot{S}_{g,ECOP}$ em função do número de unidades de transferência de calor *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro *R*. 82

Figura 5.36 – Diagrama de solução para a relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e a potência líquida máxima. 84

Figura 5.37 – Relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e potência líquida máxima $\dot{W}_E/\dot{W}_{max}$ em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 85

Figura 5.38 – Relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e a potência líquida máxima $\dot{W}_E/\dot{W}_{max}$ em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 85

Figura 5.39 – Relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e a potência líquida máxima $\dot{W}_E/\dot{W}_{\max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R . 86

Figura 5.40 – Diagrama de solução da relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência máxima $\eta_E/\eta_{\max}$. 87

Figura 5.41 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência máxima $\eta_E/\eta_{\max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 88

Figura 5.42 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência máxima $\eta_E/\eta_{\max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 89

Figura 5.43 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência máxima $\eta_E/\eta_{\max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R . 90

Figura 5.44 – Diagrama de solução para a relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência máxima $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,\max}$. 91

Figura 5.45 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência máxima $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,\max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 92

Figura 5.46 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência máxima $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,\max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 93

Figura 5.47 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência máxima $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,\max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R . 93

Figura 5.48 – Diagrama de solução para a relação entre a potência líquida otimizada pelo *ECOP* e a potência líquida máxima $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$. 94

Figura 5.49 – Relação entre a potência otimizada pelo *ECOP* e a potência máxima $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$ em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 95

Figura 5.50 – Relação entre a potência otimizada pelo *ECOP* e a potência máxima $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$ em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 96

Figura 5.51 – Relação entre a potência otimizada pelo *ECOP* e a potência máxima $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$ em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro *R*. 97

Figura 5.52 – Diagrama de solução razão entre a eficiência da potência otimizada pelo *ECOP* e a eficiência da potência máxima η_{ECOP}/η_{max} . 98

Figura 5.53 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pelo *ECOP* e a eficiência térmica na potência máxima η_{ECOP}/η_{max} em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 99

Figura 5.54 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pelo *ECOP* e a eficiência térmica na potência máxima η_{ECOP}/η_{max} em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 100

Figura 5.55 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pelo *ECOP* e a eficiência térmica na potência máxima η_{ECOP}/η_{max} em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro *R*. 100

Figura 5.56 – Diagrama de solução para a relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pelo *ECOP* e a taxa de geração de entropia na potência máxima $\dot{S}_{g,ECOP}/\dot{S}_{g,max}$. 101

Figura 5.57 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pelo *ECOP* e a taxa de geração de entropia na potência máxima $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$ em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F . 102

Figura 5.58 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência máxima $\dot{S}_{g,ECOP}/\dot{S}_{g,max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$. 103

Figura 5.59 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência máxima $\dot{S}_{g,ECOP}/\dot{S}_{g,max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R . 103

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Comparação entre as funções objetivo	105
---	-----

MOSCATO, A. L. S. **Otimização ecológica dos ciclos ar-padrão Otto e Diesel.** 2014. 112 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2014.

RESUMO

Neste trabalho é desenvolvida uma modelagem matemática para os ciclos irreversíveis Otto e Diesel. Os ciclos são analisados entre dois reservatórios com taxa de capacidade térmica infinita, com os processos de troca de calor ocorrendo em trocadores de calor entre o fluido de trabalho e os reservatórios térmicos. As irreversibilidades são decorrentes dos processos de troca de calor ocorrendo em tempo finito, da taxa de perda de calor do reservatório de alta temperatura para o reservatório de baixa temperatura e dos processos de compressão e expansão não-isoentrópicos. São utilizados três critérios de otimização: função ecológica, coeficiente ecológico de desempenho e potência máxima de saída. Estas funções são otimizadas com relação à temperatura de entrada no processo de adição de calor. São analisados as otimizações ecológicas e então comparadas com a potência máxima. Os resultados são apresentados através das curvas de potência e critério ecológico, eficiência térmica e critério ecológico e taxa de geração de entropia e critério ecológico. São analisados os comportamentos de potência líquida, eficiência térmica e taxa de geração de entropia otimizadas ecologicamente através dos quais são avaliadas as influências de alguns parâmetros nos seus comportamentos. Por fim, são analisadas as razões entre a potência otimizada por critérios ecológicos e a potência máxima, eficiência térmica otimizada por critérios ecológicos e a eficiência térmica na condição de potência máxima, a taxa de geração de entropia otimizada por critérios ecológicos e a taxa de geração de entropia na condição de potência máxima. A análise dos resultados comprova que as otimizações ecológicas apresentam o melhor compromisso entre potência líquida e o ambiente. Os resultados poderão ser utilizados como um critério relevante no aperfeiçoamento de projetos dos motores de combustão interna.

Palavras-chave: ciclo Otto, ciclo Diesel, otimização, irreversibilidades, função ecológica.

MOSCATO, A. L. S. **Ecological optimization of air-standard Otto and Diesel Cycle**. 2014. 112 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2014.

ABSTRACT

In this work is developed a mathematical model for the irreversible Otto and Diesel cycles. The cycle is analyzed between two reservoirs with infinite thermal capacitance, where the processes of heat exchange occurring in the heat exchangers between the working fluid and the thermal reservoir at constant temperatures. The irreversibilities follow from the heat exchange processes occurring in finite time, the loss of heat from the hot source to the cold source and the non-isentropic compression and expansion processes. Three optimization criteria are used: ecological function, ecological coefficient of performance and maximum power output. These functions are optimized with respect to the inlet temperature of heat addition process. Ecological optimizations are analyzed and compared to maximum power. The results are presented through the power and ecological criteria, thermal efficiency and ecological criteria and entropy generation rate and ecological criteria curves. The results are presented through the power curves and ecological criteria, thermal efficiency and ecological criteria and entropy generation rate and ecological criteria. Analyzes the behavior of power, efficiency and rate of entropy generation ecologically optimized through which they are evaluated the influences of some parameters on their behavior. Finally, we analyze the ratio between ecological criteria for optimum power and maximum power, optimized thermal efficiency by ecological criteria and the maximum power efficiency, the ratio between the entropy generation rate optimized for ecological criteria and entropy generation rate of maximum power. The results show that the ecological optimizations present the best compromise between power and environment. The results can be used as an important criterion in developing projects of internal combustion engines.

Keywords: Otto cycle, Diesel cycle, optimization, irreversibility, ecological function.

ÍNDICE

SIMBOLOGIA	V
LISTA DE FIGURAS	VII
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	1
1.2 – CICLOS DE POTÊNCIA	3
1.2.1 – Ciclo de ar-padrão Otto ideal	3
1.2.2 – Ciclo de ar-padrão Diesel ideal	5
1.3 – OTIMIZAÇÕES TERMODINÂMICAS DE MCI'S	6
1.4 – OTIMIZAÇÕES ECOLÓGICAS DE MCI'S	10
1.5 – OBJETIVOS	12
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
CAPÍTULO 3 – MODELAGEM MATEMÁTICA	23
3.1 – CICLO OTTO E DIESEL IRREVERSÍVEIS	23
3.2 – ANÁLISE DOS PROCESSOS DE COMPRESSÃO E EXPANSÃO ADIABÁTICOS	24
3.3 – ANÁLISE DOS PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	25
3.4 – ANÁLISE DA TAXA DE PERDA DE CALOR ENTRE OS RESERVATÓRIOS DE ENERGIA TÉRMICA	27
3.5 – ANÁLISE GLOBAL DOS CICLOS PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA	29
3.6 – ANÁLISE GLOBAL DOS CICLOS PELA 2ª LEI DA TERMODINÂMICA	31
3.7 – ANÁLISE DA POTÊNCIA DE SAÍDA LÍQUIDA	33
3.7.1 – Análise da potência de saída líquida do ciclo Otto	33
3.7.2 – Análise da potência de saída líquida do ciclo Diesel	34

CAPÍTULO 4 – OTIMIZAÇÕES	37
4.1 – MAXIMIZAÇÃO DA POTÊNCIA LÍQUIDA	37
4.1.1 – Ciclo Otto	37
4.1.2 – Ciclo Diesel	39
4.2 – MAXIMIZAÇÃO DA FUNÇÃO ECOLÓGICA	42
4.2.1 – Ciclo Otto	43
4.2.2 – Ciclo Diesel	44
4.3 – MAXIMIZAÇÃO DO ECOP	45
4.3.1 – Ciclo Otto	47
4.3.2 – Ciclo Diesel	48
 CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES	 49
5.1 – ANÁLISE DOS CRITÉRIOS DE OTIMIZAÇÃO	49
5.1.1 – Análise da função ecológica	50
5.1.2 – Análise do coeficiente de desempenho ecológico (<i>ECOP</i>)	56
5.2 – ANÁLISE DOS RESULTADOS DAS OTIMIZAÇÕES	63
5.2.1 – Análise da função ecológica	63
5.2.2 – Análise do <i>ECOP</i>	73
5.3 – ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE OS CRITÉRIOS ECOLÓGICOS E O CRITÉRIO DE POTÊNCIA MÁXIMA	83
5.3.1 – Análise da função ecológica e potência máxima	83
5.3.2 – Análise do <i>ECOP</i> e potência máxima	94
 CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES	 106
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	 109

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna (MCI) estão presentes no cotidiano da vida moderna, seja em centros urbanos, em carros, ônibus e caminhões ou na área agrícola, em tratores e geradores ou ainda no setor naval, nos navios e plataformas. A utilização de veículos motorizados transformou a sociedade moderna, podendo-se dizer que esta máquina térmica é ainda de grande importância para a economia mundial e para a produção de potência.

São denominados motores de combustão interna as máquinas térmicas cujo fluido de trabalho é proveniente da queima de uma mistura ar-combustível. Denominam-se motores alternativos os motores onde os processos ocorrem dentro de um arranjo cilindro pistão. As turbinas a gás também são motores de combustão interna, porém são motores de combustão interna rotativos.

Os motores de combustão interna alternativos não possuem trocadores de calor para o fluido de trabalho, diferentemente de uma instalação de potência à vapor que necessita de trocadores de calor para os processos de adição e rejeição de calor. A ausência de trocadores de calor simplifica a construção mecânica dos MCI's alternativos além de eliminar as perdas decorrentes do processo de transferência de calor nos trocadores de calor.

Segundo Taylor (1985), os MCI's alternativos, quando comparados às instalações de potência à turbina a vapor, possuem as seguintes vantagens:

- Maiores valores de eficiência térmica;
- Mecânica simplificada;
- Os trocadores de calor do motor de combustão interna dissipam menos calor que os trocadores das instalações de turbina a vapor, o que diminui as dimensões deste equipamento, assim o resfriamento pode ser feito por meio de ar atmosférico;
- Para motores abaixo de 10.000 CV, há uma menor razão entre o peso e o volume da instalação operando em potência máxima.

Conforme Lichty (1967), o estudo e utilização dos MCI's datam do final do século XVIII e naquela época os motores a pistão queimavam combustível a pressão

atmosférica, até que em 1799, na França, Lebon descreveu um motor utilizando a compressão e mais tarde em 1838, na Inglaterra, Barnett sugeriu a compressão da mistura ar combustível bombeando-a para dentro do cilindro com seu curso já completo. Na Alemanha, em 1861, Gustav Schmidt propôs que a mistura ocorresse na fase de compressão e ainda indicou que a adição da fase de compressão aumenta a razão de expansão, aumentando a eficiência do motor. No ano seguinte o francês Beau de Rochas, estabeleceu em seu trabalho alguns princípios fundamentais para uma operação mais otimizada de motores de combustão com pistões, são elas:

- Menor relação superfície-volume para o cilindro;
- O processo de expansão deveria ser realizado o mais rápido possível;
- Maior expansão possível;
- Maior pressão possível no início da expansão.

Os dois primeiros princípios visam à diminuição da perda de calor mantendo a energia dos gases de combustão. O terceiro princípio sugere que o trabalho máximo é obtido pela expansão e, por fim, o quarto princípio define que o aumento da pressão inicial aumenta a pressão no curso de expansão, produzindo mais trabalho.

Este motor nunca foi construído por Beau de Rochas. Porém, em 1876, o engenheiro Nikolaus Otto construiu um motor de quatro tempos que operava sobre as condições definidas por Beau de Rochas, mostrando que a fase de compressão é responsável por um aumento considerável da potência. Este equipamento foi chamado de motor Otto.

Mais tarde o engenheiro Rudolf Diesel construiu um motor com alta taxa de compressão onde a ignição do combustível ocorria por compressão e não por centelha como o motor Otto, sendo que esse equipamento foi denominado motor Diesel.

O engenheiro James Atkinson desenvolveu em 1885 um motor com uma fase adição e compressão curta e com uma grande expansão, e este motor obteve uma expansão completa, o que aumentou a eficiência e a potência, e ainda possuía uma maior eficiência que o motor Otto, sendo chamado de motor Atkinson.

Em 1940 Ralph Miller desenvolveu um motor com um maior tempo de admissão, isto é, a válvula de admissão ficaria aberta até cerca de um quinto da fase de compressão. Mais tarde este motor ficaria conhecido como motor Miller.

Até meados do século XX a concepção dos MCI's era realizada de forma empírica, fato que pode ser explicado pela complexidade dos processos realizados à alta temperatura, como por exemplo, operação em regime não permanente, fluido de trabalho que sofre reações químicas e geometrias complexas envolvidas. Somente com o avanço tecnológico dos computadores foi possível melhorar o desempenho dos motores, reduzindo a emissão de poluentes e viabilizando a implementação de sistemas de controle mais eficientes.

As legislações ambientais cada vez mais rígidas e a necessidade do uso consciente dos combustíveis faz com que as pesquisas atuais estejam focadas principalmente na área de qualidade da energia, onde se busca um bom compromisso ecológico entre uma produção de potência e uma perda de potência no consumo dos combustíveis.

1.2 - CICLOS DE POTÊNCIA

1.2.1 - CICLO DE AR-PADRÃO OTTO IDEAL

O ciclo de ar-padrão Otto é um ciclo ideal que considera que a taxa de adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão encontra-se no ponto morto superior (PMS), ou seja, a volume constante. Este ciclo busca uma aproximação de um MCI com ignição por centelha.

O ciclo Otto é mostrado nos diagramas $p-v$ e $T-s$ da Figura 1.1. O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série. Segue abaixo uma breve descrição de cada um dos quatro processos:

- Processo 1-2: compressão isoentrópica do ar conforme o pistão se move do ponto morto inferior (PMI) para o PMS.
- Processo 2-3: transferência de calor a volume constante para o ar a partir de uma fonte externa enquanto o pistão está no PMS.
- Processo 3-4: expansão isoentrópica do ar conforme o pistão se move do PMS para o PMI.
- Processo 4-1: transferência de calor a volume constante do ar enquanto o pistão está no PMI.

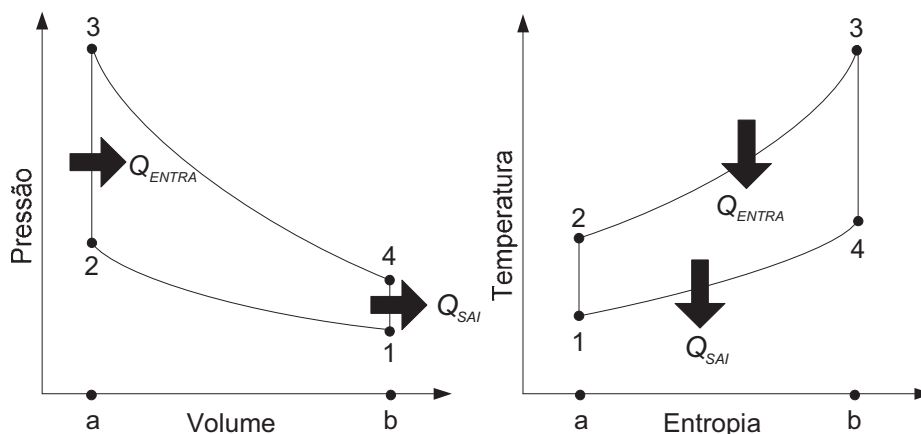


Figura 1.1 – Diagramas $p-v$ e $T-s$ do ciclo de ar-padrão Otto.

Uma vez que o ciclo de ar-padrão Otto é composto de processos internamente reversíveis, as áreas nos diagramas $p-v$ e $T-s$ da Figura 1.1 podem ser interpretadas como potência e taxa de calor por unidade de massa, respectivamente. Tem-se que:

- Área 1-2-a-b-1 ($p-v$): trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão.
- Área 3-4-b-a-3 ($p-v$): trabalho realizado por unidade de massa durante o processo de expansão.
- (Área 3-4-b-a-3) – (Área 1-2-a-b-1) = Área 1-2-3-4-1 (trabalho líquido produzido por unidade de massa no diagrama $p-v$).
- Área 2-3-b-a-2 ($T-s$): transferência de calor fornecida por unidade de massa.
- Área 1-4-b-a-1 ($T-s$): transferência de calor rejeitado por unidade de massa.
- (Área 2-3-b-a-2) – (Área 1-4-b-a-1) = Área 1-2-3-4-1 (calor líquido absorvido por unidade de massa no diagrama $T-s$).

O rendimento do ciclo de ar-padrão Otto é dependente somente da razão de compressão, se esta razão aumenta a eficiência térmica aumenta. Este comportamento também pode ser observado em MCI's reais de ignição por centelha, assim tende-se a utilizar razões de compressão cada vez maiores. (Borgnakke e Sonntag, 2010).

Porém, a utilização de razões de compressão muito elevadas em MCI's reais pode acarretar um aumento da tendência de detonação do combustível. Estas detonações são decorrentes da combustão da mistura em altíssimas velocidades e

com ondas de pressão no cilindro de grande intensidade, ocasionando um ruído metálico denominado *knocking*, conhecido também por “batidas”. (Borgnakke e Sonntag, 2010).

Ao longo dos anos os MCI's tiveram suas razões de compressão aumentadas. Isso só se viabilizou devido à adição de substâncias antidetonantes, entre elas destacou-se o chumbo tetraetil, porém devido às crescentes legislações ambientais e contaminação atmosférica, o chumbo foi removido da gasolina. No Brasil este elemento foi substituído pelo etanol.

1.2.2 - CICLO DE AR-PADRÃO DIESEL IDEAL

O ciclo de ar-padrão Diesel é um ciclo ideal que considera que a taxa de adição de calor ocorre durante um processo à pressão constante, quando o pistão está no ponto morto superior. O ciclo Diesel é mostrado nos diagramas $p-v$ e $T-s$ da Figura 1.2. O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série. Segue abaixo uma breve descrição de cada um dos quatro processos:

- Processo 1-2: compressão isentrópica do ar conforme o pistão se move do PMI para o PMS.
- Processo 2-3: transferência de calor a pressão constante para o ar a partir de uma fonte externa (1ª parte do curso de potência).
- Processo 3-4: expansão isentrópica do ar conforme o pistão se move para o PMI.
- Processo 4-1: transferência de calor a volume constante do ar enquanto o pistão está no PMI.

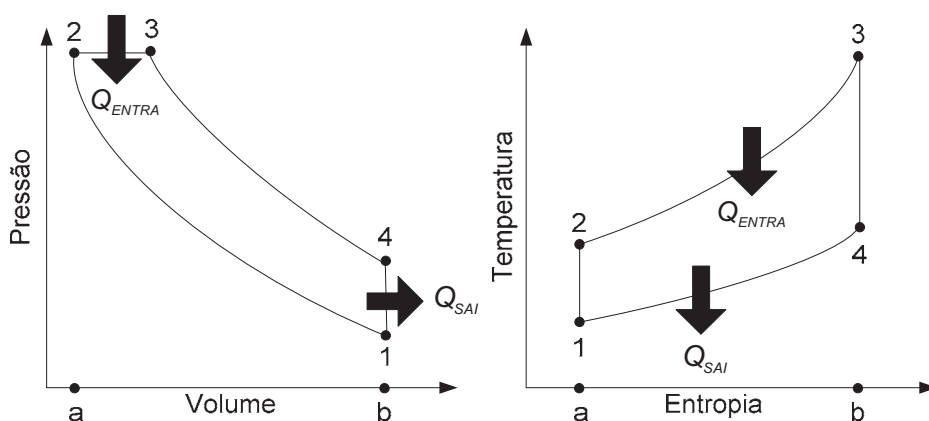


Figura 1.2 – Diagramas $p-v$ e $T-s$ do ciclo de ar-padrão Diesel.

Uma vez que o ciclo de ar-padrão Diesel é composto de processos internamente reversíveis, as áreas nos diagramas $p-v$ e $T-s$ da Figura 1.2 podem ser interpretadas como potência e taxa de calor por unidade de massa, respectivamente. Tem-se que:

- Área 1-2-a-b-1 ($p-v$): trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão.
- Área 2-3-4-b-a-2 ($p-v$): trabalho realizado por unidade de massa durante o processo de compressão.
- (Área 1-2-a-b-1) – (Área 2-3-4-b-a-2) = Área 1-2-3-4-1 (potência líquida produzida por unidade de massa no diagrama $p-v$).
- Área 2-3-b-a-2 ($T-s$): transferência de calor fornecido por unidade de massa.
- Área 1-4-b-a-1 ($T-s$): transferência de calor rejeitado por unidade de massa.
- (Área 2-3-b-a-2) – (Área 1-4-b-a-1) = Área 1-2-3-4-1 (taxa de calor líquido absorvido por unidade de massa no diagrama $T-s$).

1.3 - OTIMIZAÇÕES TERMODINÂMICAS DE MCI'S

A busca por um aumento do rendimento ou um aumento da potência dos motores de combustão interna tem sido alvo de diversos estudos nesta área. Estes estudos vêm de encontro à realidade energética mundial, seja pela diminuição da disponibilidade de petróleo no mercado ou mesmo pelo aumento da cotação deste no cenário mundial, além de novas leis ambientais mais restritivas quanto ao impacto ambiental causado por estes motores. Assim, a termodinâmica obteve papel fundamental em estudos que melhorassem o desempenho desta máquina térmica, fazendo com que estes estudos fossem focados principalmente em situações de desempenho ótimo e modelagem de modelos teóricos cada vez mais condizentes com os MCI's reais.

A termodinâmica do tempo finito é uma abordagem teórica de máquinas térmicas reais, fazendo com que termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor estejam conectadas na modelagem de uma máquina térmica real. Este tipo de análise permite um entendimento amplo de como as irreversibilidades interferem no desempenho de processos termodinâmicos. Até

poucas décadas atrás o parâmetro mais influente nas análises era a eficiência de Carnot, $\eta = 1 - T_F/T_Q$, o que corresponde a um valor muito acima dos encontrados em motores reais, devido à ausência de irreversibilidades, isso faz com que estes valores não sejam viáveis ou até mesmo impossíveis de serem praticados em situações reais, pois sempre há presença de irreversibilidades nos processos reais.

Segundo Chen (1994), um modelo teórico mais realista é o endoreversível, onde se considera que o motor opera entre dois reservatórios de energia térmica a diferentes temperaturas como mostra a Figura 1.3. Dessa forma, as transferências de calor são realizadas por trocadores de calor entre os reservatórios e o motor, e as irreversibilidades são decorrentes das resistências térmicas dos trocadores de calor. O autor ainda adiciona algumas irreversibilidades ao modelo endoreversível, sendo estas irreversibilidades internas e pela transferência de calor para o ambiente e ainda analisa o ciclo utilizando conceitos da termodinâmica do tempo finito, mostrando que a modelagem de um motor que opera entre reservatórios de energia térmica permite a inclusão de vários parâmetros indicativos de irreversibilidades.

O motor endoreversível surgiu do conceito que para alcançar a eficiência de Carnot, os processos de transferência de calor devem ser realizados com áreas e/ou tempos infinitos de troca térmica para que o fluido de trabalho entre em equilíbrio térmico com o reservatório. Assim, o ciclo alcançaria a eficiência de Carnot ao passo que a potência produzida tenderia a zero, pois a quantidade de trabalho produzida seria finita enquanto o tempo de ciclo seria infinito.

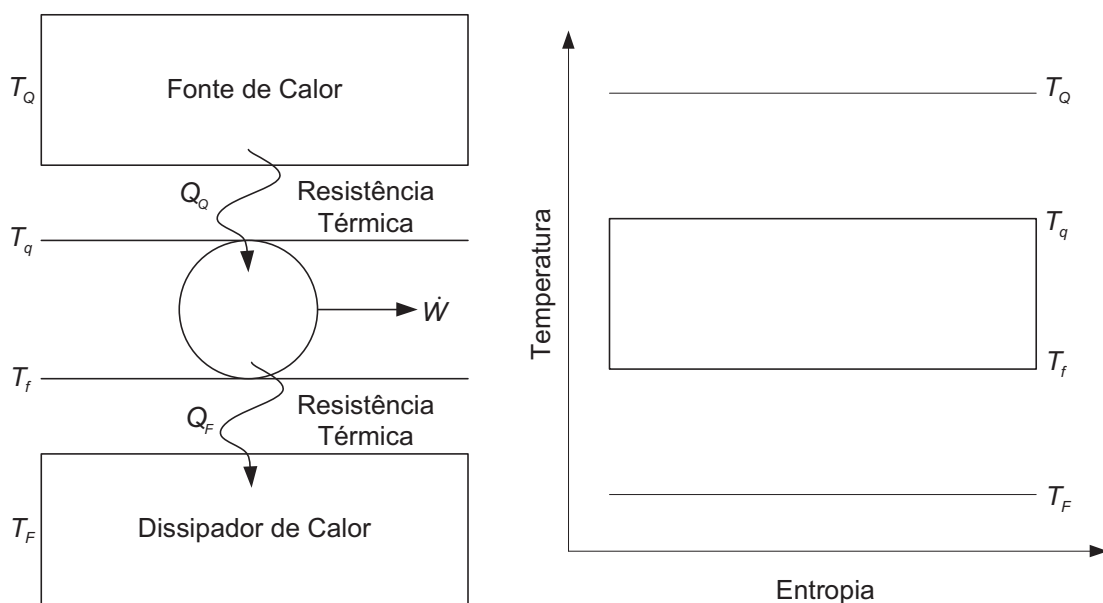


Figura 1.3 - Ciclo de Carnot acoplado aos reservatórios térmicos.

Os primeiros alvos dos estudos da termodinâmica do tempo finito foram nas otimizações da potência máxima do ciclo, que surgiram a partir de duas hipóteses:

- A primeira hipótese parte do princípio que para que se obtenha a máxima eficiência de um ciclo, no caso a eficiência de Carnot, o tempo de troca de calor deveria ser infinitamente longo, e assim a temperatura do fluido de trabalho se igualaria a temperatura tanto do reservatório de alta temperatura quanto do reservatório de baixa temperatura, e dessa forma não haveria troca de calor e consequentemente não haveria produção de potência;
- A segunda hipótese parte do princípio de que o tempo de troca de calor ocorra em tempos infinitamente curtos, onde nos processos isotérmicos o fluido de trabalho não tem sua temperatura alterada, ocorrendo a transferência de calor do reservatório de alta temperatura para o reservatório de baixa temperatura, sem que haja produção de potência.

Dessa forma, entre os dois pontos extremos deve existir um ponto na qual a potência é máxima como mostra a Figura 1.4. Observou-se que para muitos ciclos endoreversíveis operando em condições de potência máxima, a eficiência é igual a $\eta = 1 - \sqrt{T_F/T_Q}$ e em alguns trabalhos foi mostrado que em instalações de potência reais a eficiência térmica pode ser estimada por esta expressão.

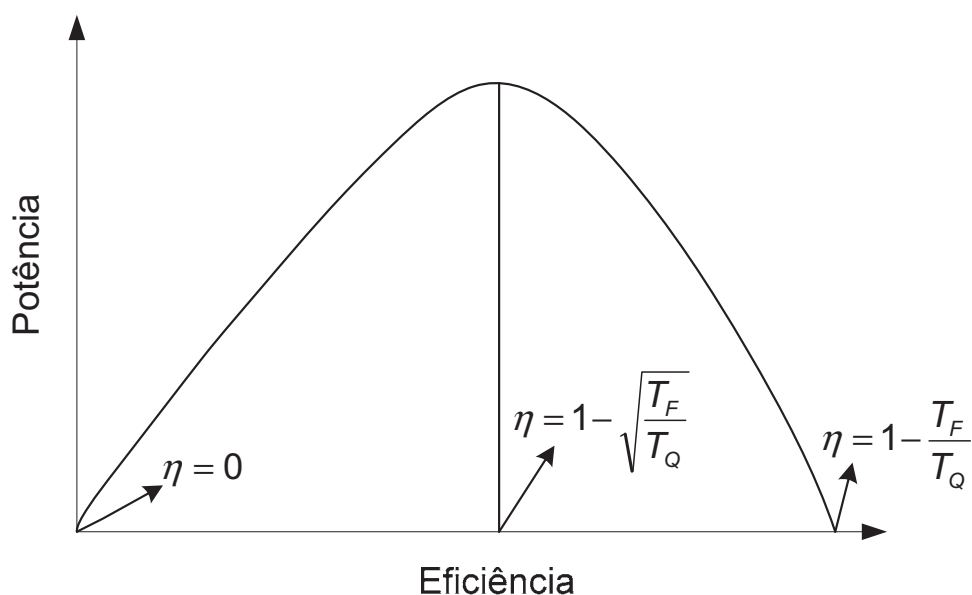


Figura 1.4 - Potência em função da eficiência térmica.

Visando o aumento da eficiência térmica e da potência líquida produzida, a razão de compressão em MCI's é alvo de diversos trabalhos que geralmente incorporam outros fatores que acabam complementando análise e a tornando mais realista. O rendimento do ciclo Otto ideal, por exemplo, é dependente somente da razão de compressão.

A partir da introdução da termodinâmica de tempo finito foi aberto um campo de possibilidades de análises que tem incorporado cada vez mais parâmetros construtivos e de operação dos motores, aproximando as análises das situações mais realistas. Um parâmetro muito estudado nas análises termodinâmicas é a taxa de transferência de calor da máquina térmica para o ambiente, que pode ser modelada como uma transferência de calor diretamente do reservatório de alta temperatura para o reservatório de baixa temperatura sem nenhuma produção de trabalho. Em algumas otimizações este parâmetro têm sido tratado como uma porcentagem da energia química do combustível, ou seja, a energia do combustível é a soma da energia que o combustível transfere ao fluido e a perda de calor pelas paredes do cilindro. Este parâmetro é muito importante, pois qualquer perda de energia térmica na forma de calor diminui a temperatura máxima do ciclo e o uso da energia total do combustível compromete a integridade do motor. Assim, esse tipo de estudo trabalha com inequações que levam a campos válidos de temperaturas máximas dos ciclos (Lin e Hou, 2007).

Outra otimização de grande importância consiste na mínima taxa de geração de entropia. Ciclos motores otimizados pelo critério da mínima taxa de geração de entropia possuem menor grau de irreversibilidades, o que permite uma maior produção de potência. Muitos desses estudos são acompanhados por uma otimização da potência líquida produzida pelo ciclo motor.

O parâmetro densidade de potência também tem sido alvo de estudos da termodinâmica do tempo finito. Este parâmetro é definido como a razão entre a potência e o volume específico máximo do ciclo. Em geral, motores operando com este parâmetro otimizado são menores e mais eficientes que os motores operando em máxima potência (os mesmos valores de eficiência só são alcançados com maiores valores de razão de compressão), porém a curva de potência para situações de máxima densidade de potência cresce de forma mais suave que a curva de potência para motores que operam em máxima potência. (Chen, *et al.*, 2002).

As vantagens e desvantagens da utilização de algum parâmetro termodinâmico devem ser analisadas simultaneamente com sua viabilidade econômica. Este tipo análise ficou conhecido como exergeconômica ou termoeconômica. Neste tipo de estudo obtém-se geralmente uma relação entre o lucro e a eficiência ou entre o lucro e a potência. Essas relações são então maximizadas e analisam-se os efeitos econômicos da operação de um sistema com eficiência otimizada ou potência otimizada. A exemplo de uma maximização de potência, a utilização da exergeconomia ou termoeconomia como funções objetivos de otimização produz campos ótimos de operação. Estas funções podem ainda realizar projeções de lucro para o uso de diferentes tipos de combustíveis. (Chen , Sun e Chih, 2004).

A partir dos critérios descritos anteriormente, utilizados para a melhoria do desempenho de máquinas térmicas, nenhum relaciona a produção de potência e as interações com o ambiente no qual a máquina térmica está inserida. Assim, merece destaque dentro do campo da termodinâmica do tempo finito este tipo de relação, o qual foi denominada função ecológica devido ao seu objetivo de relacionar a potência líquida produzida e a perda de potência para o ambiente.

1.4 - OTIMIZAÇÃO ECOLÓGICA EM MCI'S

As otimizações ecológicas tiveram seu início com Angulo-Brown (1991), até então muitos autores buscavam muitas vezes a maximização da potência líquida ou eficiência térmica ou ainda a minimização da taxa de geração de entropia. Enquanto a maximização da potência traz efeitos mais imediatos, a maximização da eficiência e minimização da taxa de geração de entropia são critérios de benefícios a longo prazo, além de serem mais responsáveis ambientalmente.

Porém, ainda havia a necessidade de entender as interações termodinâmicas entre a máquina térmica e o ambiente, ou seja, era necessário criar uma função que relacionasse potência e ambiente, para que se pudesse analisar de maneira mais criteriosa estes dois fatores.

Assim, surgiu o conceito de uma função ecológica, $\dot{E} = \dot{W} - T_F \dot{S}_G$, que recebe esse nome por apresentar uma relação entre potência líquida de saída e a taxa de destruição de exergia (perda de potência para o ambiente). Yan (1991), fez uma revisão do trabalho de Angulo-Brown e verificou que seria mais adequado a

utilização da temperatura T_0 (temperatura do ambiente que o motor está inserido) ao invés de uma temperatura do reservatório de baixa temperatura T_F . Dessa forma, a função ecológica $\dot{E} = \dot{W} - T_0 \dot{S}_G$ fica mais abrangente e generaliza a função proposta por Angulo-Brown. A função ecológica pode ser interpretada como um compromisso entre a produção de potência e a “perda de potência”, perda que é contabilizada pela taxa de geração de entropia do próprio motor e do sistema que o envolve.

A operação de um motor térmico em condições de máxima função ecológica acarreta em uma pequena diminuição da potência, contabilizando valores entre 10% e 20% de diminuição, quando comparado com um motor que opera em condições de máxima potência. Já a taxa de geração de entropia diminui substancialmente, pelo menos 55% de diminuição, quando comparada a taxa de entropia gerada por um motor que opera em condição de máxima potência.

Esse pequeno sacrifício na potência líquida acaba ocasionando uma considerável diminuição da taxa de geração de entropia, além de trazer consigo o aumento do rendimento térmico e eficiência de segunda lei.

Recentemente foi proposta uma nova função ecológica, conhecida como coeficiente de desempenho ecológico (*Ecological Coefficient of Performance*, ECOP), definida como a razão entre a potência líquida produzida e a taxa de destruição de exergia. Esta nova função surgiu devido à necessidade de se observar valores positivos nas curvas da função ecológica, já que a presença de valores negativos na função ecológica de Ângulo-Brown é uma característica comum, ou seja, em certas situações a perda de potência é maior do que a potência produzida.

Dessa forma a utilização desta nova função garante que todos os valores sejam positivos e assim melhora-se o entendimento sobre o efeito termodinâmico que a taxa de destruição de exergia causa na produção de potência.

Esta nova função obtém melhores valores na diminuição da taxa de geração de entropia quando comparada a função ecológica de Ângulo-Brown, além de um ligeiro aumento na eficiência térmica. Quando a comparam-se as condições de ECOP máximo à de máxima potência, verifica-se que o ECOP tem uma vantagem ainda mais considerável na perspectiva ecológica.

As otimizações ecológicas, seja ela pela função ecológica de Ângulo-Brown ou pelo ECOP, acarretam numa ligeira perda de potência, mas os benefícios vêm na forma da diminuição da taxa de geração de entropia. Isto proporciona o aumento do

rendimento térmico e eficiência de segunda lei, o que é muito valioso do ponto de vista ambiental. Como dito anteriormente este tipo de otimização tem seu sucesso observado a longo prazo.

1.5 - OBJETIVOS

1.5.1 - OBJETIVO GERAL

O presente trabalho realizado tem como objetivo principal o desenvolvimento de uma otimização ecológica dos ciclos de ar-padrão Otto e Diesel irreversíveis. Essa otimização será baseada na função ecológica e no coeficiente de desempenho ecológico, sendo estas comparadas com uma otimização da potência líquida produzido por cada ciclo. Na análise serão incluídas irreversibilidades inerentes a taxa de transferência de calor entre os reservatórios de energia térmica e o ciclo, irreversibilidades oriundas da taxa de transferência de calor do ciclo para o ambiente e irreversibilidades relacionadas aos processos de compressão e expansão não isentrópicas.

1.5.2 - OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos para o desenvolvimento desta dissertação são:

- Estudar a termodinâmica dos ciclos motores Otto e Diesel irreversíveis do ponto de vista tanto da primeira lei quanto da segunda leis da termodinâmica.
- Obter expressões otimizadas para a potência líquida, eficiência térmica e taxa de geração de entropia para cada ciclo.
- Realizar uma análise sobre o comportamento da curva de potência, eficiência térmica, função ecológica e coeficiente de desempenho ecológico para cada ciclo.
- Plotar as relações entre a potência ótima e a potência máxima, taxa de geração de entropia devido a potência ótima e a taxa de geração de entropia devido a potência máxima.
- Observar a influência da razão de temperaturas dos trocadores de calor na potência líquida, na eficiência térmica e na taxa de geração de entropia.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nos últimos anos há um esforço crescente no que se refere à utilização consciente de energia e principalmente no uso eficaz da energia disponível, devido principalmente à escassez e a preocupação com a degradação dos recursos disponíveis. Os motores de combustão interna tem sido alvo de estudos que possibilitam o uso da energia de forma eficiente, sendo que recentemente estes estudos apontam para uma utilização destes motores de forma mais ecológica. Através de uma revisão bibliográfica foram observados estudos nas áreas de motores de combustão interna, ciclos Otto e Diesel, onde boa parte dos trabalhos fazem uma análise da relação de calor adicionado e o trabalho de saída, onde são adicionadas diversas variáveis ao estudo que possibilitam uma aproximação dos modelos reais, deve-se destacar as otimizações ecológicas realizadas em ciclos de potência cujo objetivo além de buscar o aumento da eficiência, é a utilização de uma função ecológica para análise de trabalho produzido em relação ao ambiente.

Curzon e Ahlborn (1975) analisaram a eficiência de um ciclo de Carnot para os casos em que a potência de saída é limitada pela adição de calor no fluido de trabalho e pela rejeição de calor deste fluido. O ciclo é modelado com uma fonte quente para adição de calor no sistema e uma fonte fria para rejeição de calor (reservatórios térmicos). Foi verificado que para o ciclo operar com a eficiência de Carnot essa troca de calor deveria ocorrer em um tempo infinito, onde assim não haveria diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e as fontes, ocorrendo assim uma produção de trabalho finita, porém o ciclo operando em velocidade tão baixa que a potência produzida seria praticamente nula quando comparado ao grande tempo de troca térmica. Assim, para uma modelagem tão idealizada, foram adicionadas limitações referentes à diferença de temperatura para uma modelagem mais realística. Por fim chegou-se a expressão $\eta_{\max} = 1 - \sqrt{T_F/T_Q}$, onde T_2 é a temperatura em que o calor é rejeitado para a fonte à uma temperatura T_F e T_1 é a temperatura em que o calor é adicionado para a fonte à temperatura T_Q . Esta expressão mostra-se mais adequada para situações reais que o rendimento do ciclo de Carnot

Com base nestes resultados Ibraim, Klein e Mitchell (1991) realizaram uma comparação entre um ciclo de Carnot e um ciclo Brayton fechado, ambos com taxas finitas e infinitas de capacidade térmica dos fluidos externos. Foram obtidas expressões analíticas através do multiplicador de Lagrange para o trabalho máximo e o rendimento do trabalho máximo. Para ambos os ciclos foram consideradas as mesmas temperaturas de entrada das fonte e sumidouro de calor (reservatórios térmicos), mesmas taxas de capacidade térmica, mesmas condutâncias dos trocadores de calor. Estas condições mostraram que o ciclo Brayton pode produzir uma potência maior que o ciclo de Carnot. Foi demonstrado que para qualquer ciclo termodinâmico modelado com condutâncias dos trocadores de calor e as mesmas condições limites a potência ótima aumentará a limite de potência do ciclo. Os autores mostraram que a eficiência do trabalho máximo pode ser calculada por $\eta_{\max} = 1 - \sqrt{T_F / \phi T_Q}$, onde ϕ é um fator de variação de entropia nos processos de transferências de calor.

Uma avaliação do grau de irreversibilidades existente em uma planta de portência operando em regime estacionário foi realizada por Bejan (1988). As irreversibilidades consideradas são oriundas dos trocadores de calor de alta e baixa temperatura e da perda de calor que ocorre diretamente do reservatório de alta temperatura para o reservatório de baixa temperatura. O autor indica que além da maximização da potência de saída descrita por Curzon e Ahlborn através da relação ótima de temperaturas dos trocadores de calor, há uma relação entre as dimensões dos trocadores de calor de alta e baixa temperatura, na qual foi construído um gráfico para identificação da melhor localização dos trocadores na planta. Foi mostrado que a eficiência é máximo, tanto de primeira lei quanto de segunda lei, quando o investimento realizado nos trocadores de calor é dividido de forma ótima entre a condutância externa e a resistência térmica interna. Alguns dados de eficiência de plantas instaladas convergem para os dados previstos na teoria.

Seguindo as pesquisas que envolvem o trabalho máximo, Wu e Kiang (1991), analisaram o trabalho ótimo de um ciclo Brayton incluindo transferências de calor realizadas em tempo finito. O trabalho analisa a eficiência térmica utilizando os conceitos de potência máxima incluindo efeitos de uma compressão e expansão não isentrópicas. Esta compressão e expansão não isentrópicas são levadas em consideração através das eficiências do compressor e da turbina. Como referência

para comparação dos resultados do estudo foi utilizado o ciclo Brayton endoreversível, onde, conforme esperado, a potência de saída e a eficiência térmica foram maiores quando comparadas ao ciclo cujas condições eram expansão e compressão isentrópicas.

Herrera, Sandoval e Rosillo (2006), conduziram um estudo termodinâmico de tempo finito para um ciclo Brayton irreversível com as temperaturas dos reservatórios térmicos variáveis e com tamanho finito. O ciclo é modelado com perda de calor, regenerador de calor e com irreversibilidades internas e externas. A otimização tem o objetivo de analisar a potência máxima do ciclo e a mínima taxa de geração de entropia. O estudo mostrou que para a potência máxima o aumento da capacidade de recursos sempre aumenta a potência máxima, porém a potência líquida ao invés de aumentar diminui devido ao aumento das perdas. No que se refere à diminuição da taxa de geração de entropia, qualquer aumento da capacidade de recursos, aumenta a taxa de geração de entropia.

A obtenção da potência máxima também foi analisada por Chen (1994), onde foi utilizado um modelo de máquina térmica de Carnot com irreversibilidades. Estas irreversibilidades são contabilizadas pela taxa de perda de calor e pelos trocadores de calor com o fluido de trabalho. O desempenho ótimo da máquina térmica é analisado e como parâmetro de análise foram elaboradas funções para a potência máxima e a eficiência máxima, além do cálculo da potência produzida para esta eficiência. Foram utilizadas curvas onde a potência de saída varia com a eficiência, permitindo observar as regiões de potência e eficiência ótimas do ciclo, e as expressões obtidas podem ser usadas para um ciclo de Carnot reversível, endorreversível e irreversível com irreversibilidades internas e taxa de perda de calor.

Aplicando os conceitos de potência máxima nos ciclos motores, Parlak (2004), realizou uma análise comparativa de desempenho e otimização com base na potência máxima e na máxima eficiência térmica para os ciclos Diesel e Dual irreversíveis, utilizando parâmetros de projeto, relação de corte, razão de pressão e temperatura máxima. As irreversibilidades internas são avaliadas através das eficiências isentrópicas no processo de compressão e expansão. Foi constatado que a potência máxima do ciclo Dual é sempre maior que a potência máxima do ciclo Diesel para situações onde ciclo é modelado com irreversibilidades, e a medida que as eficiências isentrópicas diminuem, as diferenças de potência máxima e eficiência

máxima aumentam entre os dois ciclos, porém em situações onde as eficiências isentrópicas são máximas o ciclo Diesel possui a potência máxima e a eficiência térmica correspondente torna-se igual à potência máxima e eficiência térmica correspondente do ciclo Dual.

Estudando um ciclo de ar-padrão Diesel, Al-Hinti *et al.* (2008) analisaram as irreversibilidades causadas pela transferências de calor e os efeitos da variação de alguns parâmetros do motor. Parâmetros como a temperatura de entrada, vazão em massa de combustível, parâmetros de projeto, dentre outros, são utilizados para buscar valores mais reais para as aproximações da potência líquida e da eficiência térmica. O estudo mostra que dada uma vazão mássica de combustível, o decréscimo da relação ar-combustível causa um aumento da potência máxima de saída e eficiência térmica e ainda a potência máxima de saída aumenta com o aumento da vazão mássica de combustível para uma dada relação ar combustível. Observa-se, porém, que o mesmo não ocorre com a eficiência térmica, que é limitada. Verificou-se que o aumento da temperatura de entrada causa grande diminuição da potência líquida de saída e eficiência térmica. Estes resultados são mostrados através de valores numéricos.

Bhattacharyya (1999) realizou uma otimização para a potência de saída e eficiência térmica de um ciclo Diesel de ar-padrão irreversível, otimizando as razões de corte e de compressão. Um termo de atrito equivalente foi utilizado para contabilizar as perdas de calor e atrito com as paredes do cilindro. A utilização deste parâmetro fornece valores mais adequados de potência máxima de saída. Os valores ótimos dos parâmetros utilizados são próximos aos valores utilizados nos motores Diesel reais. Os gráficos obtidos possuem características que os aproximam muito com os gráficos de motores reais, apresentando uma forma de laço.

Estudando um ciclo Dual Irreversível, que pode ser considerado uma combinação dos ciclos Otto e Diesel, Zhao e Chen (2006) abordaram as multi-irreversibilidades decorrentes dos processo não-adiabáticos, principalmente as perdas de calor pela parede do cilindro e utilização de eficiências isentrópicas para os processos de compressão e expansão. Para otimização da potência de saída e eficiência, as funções obtidas são derivadas com relação a razão de compressão do ciclo. O autor considera que os ciclos Otto e Diesel podem ser analisados como casos especiais do ciclo Dual e podem ser obtidos através de derivações deste ciclo. Assim, pôde-se representar as curvas de desempenho para os três ciclos através de

exemplos numéricos. Observa-se que para os três ciclos analisados a potência de saída independe da perda de calor pelas paredes, o que não acontece com a eficiência, onde o aumento da perda de calor causa uma diminuição da eficiência térmica dos ciclos. A diminuição das eficiências isentrópicas de compressão e expansão causa uma diminuição da potência de saída e da eficiência térmica.

Analisando um ciclo Diesel irreversível com perda de calor por atrito e resistência térmica, Al-Sarkhi *et al.* (2005) descreveram os efeitos do calor específico do fluido de trabalho dependente da temperatura no desempenho do ciclo. As relações para a potência de saída e eficiência térmica são obtidas e derivadas em função da razão de compressão. Os resultados mostraram que o calor específico do fluido de trabalho dependente da temperatura causa efeitos significantes no desempenho do motor.

Zhao e Chen (2007) também analisaram um ciclo Diesel irreversível com a capacidade térmica do fluido de trabalho dependente da temperatura. Foi considerado que o processo de compressão e expansão são não-isentrópicos e que há troca de calor entre o fluido de trabalho e as paredes do cilindro. A equação adiabática dos gases ideais foi utilizada e expressões para o trabalho de saída e eficiência térmica foram obtidas. Os valores ótimos de trabalho de saída, eficiência térmica e temperatura do fluido de trabalho foram deduzidos. Os resultados mostraram o esperado, ou seja, quando há variações na perda de calor, eficiências isentrópicas e capacidade térmica do fluido de trabalho, os valores de eficiência térmica diminuem, o que ocorre em praticamente todos os ciclos.

Ge *et al.* (2004) definiram uma máquina térmica generalizada, sendo uma composição de duas partes de adição de calor, duas outras partes de rejeição de calor e ainda outras duas transformações adiabáticas. A combinação destes seis termos podem ser caracterizados os ciclos Otto, Diesel, Dual, Atkinson, Miller e Brayton. O ciclo foi analisado utilizando a termodinâmica do tempo finito e também considerando um termo de perdas por atrito. São obtidas relações para o trabalho líquido e eficiência térmica e função da relação de compressão e derivando estas relações é possível chegar às relações ótimas para o trabalho líquido e eficiência térmica. Os resultados mostram curvas de eficiência na forma de laços, o que se aproxima da realidade. No exemplo numérico apresentado, a potência máxima foi desenvolvida pelo ciclo Brayton enquanto a eficiência térmica máxima ocorre no ciclo Atkinson.

Modelando um ciclo de ar-padrão Otto e Diesel, Ozsoysal (2005) utiliza um parâmetro de perda de calor que varia de acordo com a energia do combustível. O autor indica que a adição de calor no ciclo Otto pode ser considerada uma subtração de calor da energia do combustível de um parâmetro de perda de calor multiplicado pela temperatura média de adição de calor. Uma relação mais próxima da realidade entre a energia do fluido e o perda de calor é derivada através da temperatura resultante. No trabalho o autor apresenta a quantidade de calor perdido como uma porcentagem da energia do combustível. Os intervalos válidos entre a energia do combustível e perda de calor são apresentados graficamente. Os resultados obtidos mostram-se próximos do real que determinam características operacionais dos ciclo Otto e Diesel.

Baseado nos estudos de Ozsoysal (2005), Lin e Hou (2007) analisaram os efeitos da perda de calor através da porcentagem de energia de combustível, do atrito e da variação do calor específico do fluido de trabalho no desempenho de um ciclo de ar-padrão Otto com restrição da temperatura máxima. Foram obtidas relações entre a potência líquida e eficiência em função da razão de compressão, sendo obtida também a relação entre a potência líquida e a eficiência térmica. Os resultados obtidos mostram que tanto a eficiência térmica máxima quanto a potência líquida máxima aumentam com o aumento da razão de compressão. O aumento do calor específico do fluido de trabalho causa a diminuição da eficiência térmica do ciclo, enquanto a potência de saída aumenta com o aumento do calor específico do fluido de trabalho. O atrito diminui tanto a potência de saída quanto a eficiência térmica e o aumento da temperatura de entrada diminui a eficiência e a potência máxima.

Ge, Chen e Sun (2007) analisaram o desempenho de um ciclo de ar-padrão Otto irreversível, onde as irreversibilidades são decorrentes de uma relação não-linear entre o calor específico do fluido de trabalho e sua temperatura, do atrito, contabilizado pela velocidade específica do pistão, pelas irreversibilidades de expansão e compressão utilizando eficiências isentrópicas e por fim pelas perdas de calor entre o fluido de trabalho e o cilindro. São utilizados exemplos numéricos para descrever as relações entre a potência de saída e eficiência térmica em função da razão de compressão. Relações ótimas entre a potência de saída e eficiência térmica foram apresentados. Os resultados mostraram que a potência máxima não é afetada por irreversibilidades decorrentes da transferência de calor, porém a

eficiência térmica na potência máxima diminui como o aumento desta irreversibilidade. O aumento das perdas por atrito causam a diminuição da potência máxima e da eficiência térmica na potência máxima. Por outro lado, o aumento das irreversibilidades internas diminuem consideravelmente a potência máxima e a eficiência térmica na potência máxima.

Comparando os ciclos Atkinson e Otto, Hou (2006) analisou os efeitos da transferência de calor na potência líquida e na eficiência térmica dos ciclos. Os processos de compressão e expansão são considerados isoentrópicos e a forma de troca de calor entre a câmara de combustão e as paredes de cilindro é desconsiderada. O autor considerou que a perda calor ocorre apenas no processo de combustão, sendo proporcional a diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e as paredes do cilindro. Esta perda de calor para a parede influencia de forma direta a curva de potência líquida pela eficiência e a curva de potência máxima pela eficiência térmica correspondente. Os efeitos causados por alguns parâmetros como a temperatura de entrada, constantes de combustão e relação de compressão foram observados e discutidos. O aumento da perda de calor na câmara de combustão diminui a temperatura máxima e pressão na câmara, ocorrendo a diminuição da potência líquida e eficiência térmica. A potência de saída e eficiência térmica do ciclo Atkinson mostraram-se maiores que as do ciclo Otto sob as mesmas condições de análise, além da relação de compressão para a maximização do ciclo Otto ser maior que a do ciclo Atkinson para as mesmas condições.

Chen, Zhao e He (2005) analisaram um ciclo Otto irreversível, cujas irreversibilidades são provenientes dos processos de expansão e compressão não-isentrópicos e troca de calor com as paredes do cilindro. Foram derivadas expressões para a potência de saída e a eficiência térmica em função da razão de compressão e são apresentadas curvas desses parâmetros variando a relação de compressão. Foram obtidos valores de potência máxima de saída e eficiência térmica em função da razão de compressão, e assim obteve-se valores de potência de saída, relação de compressão, eficiência térmica e temperaturas do ciclo otimizadas.

Analisando um ciclo de ar-padrão Dual endorreversível, Sahin, Özsoysal e Sögüt (2002) fizeram uma comparação do desempenho do ciclo quando analisado sob condições de potência máxima de saída e função ecológica máxima. A função

ecológica é definida como sendo a potência de saída menos a perda de potência. Os parâmetros de projetos taxa de compressão, razão de corte e razão de compressão são utilizados para a modelagem que conta ainda com dois reservatórios de energia térmica com temperatura constante acoplados ao ciclo. Com a otimização destes parâmetros foi possível maximizar a função ecológica, sendo verificada a vantagem da diminuição da taxa de geração de entropia e aumento da eficiência térmica, ao custo da diminuição da potência de saída.

O conceito de função ecológica foi proposta por Ângulo-Brown (1991), onde foi analisado um ciclo Carnot endoreversível, considerando que não há efeito de atrito, não há efeito de inércia mecânica e as taxas de transferências de calor dos reservatórios térmicos para o fluido de trabalho obedecem a lei de resfriamento de Newton. Um critério ecológico foi proposto como uma proposta de funcionamento do ciclo, representando uma diferença entre a potência líquida produzida e o produto entre a temperatura do reservatório térmico de baixa temperatura e a taxa de geração de entropia (“taxa de exergia destruída”). O autor verificou que com a otimização ecológica, a potência produzida pela função ecológica máxima corresponde a cerca de 80% da potência máxima produzida e a taxa de geração de entropia máxima para a função ecológica corresponde a 30% da taxa de geração de entropia pelo critério de máximo. Foi observado que a eficiência térmica para esta otimização corresponde aproximadamente a média das eficiências térmicas de Carnot e Curzon e Ahlborn.

Revisando o trabalho de Angulo-Brown (1991), Yan (1991) apontou que a perda de potência sugerida por Angulo-Brown seria mais compatível como critério ecológico se a temperatura do reservatório de baixa temperatura fosse igual a temperatura do ambiente de referência. Os resultados obtidos pelo autor indicaram que com a utilização de uma menor temperatura do ambiente de referência, ocorre uma diminuição da perda de potência, sendo assim mais coerente com o critério de maximização da potência de saída. Logo, ficou concluído que a função ecológica proposta por Angulo-Brown não seria o melhor compromisso ecológico de produção de potência e perda de potência.

Realizando uma análise ecológica para um ciclo de ar-padrão Dual irreversível, Ust, Sahin e Sögüt (2004) verificaram o desempenho deste ciclo sob a perspectiva de um critério termo-ecológico, chamado de ECOP (ecological coefficient of performance). O ECOP é definido como a razão entre a potência de

saída e a perda de potência. O estudo considerou uma taxa de transferência de calor finita a partir do fluido de trabalho, uma taxa de perda de calor dos reservatórios de energia térmica e irreversibilidades internas do ciclo. Foram obtidos resultados numéricos para a potência máxima, ECOP máximo e potência ecológica máxima. Observou-se que quando o ciclo é analisado sob condições de ECOP máximo, o ciclo possui um desempenho considerável no que se refere à diminuição da taxa de geração de entropia quando comparado com a função ecológica máxima, porém quando analisou-se a potência de saída, houve uma pequena diminuição em relação a potência ecológica máxima. A comparação entre o ECOP máximo e função ecológica máxima mostrou que o ECOP leva uma significativa vantagem na perspectiva ecológica, porém há diminuição da potência de saída.

Utilizando como função objetivo o ECOP, Moscato, Oliveira e Padilha (2013) realizaram uma otimização de um ciclo Rankine irreversível, onde as irreversibilidades são decorrentes das diferenças de temperaturas dos reservatórios, da perda de calor e das eficiências isentrópicas de expansão e compressão, que podem ser aproximadas pelo parâmetro R , que é definido como a relação entre a variação de entropia na rejeição de calor e a variação da entropia na adição de calor. Os resultados das otimizações mostraram-se satisfatórios, onde observou-se que uma pequena diminuição da potência produzida acarreta em uma considerável diminuição da taxa de geração de entropia. Observou-se que a relação entre a potência ecológica e a potência máxima é cerca de 65%, porém a relação entre a taxa de geração de entropia devido a potência ecológica e a taxa de geração de entropia devido a potência máxima é cerca de 36%. Observou-se ainda que a eficiência térmica e o ECOP são funções apenas das temperaturas dos reservatórios de energia térmica, ou seja, o aumento da taxa de perda de calor e a diminuição das eficiências isentrópicas não afetam o comportamento das curvas citadas.

Chen *et al.* (2004) analisaram o desempenho de um ciclo de Carnot irreversível onde a lei do resfriamento de Newton foi utilizada para modelar a transferência de calor entre os reservatórios de energia térmica e o fluido de trabalho. Foram atribuídas ao ciclo perdas de calor devido as resistências térmicas, sendo ainda consideradas algumas irreversibilidades internas. Maximizou-se a função ecológica e pôde-se, através de exemplos numéricos, observar a influência do perda de calor do reservatório de alta temperatura para o reservatório de baixa temperatura e das irreversibilidades internas.

Cheng e Chen (1998) realizaram uma análise de um ciclo de ar-padrão Brayton endoreversível com temperatura dos reservatórios térmicos constante utilizando conceitos da termodinâmica do tempo-finito. Os autores propuseram uma otimização ecológica da potência de saída. Foram apresentadas expressões ótimas para as temperaturas, potência de saída, taxa de geração de entropia, eficiências de primeira e segunda lei. Foram apresentadas relações entre a potência ótima e máxima e entre a taxa de geração de entropia máxima e ótima. Observou-se uma melhoria dos rendimentos de primeira e segunda lei quando comparados com os rendimentos de Carnot e Curzon e Ahlborn. A diminuição da potência otimizada pela função ecológica em relação a potência máxima é compensada pelo grande diminuição da taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica em relação a taxa de geração de entropia devido a potência máxima.

Em outros trabalhos em otimização ecológica de um ciclo Brayton, Cheng e Chen (1999) adicionaram algumas irreversibilidades a sua análise inicial. São considerados também irreversibilidades decorrentes dos trocadores de calor, da perda de calor entre os reservatórios e das eficiências isentrópicas do compressor e da turbina. Para o procedimento de otimização, os autores utilizaram uma razão de temperaturas adiabática, e dessa forma a otimização foi realizada em função desta razão e da razão de condutâncias térmicas. Os resultados indicaram que para aumentar a potência ecológica, a condutância térmica do reservatório de alta temperatura deve ser maior que a condutância térmica do reservatório de baixa temperatura. Finalmente, foi verificado que um aumento das eficiências isentrópicas da turbina e do compressor aumentaram a eficiência térmica e a potência ecológica.

Neste trabalho serão apresentadas modelagens dos ciclos Otto e Diesel irreversíveis utilizando a termodinâmica de tempo finito. As irreversibilidades são decorrentes dos processos de troca de calor ocorrendo em tempo finito, da taxa de perda de calor do reservatório de alta temperatura para o reservatório de baixa temperatura e dos processos de compressão e expansão não-isoentrópicas. Serão utilizados três critérios de otimização: função ecológica, coeficiente ecológico de desempenho e potência máxima de saída. Os resultados são apresentados através das curvas de potência e critério ecológico, eficiência térmica e critério ecológico e taxa de geração de entropia e critério ecológico. Os resultados poderão ser utilizados como um critério relevante no aperfeiçoamento de projetos dos motores de combustão interna.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM MATEMÁTICA

3.1 - CICLOS OTTO E DIESEL IRREVERSÍVEIS

Os processos termodinâmicos dos ciclos de ar-padrão Otto e Diesel irreversíveis podem ser representados num diagrama temperatura-entropia como mostram as Figuras 3.1 e 3.2, respectivamente:

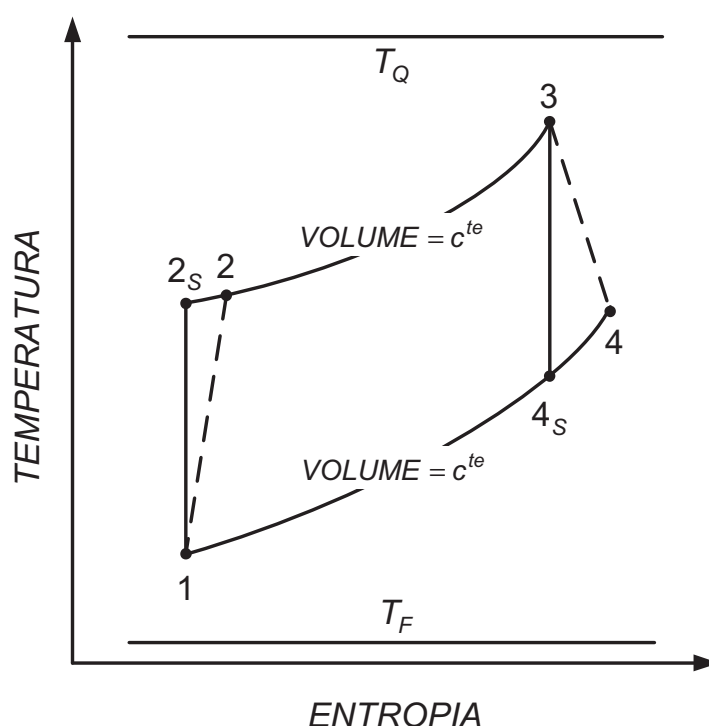


Fig. 3.1 – Diagrama temperatura-entropia de um ciclo Otto irreversível.

No processo 1-2 o fluido de trabalho no estado 1 sofre uma compressão adiabática irreversível até o estado 2, enquanto o processo 1-2s representa a compressão adiabática reversível, onde este processo é realizado pelo movimento do pistão que sai do ponto morto inferior e vai para o ponto morto superior comprimindo o fluido de trabalho.

O processo 2-3 representa a adição de calor a volume constante na câmara de combustão enquanto o pistão está no ponto morto superior. Este processo de adição de calor é decorrente da taxa de transferência de calor do reservatório de alta temperatura para o fluido de trabalho.

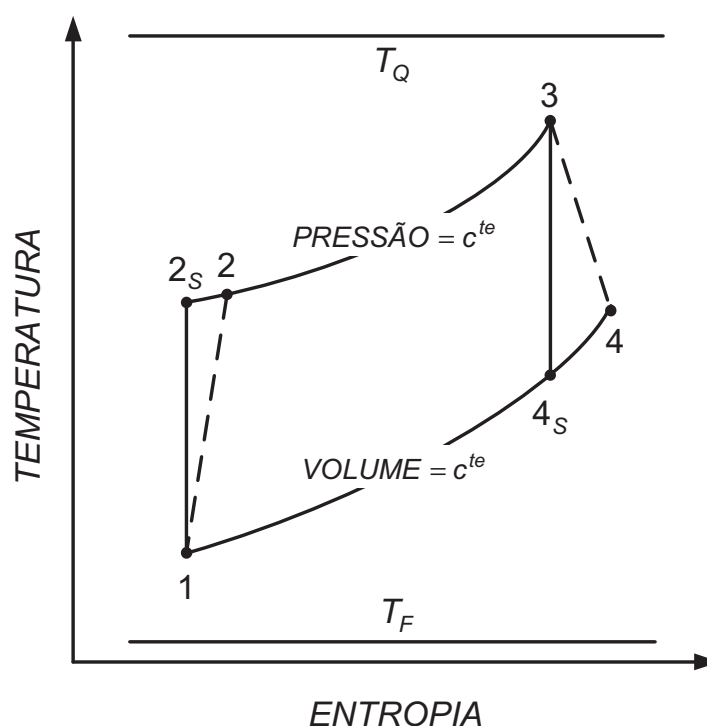


Fig. 3.2 – Diagrama temperatura-entropia de um ciclo Diesel irreversível.

Os ciclos Otto e Diesel abordado neste trabalho são diferenciados basicamente pela forma com que a adição de calor é realizada. No ciclo Otto a adição de calor é realizada a volume constante, sendo que no ciclo Diesel este processo é realizado a pressão constante.

Devido adição de calor no processo 2-3 há uma expansão do fluido de trabalho, fazendo com que ocorra um deslocamento do pistão do ponto morto superior para o ponto morto inferior, sendo este movimento o processo 3-4. Este processo é caracterizado como uma expansão adiabática irreversível, enquanto o processo 3-4s é denominado expansão adiabática reversível. Por fim quando o pistão encontra-se no ponto morto inferior, ocorre a rejeição de calor do fluido de trabalho para o reservatório de baixa temperatura, sendo este processo 4-1.

3.2 - ANÁLISE DOS PROCESSOS DE COMPRESSÃO E EXPANSÃO ADIABÁTICOS

Devido aos efeitos do atrito na compressão e expansão, o fluido de trabalho sofre um aumento de entropia durante o processo. As taxas de transferências de

calor residuais do processo para as vizinhanças representam perdas, mas estes efeitos são geralmente de importância secundária e são ignorados neste trabalho.

À medida que os efeitos das irreversibilidades nos processos de compressão tendem a aumentar, a potência fornecida ao processo de compressão aumenta em relação ao processo de compressão ideal, sendo assim quanto maior o valor das irreversibilidades do processo, maior a diferença entre a potência requerida pelo processo real e o processo ideal.

Da mesma forma, o aumento dos efeitos das irreversibilidades do processo de expansão causa a diminuição do fornecimento de energia real em relação ao fornecimento de energia ideal, sendo assim quanto maior o valor das irreversibilidades do processo de expansão, maior a diferença entre a potência requerida pelo processo real e o processo ideal.

O aumento das irreversibilidades de um ciclo pode ser avaliado pelo parâmetro R , proposto por WU e KIANG (1992), representado pela expressão abaixo:

$$R = \frac{\Delta S_F}{\Delta S_Q} \quad (3.1)$$

onde ΔS_F é a variação de entropia na rejeição de calor e ΔS_Q é a variação de entropia na adição de calor. Como pode ser observado nas Figuras 3.1 e 3.2, o parâmetro R necessariamente deve ser maior ou igual a um.

Este parâmetro é similar às eficiências isentrópicas de compressão e expansão do ciclo, sendo que a utilização do parâmetro R reduz a complexidade da modelagem além de proporcionar o efeito de aumento de irreversibilidade desejado para esta modelagem.

3.3 - ANÁLISE DOS PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Nos modelos apresentados das Figuras 3.1 e 3.2 são representados um ciclo Otto irreversível e um ciclo Diesel irreversível, respectivamente, onde os processos de troca de calor ocorrem em trocadores de calor entre o fluido de trabalho e os reservatórios térmicos a temperaturas constantes.

No processo de adição de calor o fluido de trabalho troca calor com o reservatório de alta temperatura que permanece a temperatura constante T_Q . Da mesma forma, no processo de rejeição de calor o fluido de trabalho troca calor com o reservatório de baixa temperatura que permanece a temperatura constante T_F .

A taxa de transferência de calor que ocorre nos trocadores de calor pode ser então escrita tanto de acordo com a variação da energia térmica do fluido de trabalho quanto de pela análise de trocador de calores, considerados trocadores de calor contracorrente:

$$\dot{Q}_{QC} = U_Q A_Q \frac{(T_Q - T_3) - (T_Q - T_{2S})}{\ln\left(\frac{T_Q - T_3}{T_Q - T_{2S}}\right)} = \dot{C}_W \varepsilon_Q (T_Q - T_{2S}) = \dot{C}_W (T_3 - T_{2S}) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{FC} = U_F A_F \frac{(T_{4S} - T_F) - (T_1 - T_F)}{\ln\left(\frac{T_{4S} - T_F}{T_1 - T_F}\right)} = \dot{C}_W \varepsilon_F (T_{4S} - T_F) = \dot{C}_W (T_{4S} - T_1) \quad (3.3)$$

onde $U_Q A_Q$ e $U_F A_F$ é o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca de calor, e as efetividades ε_Q e ε_F são dadas em função do número de unidades de transferência de calor NUT_Q e NUT_F dos trocadores de calor de calor, que para o caso de trocadores de calor são escritas como:

$$\varepsilon_Q = \frac{1 - \exp[-NUT_Q(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT_Q(1 - C_r)]} \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_F = \frac{1 - \exp[-NUT_F(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT_F(1 - C_r)]} \quad (3.5)$$

onde C_r é a razão entre a taxa capacidade térmica mínima e a taxa capacidade térmica máxima dos fluidos. O números de unidades de transferência NUT_Q e NUT_F são definidos como:

$$NUT_Q = \frac{U_Q A_Q}{\dot{C}_W} \quad (3.6)$$

$$NUT_F = \frac{U_F A_F}{\dot{C}_W} \quad (3.7)$$

onde $\dot{C}_W$ é a taxa de capacidade térmica do fluido de trabalho.

Como as trocas de calor são realizadas entre reservatórios de energia térmica com temperatura constante (capacidade térmica infinita) e um fluido com taxa de capacidade térmica constante (capacidade térmica finita), a relação entre as taxas de capacidades térmicas C_r , tanto para o trocador de calor de alta temperatura quanto para o trocador de baixa temperatura, é nula. Assim, as Equações 3.4 e 3.5 são simplificadas para:

$$\varepsilon_Q = 1 - \exp(-NUT_Q) \quad (3.8)$$

$$\varepsilon_F = 1 - \exp(-NUT_F) \quad (3.9)$$

A partir das equações das taxas de transferências de calor para o ciclo, Equações 3.2 e 3.3, obtêm-se expressões para as temperaturas T_3 e T_1 :

$$T_3 = \varepsilon_Q (T_Q - T_{2S}) + T_{2S} \quad (3.10)$$

$$T_1 = -\varepsilon_F (T_{4S} - T_L) + T_{4S} \quad (3.11)$$

3.4 - ANÁLISE DA TAXA DE PERDA DE CALOR ENTRE OS RESERVATÓRIOS DE ENERGIA TÉRMICA

Duas fontes de irreversibilidades podem ser prontamente identificadas nesse trabalho, sendo decorrentes da transferência de calor finita que ocorre entre os reservatórios de energia térmica e o fluido de trabalho. Em um trabalho realizado por Bejan (1988), analisando plantas de potência, foi proposta uma terceira fonte de irreversibilidades, ocorrendo na forma de uma taxa de transferência de calor $\dot{Q}_i$ que

atravessa a planta diretamente do trocador de calor de alta temperatura para o trocador de calor de baixa temperatura sem que haja qualquer produção de potência, como mostra a Figura 3.3.

Podem ser citadas varias situações onde essa taxa de perda de calor pode ser considerada, merecendo destaque a taxa de perda de calor através das paredes da câmara de combustão e a taxa de transferência de calor removida pelo sistema de arrefecimento de um motor de combustão interna. Na teoria, os motores de combustão interna deveriam rejeitar calor basicamente na forma dos gases de exaustão, porém na prática existem mais perdas calor como as citadas anteriormente.

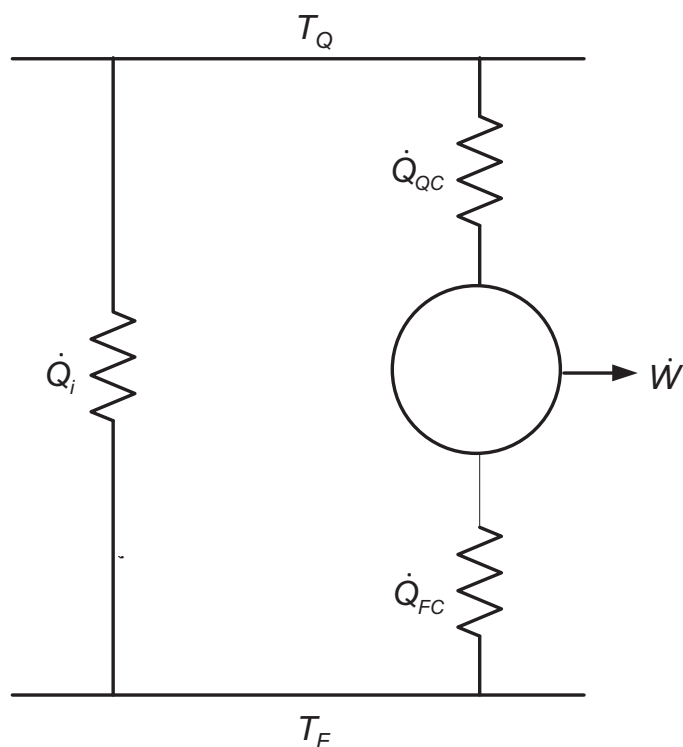


Figura 3.3 – Esquema de um motor com irreversibilidades devido a perda de calor.

A Figura 3.3 mostra que apenas parte do calor que flui do reservatório de alta de temperatura é transferida para ciclo, sendo este fluxo denominando $\dot{Q}_{QC}$, e da mesma forma a rejeição de calor do ciclo para o reservatório de baixa temperatura é denominada $\dot{Q}_{FC}$. Por fim, parte do calor que não é transferido para o ciclo é transferido diretamente do reservatório de alta temperatura, à temperatura T_Q , para o reservatório de baixa temperatura, à temperatura T_F , sendo esta perda representada

por $\dot{Q}_I$. Conforme a relação proposta por Bejan (1988), esta taxa de perda de calor pode ser representada por:

$$\dot{Q}_I = \dot{C}_I(T_Q - T_F) \quad (3.12)$$

onde $\dot{C}_I$ é a taxa de condutância interna da planta na forma de taxa de transferência de calor por unidade de temperatura.

As taxas de transferência de calor totais fornecida pelo reservatório de alta temperatura e rejeitada para o reservatório de baixa temperatura podem então ser calculadas, respectivamente, como:

$$\dot{Q}_{QT} = \dot{Q}_{QC} + \dot{Q}_I \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{FT} = \dot{Q}_{FC} + \dot{Q}_I \quad (3.14)$$

3.5 - ANÁLISE GLOBAL DOS CICLOS PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA

Para uma análise de 1º lei da termodinâmica nos ciclos Otto (Figura 3.1) e Diesel (Figura 3.2), considera-se que os ciclos operam em sistema fechado e as taxas de transferências de calor ocorrem entre os reservatórios e o fluido de trabalho.

Aplicando a 1º lei da termodinâmica para sistemas fechados, têm-se, para ambos ciclos irreversíveis, 1-2-3-4-1 da Figuras 3.1 e 3.2, que a potência líquida é igual a diferença entre as taxas de transferências de calor totais que entram e saem, como mostra a Eq. 3.15:

$$\dot{W} = \dot{Q}_{QT} - \dot{Q}_{FT} \quad (3.15)$$

Substituindo as Equações 3.13 e 3.14 na Equação 3.15, a potência líquida pode ser reescrita como:

$$\dot{W} = \dot{Q}_{QC} - \dot{Q}_{FC} \quad (3.16)$$

Observa-se que a taxa de perda de calor presente nas equações de taxa de transferência de calor total fornecidas pelos reservatórios de alta temperatura e baixa temperatura é anulada, fazendo com que a taxa de perda de calor não tenha influência direta na potência líquida produzida pelos ciclos.

Substituindo as Equações 3.2 e 3.3 das taxas de transferências de calor relacionadas às efetividades de cada trocador de calor na Equação 3.16, obtém-se:

$$\dot{W} = \dot{C}_W \varepsilon_Q (T_Q - T_{2s}) - \dot{C}_W \varepsilon_F (T_{4s} - T_F) \quad (3.17)$$

Explicitando T_{4s} da Equação 3.17 obtém-se a seguinte expressão:

$$T_{4s} = \frac{-\dot{W} + \dot{C}_W \varepsilon_Q (T_Q - T_{2s})}{(\dot{C}_W \varepsilon_F) + T_F} \quad (3.18)$$

Os valores de eficiência térmica η são obtidos através da relação entre a potência líquida e a taxa de transferência de calor total dos reservatórios térmicos, fornecendo assim:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{QC} + \dot{Q}_I} \quad (3.19)$$

Diferente da potência líquida, onde a taxa de perda de calor $\dot{Q}_I$ não causa qualquer efeito sobre este termo, a eficiência térmica é influenciada diretamente pela taxa de perda de calor que ocorre do reservatório de alta temperatura para o reservatório de baixa temperatura, como indica a Equação 3.19. Substituindo as Equações 3.12, 3.13 e 3.17 na Equação 3.19, obtém-se a seguinte expressão:

$$\eta = \frac{\dot{C}_W \varepsilon_Q (T_Q - T_{2s}) - \dot{C}_W \varepsilon_F (T_{4s} - T_F)}{\dot{C}_W \varepsilon_Q (T_Q - T_{2s}) - \dot{C}_I (T_Q - T_F)} \quad (3.20)$$

3.6 - ANÁLISE GLOBAL DOS CICLOS PELA 2ª LEI DA TERMODINÂMICA

Utilizando uma análise similar à primeira lei da termodinâmica, podemos obter as taxas de gerações de entropia $\dot{S}_g$ nos ciclos Otto (Figura 3.1) e Diesel (Figura 3.2), sendo a taxa de geração de entropia função apenas das interações de calor que ocorrem nas fronteiras dos reservatórios térmicos a temperatura constante:

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{FC} + \dot{Q}_I}{T_F} - \frac{\dot{Q}_{QC} + \dot{Q}_I}{T_Q} \quad (3.21)$$

Assim como a eficiência térmica, observa-se que a taxa de geração de entropia é influenciada pela perda de calor, que ocorre diretamente do reservatório de alta temperatura para o reservatório de baixa temperatura. Substituindo as Equações 3.2, 3.3 e 3.12 na Equação 3.12 obtém-se a seguinte expressão:

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{C}_W \varepsilon_D (T_{4s} - T_F) - \dot{C}_I (T_Q - T_F)}{T_F} - \frac{\dot{C}_W \varepsilon_Q (T_Q - T_{2s}) - \dot{C}_I (T_Q - T_F)}{T_Q} \quad (3.22)$$

Outra relação matemática pode ser obtida através de uma abordagem da variação de entropia do fluido de trabalho. Esta relação é obtida nos ciclos termodinâmicos Otto (Figura 3.1) e Diesel (Figura 3.2) isentrópicos onde o fluido de trabalho passa pelos estados 1-2S-3-4S. A variação total de entropia do ciclo é dada por:

$$\oint dS = \Delta S_{1-2S} + \Delta S_{2S-3} - \Delta S_{3-4S} - \Delta S_{4S-1} \quad (3.23)$$

sendo os processos de compressão e expansão adiabáticos reversíveis, não possuindo então variação de entropia, ou seja, $\Delta S_{1-2S} = \Delta S_{3-4S} = 0$. Sabendo que a entropia é uma propriedade termodinâmica e que um processo cíclico está sendo analisado, tem-se que $\oint dS = 0$. Assim, a Equação 3.23 pode ser reescrita como:

$$\Delta S_{2S-3} - \Delta S_{4S-1} = 0 \quad (3.24)$$

onde a variação de entropia total do fluido de trabalho pode ser escrita utilizando uma temperatura de fronteira média. Dessa forma:

$$\Delta S_{2S-3} = \frac{\dot{Q}_{QC}}{T_{Q,MÉDIO}} = \frac{\dot{Q}_{QC}}{\left(\frac{T_{2S} + T_3}{2}\right)} \quad (3.25)$$

$$\Delta S_{4S-1} = \frac{\dot{Q}_{FC}}{T_{F,MÉDIO}} = \frac{\dot{Q}_{FC}}{\left(\frac{T_{4S} + T_1}{2}\right)} \quad (3.26)$$

Substituindo as Equações 3.25 e 3.26 na Equação 3.24 obtém-se:

$$\frac{\dot{Q}_{QC}}{\left(\frac{T_{2S} + T_3}{2}\right)} - \frac{\dot{Q}_{FC}}{\left(\frac{T_{4S} + T_1}{2}\right)} = 0 \quad (3.27)$$

Sabendo que os ciclos termodinâmicos Otto (Figura 3.1) e Diesel (Figura 3.2) são irreversíveis, a Equação 3.27, que define um processo reversível pode ser reescrita na forma de uma desigualdade, definindo então um processo irreversível:

$$\frac{2\dot{Q}_{FC}}{(T_4 + T_1)} - \frac{2\dot{Q}_{QC}}{(T_2 + T_3)} > 0 \quad (3.28)$$

Utilizando o parâmetro R de irreversibilidades da Equação 3.1, pode-se reescrever a Equação 3.28 na forma de uma igualdade:

$$\frac{2\dot{Q}_{FC}}{(T_4 + T_1)} - R \frac{2\dot{Q}_{QC}}{(T_2 + T_3)} = 0 \quad (3.29)$$

Para a obtenção da temperatura no estado 4, utiliza-se as Eq. 3.2 e Eq. 3.3, porém analisa-se a variação de energia do fluido de trabalho do ciclo irreversível.

3.7 - ANÁLISE DA POTÊNCIA LÍQUIDA DE SAÍDA

3.7.1 - ANÁLISE DA POTÊNCIA LÍQUIDA DE SAÍDA DO CICLO OTTO

O ciclo Otto pode ser caracterizado pelos processos de adição e rejeição de calor que ocorrem a volume constante. Sendo utilizada uma modelagem de ar-padrão frio, onde o fluido de trabalho é o ar que se comporta como um gás ideal e considerando que os calores específicos do fluido de trabalho são constantes, a taxa de capacidade térmica deste fluido é dado pela taxa de capacidade térmica do fluido a volume constante $\dot{C}_v$. Portanto, as Equações 3.2 e 3.3 podem também ser reescritas da seguinte forma.

$$\dot{Q}_{QC} = \dot{C}_v \varepsilon_Q (T_Q - T_2) = \dot{C}_v (T_3 - T_2) \quad (3.30)$$

$$\dot{Q}_{FC} = \dot{C}_v \varepsilon_F (T_4 - T_F) = \dot{C}_v (T_4 - T_1) \quad (3.31)$$

Substituindo as Equações 3.30 e 3.31, 3.10, 3.11 e 3.18 na Equação 3.29, obtém-se uma equação algébrica para a temperatura T_2 :

$$A_{1,O} T_2^2 + A_{2,O} T_2 + A_{3,O} = 0 \quad (3.32)$$

onde os coeficientes $A_{1,O}$, $A_{2,O}$ e $A_{3,O}$ são expressos na forma:

$$A_{1,O} = a_{1,O}$$

$$A_{2,O} = a_{2,O} \dot{W} + a_{3,O}$$

$$A_{3,O} = a_{4,O} \dot{W} + a_{5,O}$$

sendo os coeficientes $a_{1,O}$, $a_{2,O}$, $a_{3,O}$, $a_{4,O}$ e $a_{5,O}$ expressos como:

$$a_{1,0} = \dot{C}_v \varepsilon_Q + \frac{1}{2} R \dot{C}_v \varepsilon_Q^2 - \frac{R \dot{C}_v \varepsilon_Q^2}{\varepsilon_F} + \frac{1}{2} \dot{C}_v \varepsilon_Q^2$$

$$a_{2,0} = -1 + \frac{1}{2} R \varepsilon_Q + \frac{1}{2} \varepsilon_Q - \frac{R \varepsilon_Q}{\varepsilon_F}$$

$$a_{3,0} = R \dot{C}_v \varepsilon_Q T_F + \dot{C}_v \varepsilon_Q T_Q - R \dot{C}_v \varepsilon_Q^2 T_Q - \dot{C}_v \varepsilon_Q^2 T_Q + \frac{2 \dot{C}_v \varepsilon_Q^2 T_Q}{\varepsilon_F}$$

$$a_{4,0} = -\frac{1}{2} R \varepsilon_Q T_Q - \frac{1}{2} \varepsilon_Q T_Q + \frac{R \varepsilon_Q T_Q}{\varepsilon_F}$$

$$a_{5,0} = \frac{1}{2} R \dot{C}_v \varepsilon_Q^2 T_Q^2 - R \dot{C}_v \varepsilon_Q T_Q T_F + \frac{1}{2} \dot{C}_v \varepsilon_Q^2 T_Q - \frac{R \dot{C}_v \varepsilon_Q^2 T_Q^2}{\varepsilon_F}$$

Solucionando a Equação 3.32 pode-se obter uma equação para a temperatura T_2 em função da potência líquida de saída do ciclo Otto:

$$T_{2,0} = \frac{-A_{2,0} \pm \sqrt{A_{2,0}^2 - 4A_{1,0}A_{3,0}}}{2A_{1,0}} \quad (3.33)$$

3.7.2 - ANÁLISE DA POTÊNCIA LÍQUIDA DE SAÍDA DO CICLO DIESEL

Diferente do ciclo Otto, o ciclo Diesel pode ser caracterizado pelo processo de adição de calor que ocorre à pressão constante, enquanto o processo de rejeição de calor ocorre a volume constante, como no ciclo Otto. A mesma modelagem utilizada para o ciclo Otto pode ser utilizada para o ciclo Diesel, sendo que a taxa de capacidade térmica do fluido no processo de adição de calor é a taxa de capacidade térmica do fluido a pressão constante $\dot{C}_p$. Portanto, a Equação 3.2 pode ser reescrita da seguinte forma.

$$\dot{Q}_{QC} = \dot{C}_p \varepsilon_Q (T_Q - T_2) = \dot{C}_p (T_3 - T_2) \quad (3.34)$$

Realizando o mesmo processo de substituição realizado para o ciclo Otto, as Equações 3.34 e 3.31, 3.10, 3.11 e 3.18 na Equação 3.29, obtém-se uma equação algébrica para a temperatura T_2 :

$$A_{1,D}T_2^2 + A_{2,D}T_2 + A_{3,D} = 0 \quad (3.35)$$

onde os coeficientes $A_{1,D}$, $A_{2,D}$ e $A_{3,D}$ são expressos na forma:

$$A_{1,D} = a_{1,D}$$

$$A_{2,D} = a_{2,D}\dot{W} + a_{3,D}$$

$$A_{3,D} = a_{4,D}\dot{W} + a_{5,D}$$

sendo os coeficientes $a_{1,D}$, $a_{2,D}$, $a_{3,D}$, $a_{4,D}$ e $a_{5,D}$ expressos como:

$$a_{1,D} = \dot{C}_P \varepsilon_Q + \frac{1}{2} RK \dot{C}_P \varepsilon_Q^2 - \frac{RK \dot{C}_P \varepsilon_Q^2}{\varepsilon_F} + \frac{1}{2} \dot{C}_P \varepsilon_Q^2$$

$$a_{2,D} = -1 + \frac{1}{2} RK \varepsilon_Q + \frac{1}{2} \varepsilon_Q - \frac{RK \varepsilon_Q}{\varepsilon_F}$$

$$a_{3,D} = R \dot{C}_P \varepsilon_Q T_F + \dot{C}_P \varepsilon_Q T_Q - RK \dot{C}_P \varepsilon_Q^2 T_Q - \dot{C}_P \varepsilon_Q^2 T_Q + \frac{2RK \dot{C}_P \varepsilon_Q^2 T_Q}{\varepsilon_F}$$

$$a_{4,D} = -\frac{1}{2} RK \varepsilon_Q T_Q - \frac{1}{2} \varepsilon_Q T_Q + \frac{RK \varepsilon_Q T_Q}{\varepsilon_F}$$

$$a_{5,D} = \frac{1}{2} RK \dot{C}_P \varepsilon_Q^2 T_Q^2 - R \dot{C}_P \varepsilon_Q T_Q T_F + \frac{1}{2} \dot{C}_P \varepsilon_Q^2 T_Q - \frac{RK \dot{C}_P \varepsilon_Q^2 T_Q^2}{\varepsilon_F}$$

Solucionando a Equação 3.35 pode-se obter uma equação para a temperatura T_2 em função da potência líquida de saída do ciclo Diesel:

$$T_{2,D} = \frac{-A_{2,D} \pm \sqrt{A_{2,D}^2 - 4A_{1,D}A_{3,D}}}{2A_{1,D}} \quad (3.36)$$

CAPÍTULO 4

OTIMIZAÇÕES

4.1 - MAXIMIZAÇÃO DA POTÊNCIA LÍQUIDA DE SAÍDA

Curzon e Ahlborn (1975) foram os primeiros a realizar este tipo de otimização, sendo analisada a eficiência térmica de um ciclo de Carnot para os casos em que a potência líquida de saída é limitada pela adição de calor para o fluido de trabalho e pela rejeição de calor deste fluido. A otimização para a maximização da potência líquida de saída consiste em fornecer a maior potência possível operando entre os limites de eficiência térmica nula e a eficiência térmica de Carnot.

Trabalhos mais recentes incorporam diversas fontes de irreversibilidades no procedimento de otimização, tais como a taxa de perda de calor entre os reservatórios térmicos, taxa de perda de calor em função da taxa de energia do combustível, eficiências isentrópicas de expansão e compressão, taxa de perda de calor dos equipamentos, atrito, dentre outras.

4.1.1 - CICLO OTTO

Substituindo as Equações 3.30 e 3.3, 3.10, 3.11 e 3.18 na Equação 3.29, pode-se obter uma equação algébrica para a potência líquida de saída em função da temperatura $T_{2,O}$:

$$B_{1,O} \dot{W} + B_{2,O} = 0 \quad (4.1)$$

onde os coeficientes $B_{1,O}$ e $B_{2,O}$ são expressos na forma:

$$B_{1,O} = b_{1,O} T_{2,O} + b_{2,O}$$

$$B_{2,O} = b_{3,O} T_{2,O}^2 + b_{4,O} T_{2,O} + b_{5,O}$$

sendo os coeficientes $b_{1,0}$, $b_{2,0}$, $b_{3,0}$, $b_{4,0}$ e $b_{5,0}$ expressos como:

$$b_{1,0} = -1 - \frac{R\varepsilon_Q}{\varepsilon_F} + \frac{\varepsilon_Q}{2} + \frac{R\varepsilon_Q}{2}$$

$$b_{2,0} = -\frac{RT_Q}{2} + \frac{R\varepsilon_Q T_Q}{\varepsilon_F} - \frac{R\varepsilon_Q T_Q}{2}$$

$$b_{3,0} = \frac{C_v \varepsilon_Q^2}{2} - \frac{RC_v \varepsilon_Q^2}{\varepsilon_F} - C_v \varepsilon_Q + \frac{RC_v \varepsilon_Q^2}{2}$$

$$b_{4,0} = -RC_v \varepsilon_Q^2 T_Q + \frac{2RC_v \varepsilon_Q^2 T_Q}{\varepsilon_F} + RC_v \varepsilon_Q T_F - C_v \varepsilon_Q^2 T_Q + C_v \varepsilon_Q T_Q$$

$$b_{5,0} = \frac{1}{2} RC_v \varepsilon_Q^2 T_Q^2 - RC_v \varepsilon_Q T_Q T_F + \frac{1}{2} C_v \varepsilon_Q^2 T_Q - \frac{RC_v \varepsilon_Q^2 T_Q^2}{\varepsilon_F}$$

Substituindo os coeficientes na Equação 4.1 pode-se obter a equação do trabalho líquido de saída em função da temperatura T_2 :

$$\dot{W} = \frac{-b_{3,0}T_{2,0}^2 - b_{4,0}T_{2,0} - b_{5,0}}{(b_{1,0}T_{2,0} + b_{2,0})^2} \quad (4.2)$$

Pode-se então maximizar a potência líquida de saída com relação a temperatura $T_{2,0}$ e obter valores ótimos para a temperatura $T_{2,0}$:

$$\frac{d\dot{W}}{dT_{2,0}} = 0 \quad (4.3)$$

Através deste processo de maximização obtém-se uma equação algébrica em função da temperatura $T_{2,0}$:

$$B_{3,O}T_{2,O}^2 + B_{4,O}T_{2,O} + B_{5,O} = 0 \quad (4.4)$$

onde os coeficientes $B_{3,O}$, $B_{4,O}$ e $B_{5,O}$ são expressos na forma:

$$B_{3,O} = -b_{1,O}b_{3,O}$$

$$B_{4,O} = -2b_{2,O}b_{3,O}$$

$$B_{5,O} = -b_{2,O}b_{4,O} + b_{1,O}b_{5,O}$$

Solucionando a Equação 4.4 pode-se obter a temperatura T_2 ótima que maximiza a potência líquida de saída:

$$T_{2\dot{W},O} = \frac{-B_{4,O} \pm \sqrt{B_{4,O}^2 - 4B_{3,O}B_{5,O}}}{2B_{3,O}} \quad (4.5)$$

Substituindo $T_{2\dot{W},O}$ nas equações de temperaturas do capítulo anterior é possível de se determinar as temperaturas ótimas de cada estado do ciclo. Sendo assim, pode-se também quantificar as taxas de transferências de calor entre os reservatórios de energia térmica e o fluido de trabalho, a eficiência térmica e a taxa de geração de entropia do ciclo operando em condição de potência líquida de saída máxima.

4.1.2 - CICLO DIESEL

Realizando o mesmo processo de substituição realizado no ciclo Otto, as Equações 3.34 e 3.31, 3.10, 3.11 e 3.18 na equação 3.29, pode-se obter uma equação algébrica para a potência líquida de saída em função da temperatura $T_{2,D}$:

$$B_{1,D}\dot{W} + B_{2,D} = 0 \quad (4.6)$$

onde os coeficientes $B_{1,D}$ e $B_{2,D}$ são expressos na forma:

$$B_{1,D} = b_{1,D}T_{2,D} + b_{2,D}$$

$$B_{2,D} = b_{3,D}T_{2,D}^2 + b_{4,D}T_{2,D} + b_{5,D}$$

sendo os coeficientes $b_{1,D}$, $b_{2,D}$, $b_{3,D}$, $b_{4,D}$ e $b_{5,D}$ expressos como:

$$b_{1,D} = -1 - \frac{Rk\varepsilon_Q}{\varepsilon_F} + \frac{\varepsilon_Q}{2} + \frac{Rk\varepsilon_Q}{2}$$

$$b_{2,D} = -\frac{RT_Q}{2} + \frac{Rk\varepsilon_Q T_Q}{\varepsilon_F} - \frac{Rk\varepsilon_Q T_Q}{2}$$

$$b_{3,D} = \frac{C_P\varepsilon_Q^2}{2} - \frac{RkC_P\varepsilon_Q^2}{\varepsilon_F} - C_P\varepsilon_Q + \frac{RkC_P\varepsilon_Q^2}{2}$$

$$b_{4,D} = -RkC_P\varepsilon_Q^2 T_Q + \frac{2RkC_P\varepsilon_Q^2 T_Q}{\varepsilon_F} + RC_P\varepsilon_Q T_F - C_P\varepsilon_Q^2 T_Q + C_P\varepsilon_Q T_Q$$

$$b_{5,D} = \frac{1}{2}RkC_P\varepsilon_Q^2 T_Q^2 - RC_P\varepsilon_Q T_Q T_F + \frac{1}{2}C_P\varepsilon_Q^2 T_Q - \frac{RkC_P\varepsilon_Q^2 T_Q^2}{\varepsilon_F}$$

Substituindo os coeficientes na Equação 4.1 pode-se obter a equação do trabalho líquido de saída em função da temperatura $T_{2,D}$:

$$\dot{W} = \frac{-b_{3,D}T_{2,D}^2 - b_{4,D}T_{2,D} - b_{5,D}}{(b_{1,D}T_{2,D} + b_{2,D})^2} \quad (4.7)$$

Pode-se então maximizar a potência líquida de saída com relação a temperatura T_2 e obter valores ótimos para a temperatura T_2 :

$$\frac{d\dot{W}}{dT_2} = 0 \quad (4.8)$$

Através deste processo de maximização obtém-se uma equação algébrica em função da temperatura $T_{2,D}$:

$$B_{3,D}T_{2,D}^2 + B_{4,D}T_{2,D} + B_{5,D} = 0 \quad (4.9)$$

onde os coeficientes $B_{3,D}$, $B_{4,D}$ e $B_{5,D}$ são expressos na forma:

$$B_{3,D} = -b_{1,D}b_{3,D}$$

$$B_{4,D} = -2b_{2,D}b_{3,D}$$

$$B_{5,D} = -b_{2,D}b_{4,D} + b_{1,D}b_{5,D}$$

Solucionando a Equação 4.9 pode-se obter a temperatura T_2 ótima que maximiza a potência líquida de saída:

$$T_{2\dot{W},D} = \frac{-B_{4,D} \pm \sqrt{B_{4,D}^2 - 4B_{3,D}B_{5,D}}}{2B_{3,D}} \quad (4.10)$$

Substituindo $T_{2\dot{W},D}$ nas equações de temperaturas do capítulo anterior é possível de se determinar as temperaturas ótimas de cada estado do ciclo. Sendo assim, pode-se também quantificar as taxas de transferências de calor entre os reservatórios de energia térmica e o fluido de trabalho, a eficiência térmica e a taxa de geração de entropia do ciclo operando em condição de potência líquida de saída máxima.

4.2 - MAXIMIZAÇÃO DA FUNÇÃO ECOLÓGICA

Angulo-Brown (1991) sugeriu o conceito de função ecológica, sendo proposta uma função objetivo que quando otimizada traria como resultados uma pequena redução na potência produzida em relação à potência máxima enquanto a taxa de geração de entropia cairia drasticamente em relação aos critérios máximos de potência. Em outras palavras, esta função proporciona valores elevados de potência produzida com baixas taxas de geração de entropia. Em trabalhos posteriores Yan (1993) propôs uma alteração na função ecológica, sendo escrita como:

$$\dot{E} = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g \quad (4.11)$$

Para a aplicação da função ecológica neste trabalho deve-se observar que a taxa de geração de entropia para esta função é dada pela análise dos ciclos Otto e Diesel como um todo, ou seja, esta análise engloba a diferença de temperatura entre os reservatórios de energia térmica.

Utilizando esta premissa e utilizando as Equações 3.2, 3.3, 3.12, 3.13, 3.14 e 3.27 apresentadas no capítulo anterior, obtém-se a seguinte equação:

$$\dot{E} = C_1 \dot{W} + C_2 T_2 + C_3 \quad (4.12)$$

onde os coeficientes C_1 , C_2 e C_3 são expressos na forma:

$$C_1 = 1 + \frac{T_0}{T_F}$$

$$C_2 = T_0 \dot{C}_w \varepsilon_Q \left(\frac{1}{T_F} - \frac{1}{T_Q} \right)$$

$$C_3 = T_0 \dot{C}_w \varepsilon_Q \left(\frac{1}{T_F} - \frac{1}{T_Q} \right) - T_0 \dot{C}_I \left(\sqrt{\frac{T_F}{T_Q}} - \sqrt{\frac{T_Q}{T_F}} \right)^2$$

Pode-se então maximizar a função ecológica com relação a potência líquida de saída e assim obter valores ótimos da potência líquida de saída:

$$\frac{d\dot{E}}{d\dot{W}} = 0 \quad (4.13)$$

e dessa forma:

$$0 = C_1 + C_2 \frac{dT_2}{d\dot{W}} \quad (4.14)$$

4.2.1 - CICLO OTTO

Utilizando a Equação 4.14 combinada com a Equação 3.33 (temperatura T_2 para o ciclo Otto) obtém-se uma equação algébrica para a potência líquida de saída:

$$C_{4,O} \dot{W}^2 + C_{5,O} \dot{W} + C_{6,O} = 0 \quad (4.15)$$

onde os coeficientes $C_{4,O}$, $C_{5,O}$ e $C_{6,O}$ são expressos na forma:

$$C_{4,O} = -4a_{1,O}^2 a_{2,O}^2 C_1^2 + 4a_{1,O} a_{2,O}^3 C_1 C_2$$

$$C_{5,O} = 8a_{1,O} a_{2,O}^2 a_{3,O} C_1 C_2 - 8a_{1,O}^3 a_{2,O} a_{3,O} C_1^2 - 4a_{1,O}^2 a_{2,O} a_{4,O} C_1 C_2 + 16a_{1,O}^3 a_{4,O} C_1^2$$

$$C_{6,O} = -4a_{1,O} a_{2,O} a_{3,O} a_{4,O} C_2^2 + 4a_{1,O}^2 a_{4,O}^2 C_2^2 + 4a_{1,O} a_{2,O} a_{3,O}^2 C_1 C_2 - 4a_{1,O}^2 a_{3,O}^2 C_1^2 + 4a_{1,O} a_{2,O}^2 a_{5,O} C_2^2 + 16a_{1,O}^3 a_{5,O} C_1^2 - 16a_{1,O}^2 a_{2,O} a_{5,O} C_1 C_2$$

Solucionando a Equação 4.15 pode-se obter a potência líquida de saída para o caso de função ecológica máxima:

$$\dot{W}_{E,O} = \frac{-C_{5,O} \pm \sqrt{C_{5,O}^2 - 4C_{4,O}C_{6,O}}}{2C_{4,O}} \quad (4.16)$$

Substituindo T_2 nas equações de temperaturas do capítulo anterior é possível de se determinar as temperaturas ótimas de cada estado do ciclo. Sendo assim, pode-se também quantificar as taxas transferências de calor entre os reservatórios de energia térmica e o fluido de trabalho, a eficiência térmica e a taxa de geração de entropia do ciclo Otto operando em máxima função ecológica.

4.2.2 - CICLO DIESEL

Realizando o mesmo processo utilizado no ciclo Otto, ou seja, utilizando a Equação 4.14 e a Equação 3.36 (temperatura T_2 para o ciclo Diesel) obtém-se uma equação algébrica para a potência líquida de saída:

$$C_{4,D} \dot{W}^2 + C_{5,D} \dot{W} + C_{6,D} = 0 \quad (4.17)$$

onde os coeficientes $C_{4,D}$, $C_{5,D}$ e $C_{6,D}$ são expressos na forma:

$$C_{4,D} = -4a_{1,D}^2 a_{2,D}^2 C_1^2 + 4a_{1,D} a_{2,D}^3 C_1 C_2$$

$$C_{5,D} = 8a_{1,D} a_{2,D}^2 a_{3,D} C_1 C_2 - 8a_{1,D}^3 a_{2,D} a_{3,D} C_1^2 - 4a_{1,D}^2 a_{2,D} a_{4,D} C_1 C_2 + 16a_{1,D}^3 a_{4,D} C_1^2$$

$$C_{6,D} = -4a_{1,D} a_{2,D} a_{3,D} a_{4,D} C_2^2 + 4a_{1,D}^2 a_{4,D}^2 C_2^2 + 4a_{1,D} a_{2,D} a_{3,D}^2 C_1 C_2 - 4a_{1,D}^2 a_{3,D}^2 C_1^2 + 4a_{1,D} a_{2,D}^2 a_{5,D} C_2^2 + 16a_{1,D}^3 a_{5,D} C_1^2 - 16a_{1,D}^2 a_{2,D} a_{5,D} C_1 C_2$$

Solucionando a Equação 4.17 pode-se obter a potência líquida de saída para o caso de função ecológica máxima:

$$\dot{W}_{E,D} = \frac{-C_{5,D} \pm \sqrt{C_{5,D}^2 - 4C_{4,D}C_{6,D}}}{2C_{4,D}} \quad (4.18)$$

Substituindo T_2 nas equações de temperaturas do capítulo anterior é possível de se determinar as temperaturas ótimas de cada estado do ciclo. Sendo assim,

pode-se também quantificar as taxas transferências de calor entre os reservatórios de energia térmica e o fluido de trabalho, a eficiência térmica e a taxa de geração de entropia do ciclo Diesel operando em máxima função ecológica.

4.3 - MAXIMIZAÇÃO DO ECOP

Proposto por Ust, Sahin e Sogut (2005), o coeficiente de desempenho ecológico de desempenho (ECOP) é uma variação da função ecológica. Da mesma maneira que a função ecológica, o ECOP busca a obtenção de um bom compromisso ecológico, ou seja, uma elevada produção de potência e uma baixa taxa de geração de entropia.

De maneira geral, uma comparação entre o ECOP máximo e a função ecológica máxima indica que a função ECOP leva uma significativa vantagem na perspectiva ecológica, porém há diminuição da potência de saída quando comparada a otimização pela função ecológica, sendo que há um aumento na eficiência térmica do ciclo otimizado pelo ECOP.

O ECOP é definido como a razão entre a potência líquida de saída e a taxa de destruição de exergia, conforme indicado na Eq. 4.19.

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 \dot{S}_g} \quad (4.19)$$

De maneira análoga à função ecológica, para a aplicação do ECOP neste trabalho deve-se observar que a taxa de geração de entropia para esta função é dada pela análise dos ciclos Otto e Diesel como um todo, ou seja, esta análise engloba a diferença de temperatura entre os reservatórios de energia térmica.

Utilizando esta premissa e utilizando as Equações 3.2, 3.3, 3.12, 3.13, 3.14 e 3.21 apresentadas no capítulo anterior, obtém-se a seguinte expressão:

$$ECOP = \frac{\dot{W} T_L T_H}{T_0 (D_1 T_2 + D_2 + T_H \dot{W})} \quad (4.20)$$

onde os coeficientes D_1 e D_2 são expressos na forma:

$$D_1 = \dot{C}_W \varepsilon_Q (T_Q - T_F)$$

$$D_2 = -(T_Q - T_F)[(\dot{C}_W \varepsilon_Q + \dot{C}_I)T_Q - \dot{C}_I T_F]$$

Pode-se então maximizar o ECOP com relação a potência líquida de saída e assim obter valores ótimos da potência líquida de saída:

$$\frac{d(ECOP)}{d\dot{W}} = 0 \quad (4.21)$$

e dessa forma:

$$ECOP = \frac{\dot{W} T_L T_H (D_1 T_2 + D_2)}{T_0 (D_1 T_2 + D_2 + T_H \dot{W})^2} \quad (4.22)$$

4.3.1 - CICLO OTTO

Utilizando a Equação 4.22 combinada com a Equação 3.33 (temperatura T_2 para o ciclo Otto) obtém-se uma equação algébrica para a potência líquida de saída:

$$D_{3,O} \dot{W}^2 + D_{4,O} \dot{W} + D_{5,O} = 0 \quad (4.23)$$

onde os coeficientes $D_{3,O}$, $D_{4,O}$ e $D_{5,O}$ são expressos na forma:

$$D_{3,O} = -a_{1,O}^2 a_{4,O}^2 D_1^2 + a_{1,O} a_{2,O} a_{3,O} a_{4,O} D_1^2 - a_{1,O} a_{2,O}^2 a_{3,O} D_1 D_2 + a_{1,O}^2 a_{2,O}^2 D_2^2$$

$$D_{4,O} = -2a_{1,O} a_{2,O} a_{3,O}^3 D_1 D_2 + 2a_{1,O}^2 a_{2,O} a_{3,O} D_2^2 + 4a_{1,O}^2 a_{3,O} a_{4,O} D_1 D_2 \\ - 4a_{1,O}^2 a_{4,O} a_{5,O} D_1^2 + 2a_{1,O} a_{2,O} a_{3,O} a_{5,O} D_1^2 - 4a_{1,O}^2 a_{4,O} D_2^2$$

$$D_{5,O} = -a_{1,O}a_{3,O}^2D_1D_2 + a_{1,O}^2a_{3,O}^2D_2^2 - 4a_{1,O}^2a_{5,O}D_2^2 \\ + 4a_{1,O}^2a_{3,O}a_{5,O}D_1D_2 - 4a_{1,O}^2a_{5,O}^2D_1^2 + a_{1,O}a_{3,O}^2a_{5,O}D_1^2$$

Solucionando a Equação 4.23 pode-se obter a potência líquida de saída para o caso de ECOP máximo:

$$\dot{W}_{ECOP,O} = \frac{-D_{4,O} \pm \sqrt{D_{4,O}^2 - 4D_{3,O}D_{5,O}}}{2D_{3,O}} \quad (4.24)$$

Substituindo $T_{2ECOP,O}$ nas equações de temperaturas do capítulo anterior é possível de se determinar as temperaturas ótimas de cada estado do ciclo. Sendo assim, pode-se também quantificar as taxas de transferências de calor entre os reservatórios de energia térmica e o fluido de trabalho, a eficiência térmica e a taxa de geração de entropia do ciclo Otto operando na condição de ECOP máximo.

4.3.2 - CICLO DIESEL

Utilizando a Equação 4.22 combinada com a Equação 3.36 (temperatura T_2 para o ciclo Diesel) obtém-se uma equação algébrica para a potência líquida de saída:

$$D_{3,D}\dot{W}^2 + D_{4,D}\dot{W} + D_{5,D} = 0 \quad (4.25)$$

onde os coeficientes $D_{3,D}$, $D_{4,D}$ e $D_{5,D}$ são expressos na forma:

$$D_{3,D} = -a_{1,D}^2a_{4,D}^2D_1^2 + a_{1,D}a_{2,D}a_{3,D}a_{4,D}D_1^2 - a_{1,D}a_{2,D}^2a_{3,D}D_1D_2 + a_{1,D}^2a_{2,D}^2D_2^2$$

$$D_{4,D} = -2a_{1,D}a_{2,D}a_{3,D}^3D_1D_2 + 2a_{1,D}^2a_{2,D}a_{3,D}D_2^2 + 4a_{1,D}^2a_{3,D}a_{4,D}D_1D_2 \\ - 4a_{1,D}^2a_{4,D}a_{5,D}D_1^2 + 2a_{1,D}a_{2,D}a_{3,D}a_{5,D}D_1^2 - 4a_{1,D}^2a_{4,D}D_2^2$$

$$D_{5,D} = -a_{1,D}a_{3,D}^2D_1D_2 + a_{1,D}^2a_{3,D}^2D_2^2 - 4a_{1,D}^2a_{5,D}D_2^2$$

$$+ 4a_{1,D}^2 a_{3,D} a_{5,D} D_1 D_2 - 4a_{1,D}^2 a_{5,D}^2 D_1^2 + a_{1,D} a_{3,D}^2 a_{5,D} D_1^2$$

Solucionando a Equação 4.25 pode-se obter a potência líquida de saída para o caso de ECOP máximo:

$$\dot{W}_{ECOP,D} = \frac{-D_{4,D} \pm \sqrt{D_{4,D}^2 - 4D_{3,D}D_{5,D}}}{2D_{3,D}} \quad (4.26)$$

Substituindo $T_{2ECOP,O}$ nas equações de temperaturas do capítulo anterior é possível de se determinar as temperaturas ótimas de cada estado do ciclo. Sendo assim, pode-se também quantificar as taxas de transferências de calor entre os reservatórios de energia térmica e o fluido de trabalho, a eficiência térmica e a taxa de geração de entropia do ciclo Diesel operando na condição de ECOP máximo.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 - ANÁLISE DOS CRITÉRIOS DE OTIMIZAÇÃO

Neste capítulo serão apresentados os comportamentos das expressões propostas nos capítulos anteriores. Em função do número de parâmetros e expressões analisadas é conveniente que se crie um diagrama de possíveis soluções, para um melhor entendimento dos resultados obtidos neste trabalho, como mostrado na Figura 5.1.

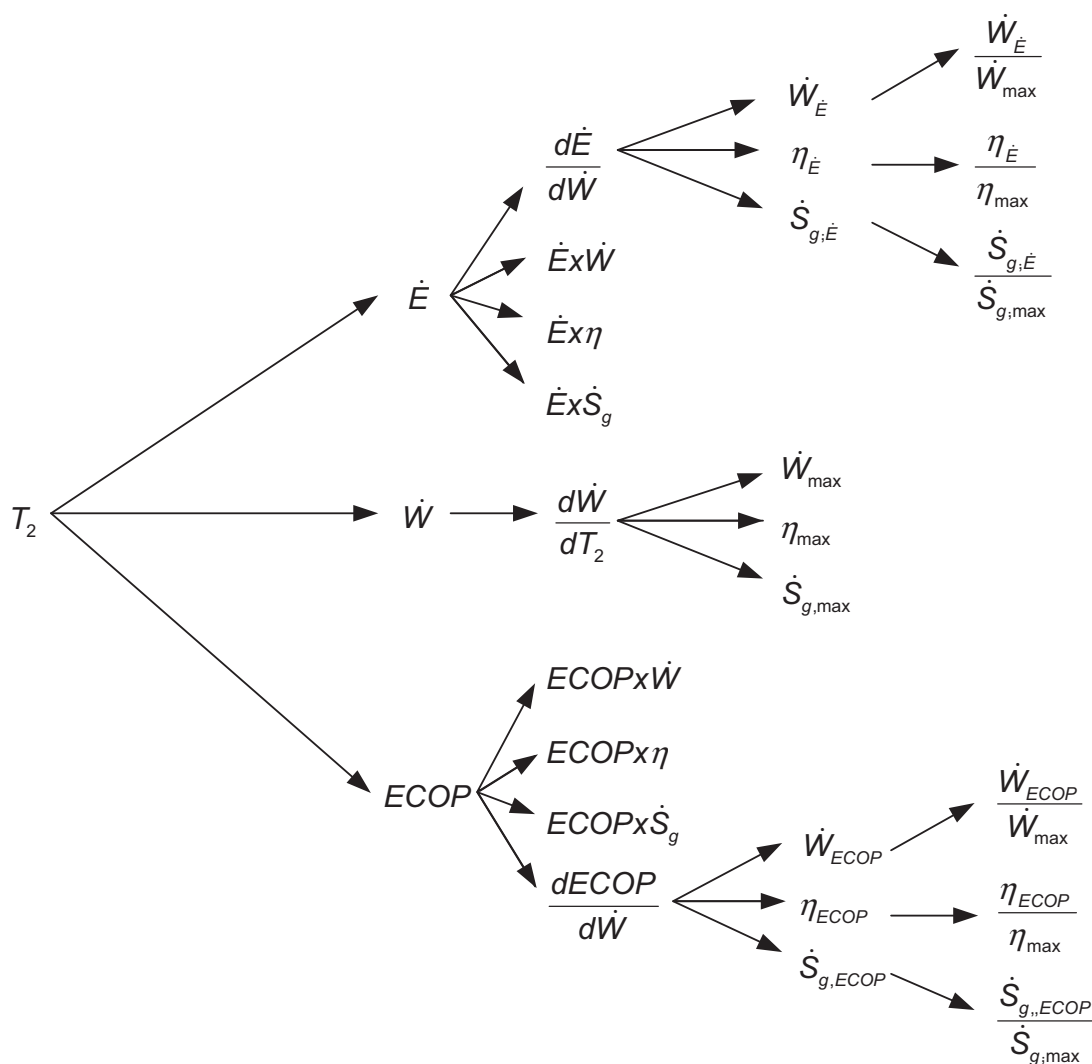


Figura 5.1 – Diagrama de possíveis soluções dos ciclos irreversíveis Otto e Diesel para as otimizações propostas.

5.1.1 - ANÁLISE DA FUNÇÃO ECOLÓGICA

A Figura 5.3 mostra o comportamento da função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da potência adimensional $\dot{W}/(\dot{C}_v T_Q)$ para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação de temperaturas T_Q/T_F . O procedimento de solução para a obtenção da Figura 5.3 pode ser observado no diagrama apresentado na Figura 5.2:

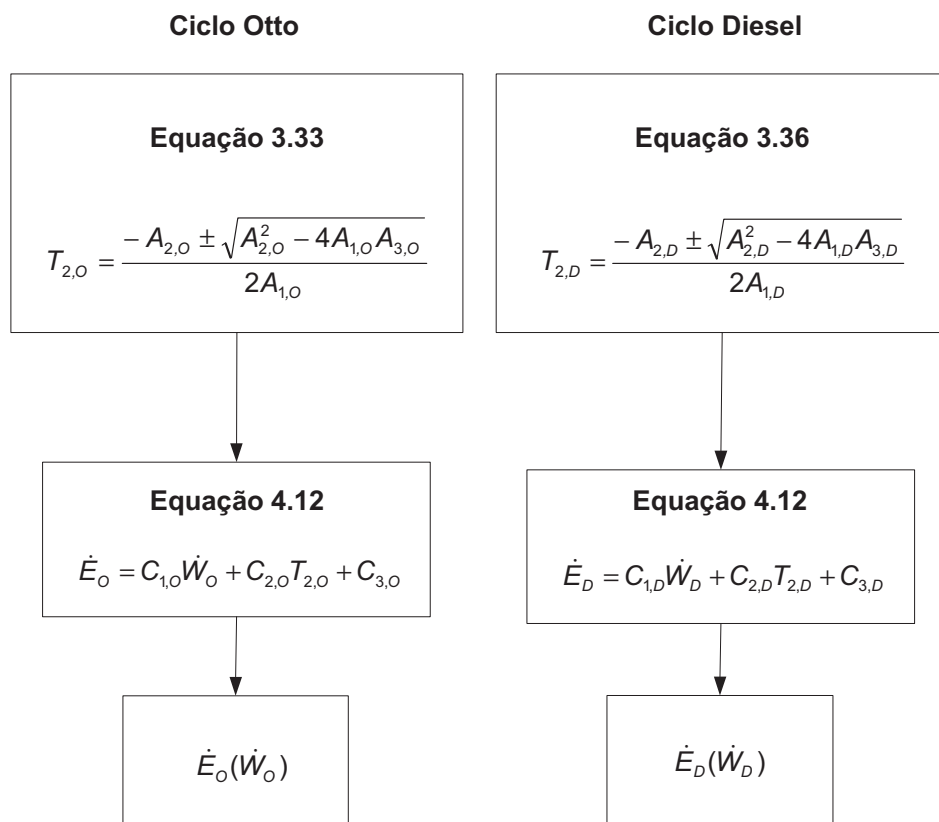


Figura 5.2 – Diagrama de solução da função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da potência líquida adimensional $\dot{W}/(\dot{C}_v T_Q)$ para os ciclos Otto e Diesel.

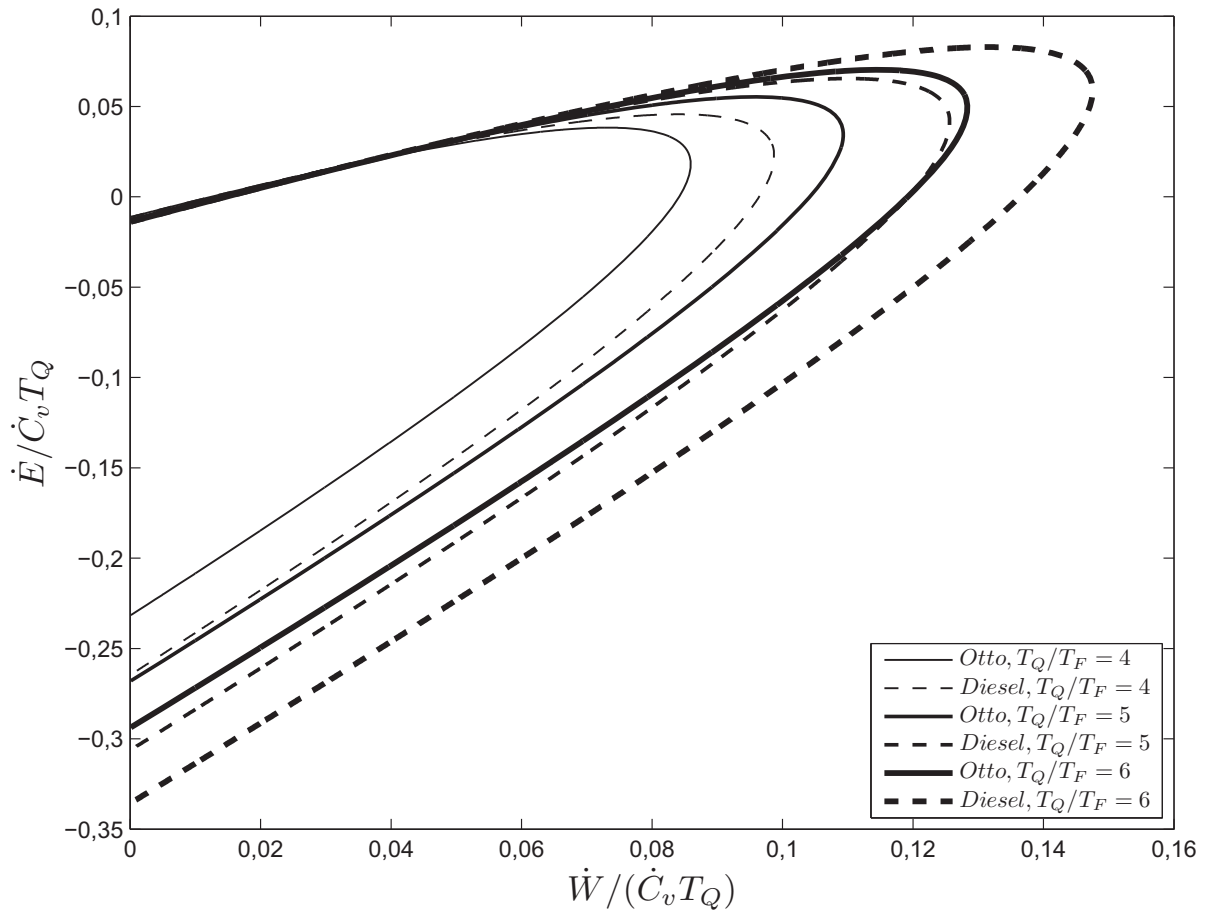


Figura 5.3 - Função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da potência líquida adimensional $\dot{W}/(\dot{C}_v T_Q)$ para os Ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Foram utilizados os seguintes parâmetros de cálculo para a obtenção das curvas apresentadas neste trabalho: $R = 1,2$ (Ion e Popescu, 2011), $T_Q/T_F = 4$, $T_0 = T_F$, $NUT_Q = NUT_F = 1$ (Cheng e Chen, 1998), $\dot{C}_I/\dot{C}_V = 0,02$ (Cheng e Chen, 1999) e $k = 1,4$. Os parâmetros acima são alterados somente quando há variação dos mesmos, assim estes parâmetros estarão indicado nos gráficos.

O gráfico possui forma de cunha, onde é possível observar os valores da potência máxima e a potência ecológica para os dois ciclos, onde a potência ecológica é o ponto onde a função ecológica é máxima. A região definida por estes dois pontos representa uma região ótima de operação, onde haveria os maiores valores de potência e função ecológica. Pode-se verificar que a curva possui partes negativas devido ao fato da alta taxa de geração de entropia para baixos valores de

potência e, à medida que a potência aumenta, os valores de potência ecológica aumentam até seus valores máximos para ambos os ciclos. O aumento da relação de temperatura T_Q/T_F causa o aumento tanto da potência máxima quanto da potência ecológica. Fica evidenciado também que o ciclo Diesel possui uma maior potência líquida que o ciclo Otto além de maior potência ecológica.

O comportamento da função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da eficiência térmica η para os ciclos Otto e Diesel para valores distintos da relação T_Q/T_F são mostrados na Figura 5.5. O procedimento de solução para a obtenção da Figura 5.5 pode ser observado no diagrama apresentado na Figura 5.4:

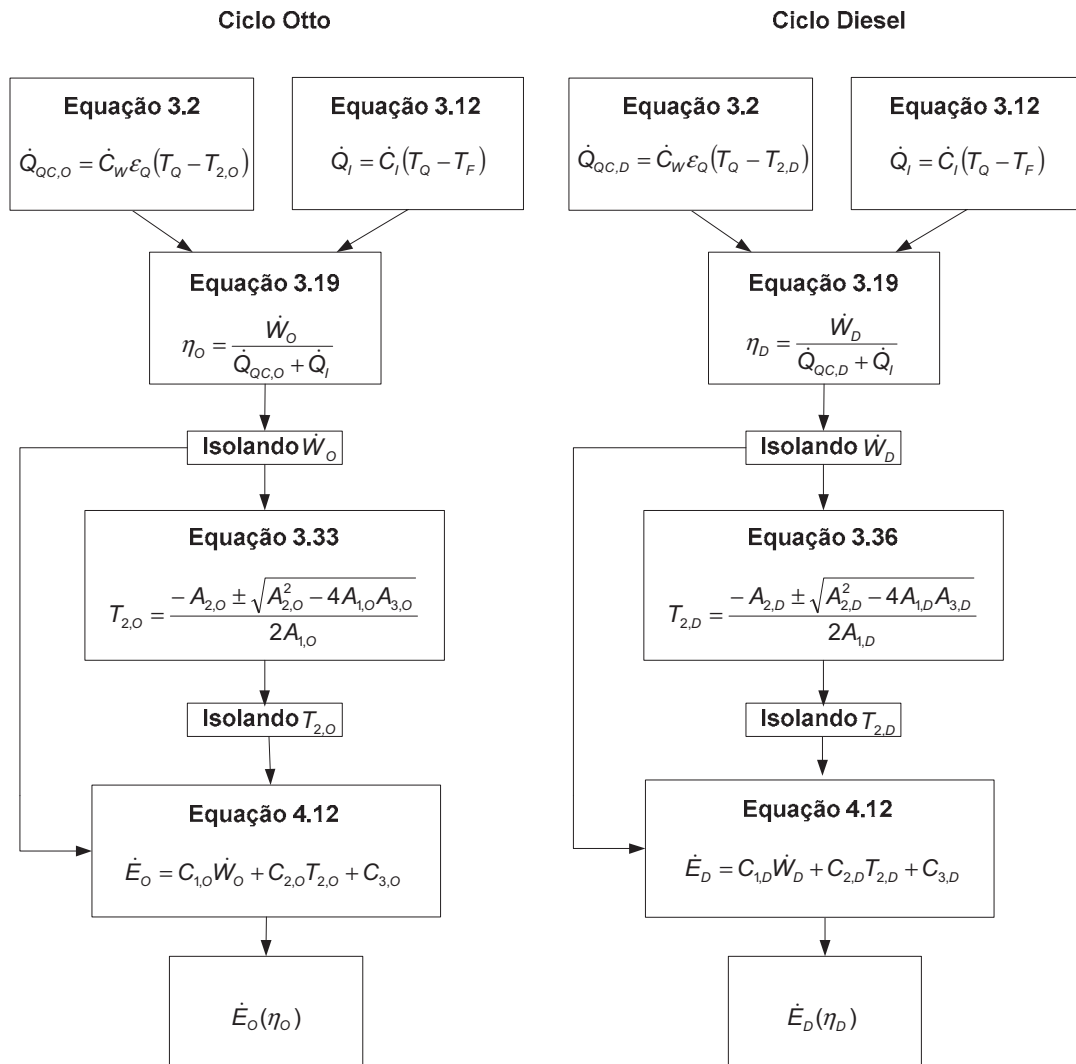


Figura 5.4 – Diagrama de solução da função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da eficiência térmica η para os ciclos Otto e Diesel.

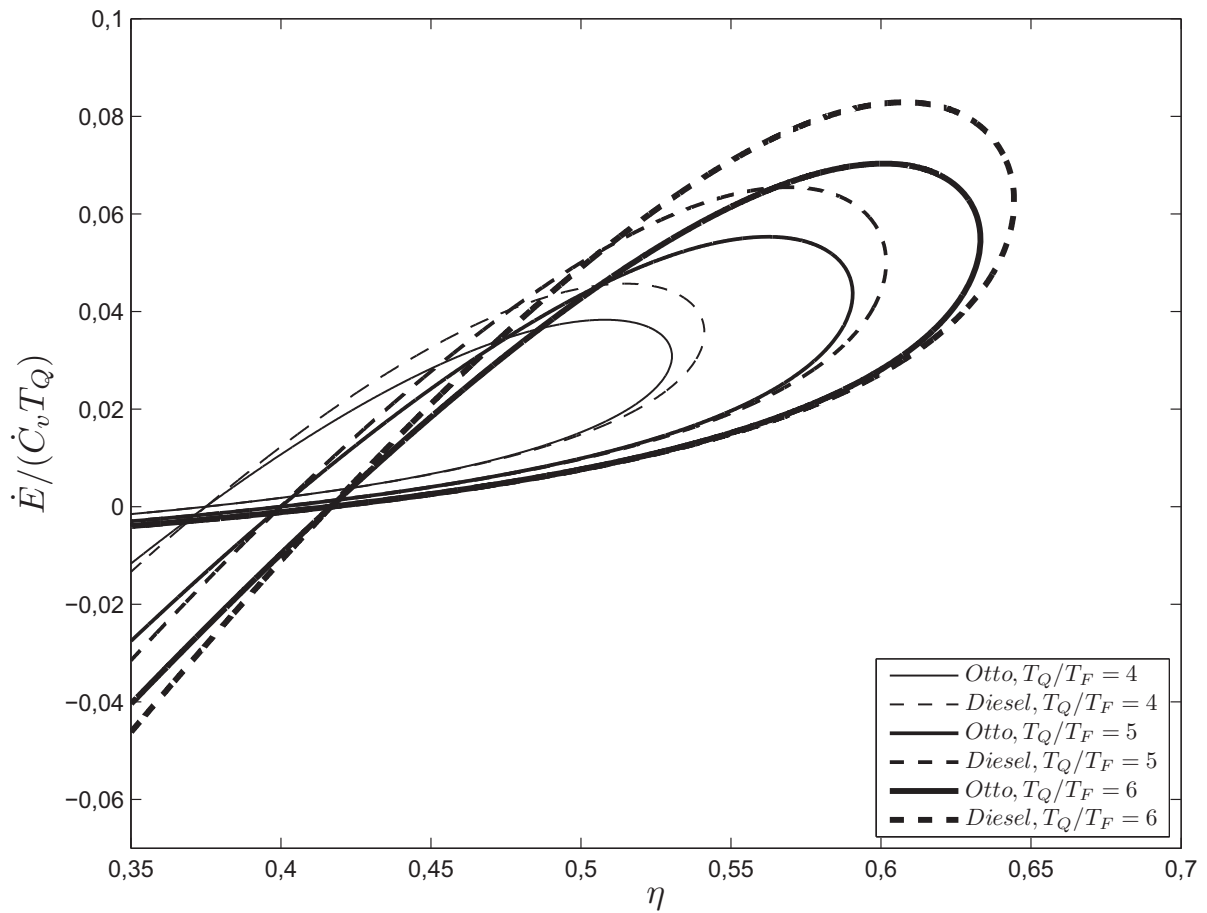


Figura 5.5 – Função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da eficiência térmica η para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

As curvas apresentadas na Figura 5.5 apresentam forma de laço, onde é possível observar os pontos de máxima eficiência térmica e potência ecológica, para ambos os ciclos. Verifica-se a presença de pontos de eficiência térmica máxima e função ecológica máxima para os ciclos Otto e Diesel, com o ciclo Diesel apresentando maiores valores de eficiência térmica e potência ecológica quando comparado ao ciclo Otto. Assim, o aumento do parâmetro T_Q/T_F causa um aumento tanto da eficiência térmica quanto da potência ecológica. Observa-se que para os mesmos valores de eficiência térmica nos ciclos Otto e Diesel, existe uma diferença significativa nos valores da função ecológica.

A Figura 5.7 ilustra o comportamento da função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g/(\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação de temperatura T_Q/T_F . O

procedimento de solução para a obtenção da Figura 5.7 pode ser observado no diagrama apresentado na Figura 5.6:

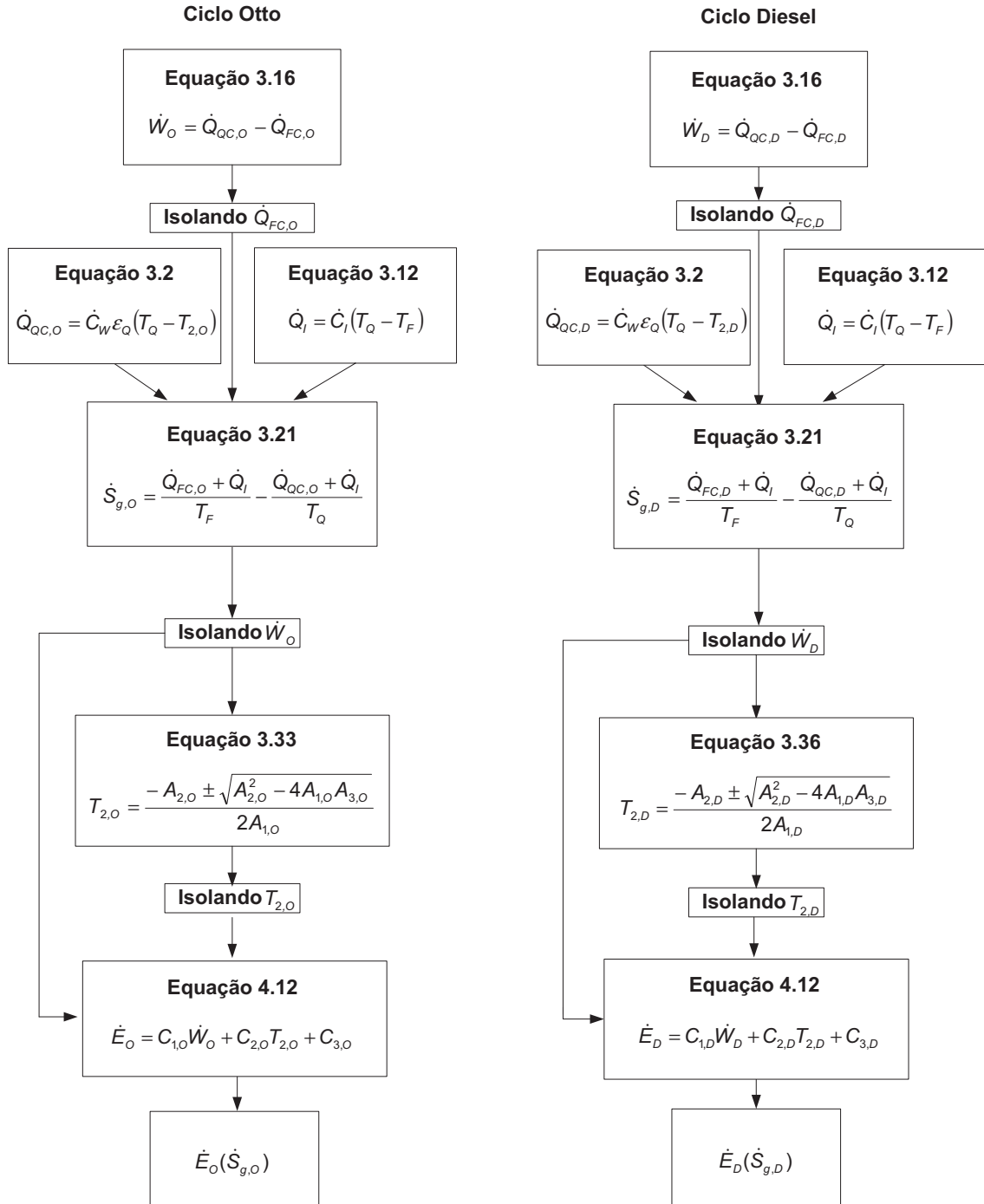


Figura 5.6 – Diagrama de solução da função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g/(\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e

Diesel.

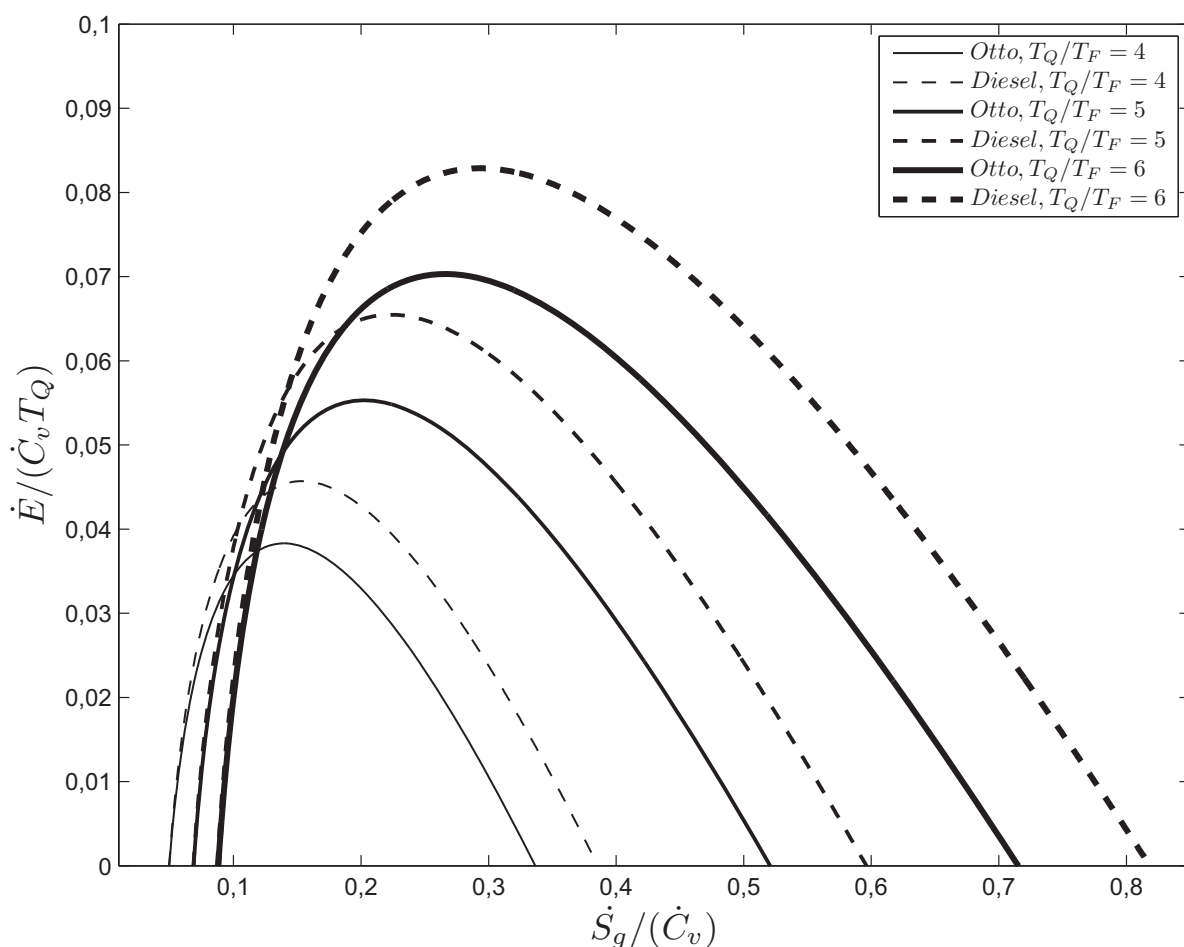


Figura 5.7 – Função ecológica adimensional $\dot{E}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g/(\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Analisando a Figura 5.7 observa-se a existência de um ponto onde a função ecológica é máxima, enquanto a taxa de geração de entropia possui um ponto de mínimo, com os valores da taxa de geração de entropia crescendo até o ponto de potência ecológica. A partir deste ponto a função ecológica é diminuída pela alta taxa de geração de entropia. Dessa forma, a operação em pontos de mínima taxa de geração de entropia implica em valores muito baixos da potência de saída, diminuindo consideravelmente a função ecológica.

O aumento da relação T_Q/T_F causa um aumento da potência ecológica, para os dois ciclos, enquanto a taxa de geração de entropia ótima é deslocada para direita, ou seja, tem seus valores aumentados. Pode-se verificar que o ciclo Diesel possui valores elevados de potência ecológica quando comparado ao ciclo Otto, e

ainda os valores de taxa de geração de entropia ótima do ciclo Diesel aumentam de forma discreta em relação ao ciclo Otto para os mesmos valores da relação T_Q/T_F .

5.1.2 - ANÁLISE DO COEFICIENTE DE DESEMPENHO ECOLÓGICO (ECOP)

O comportamento do coeficiente de desempenho ecológico ECOP em função da potência adimensional $\dot{W}/(C_v T_Q)$ para os ciclos Otto e Diesel são apresentadas na Figura 5.9 para valores distintos de relação de temperaturas T_Q/T_F . O procedimento de solução para a obtenção da Figura 5.9 pode ser observado no diagrama apresentado na Figura 5.8:

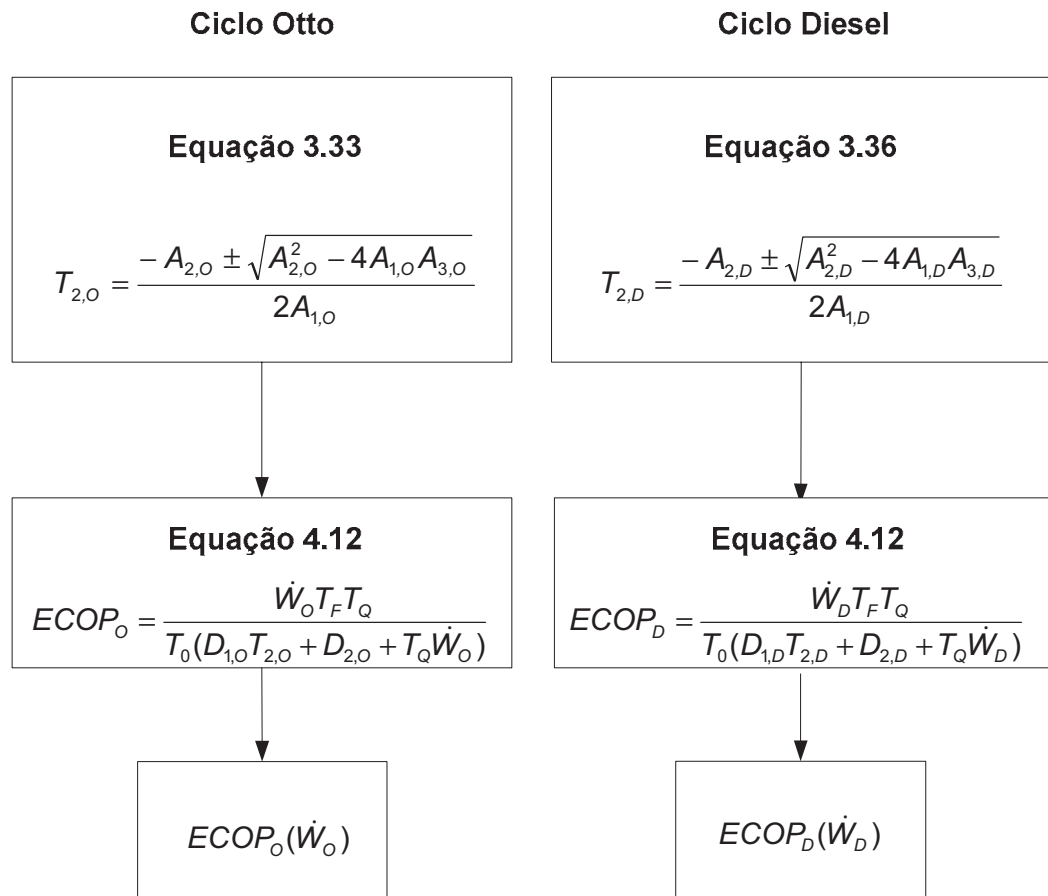


Figura 5.8 – Diagrama de solução do coeficiente de desempenho ecológico ECOP em função da potência líquida adimensional $\dot{W}/(C_v T_Q)$ para os ciclos Otto e Diesel.

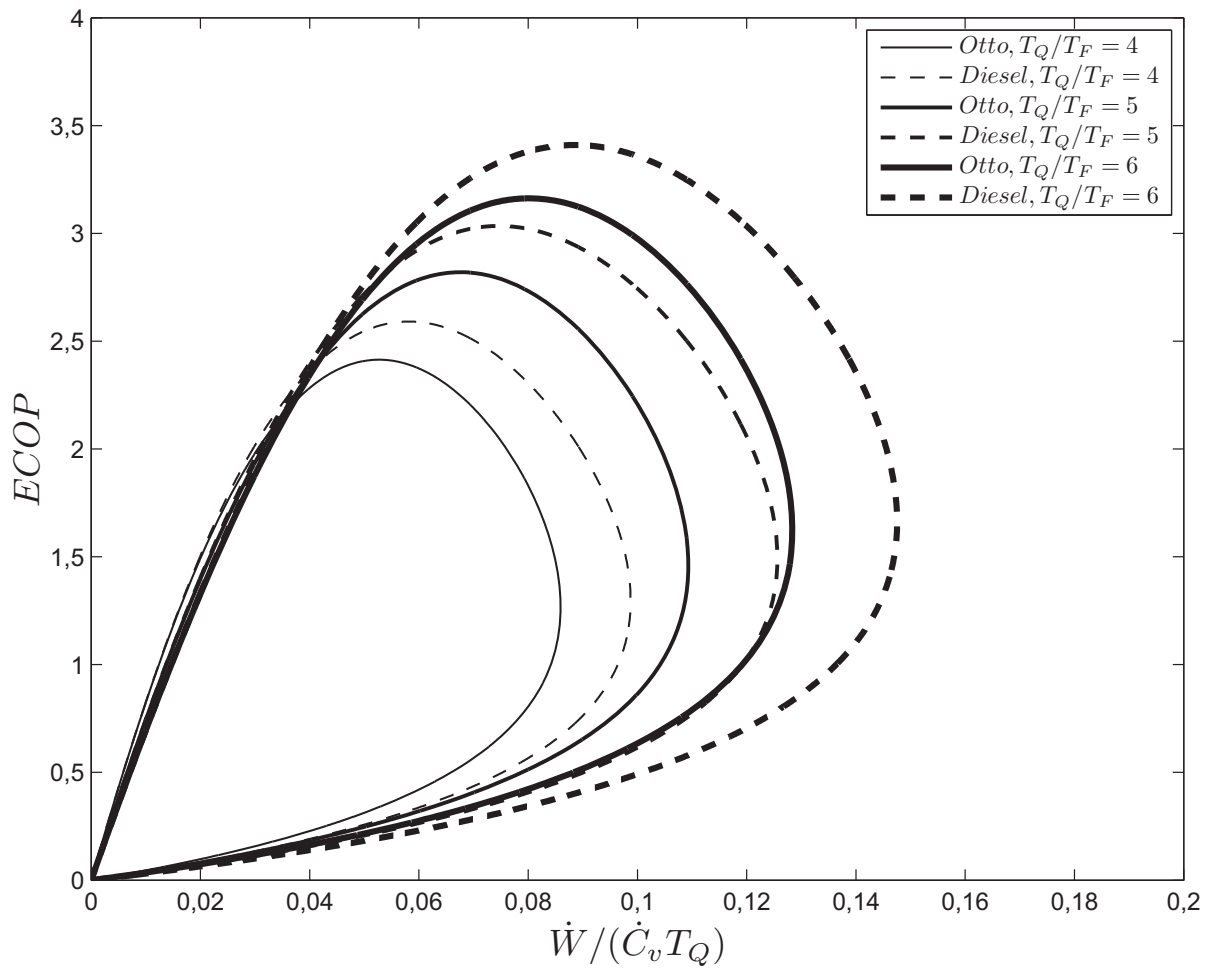


Figura 5.9 - Coeficiente de desempenho ecológico ECOP em função da potência líquida adimensional $\dot{W}/(\dot{C}_v T_Q)$ para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Analisando a Figura 5.9 é possível notar que as curvas de cada ciclo apresentam pontos de máximo para a potência de saída e para o ECOP, produzido um formato característico de laço. A diferença entre estes pontos é nítida para diferentes valores de T_Q/T_F , com o ECOP máximo representando a máxima relação entre a potência de saída e a taxa de geração de entropia.

O efeito causado pelo aumento de T_Q/T_F fica evidenciado pelo aumento tanto do ECOP máximo quanto da potência de saída máxima. O ciclo Diesel apresenta-se com maiores valores de potência máxima e ECOP máximo quando comparado ao ciclo Otto.

O comportamento do coeficiente de desempenho ecológico $ECOP$ em função da eficiência η térmica é mostrado na Figura 5.11 para os ciclos Otto e Diesel para diversos valores da relação T_Q/T_F . O procedimento de solução para a obtenção da Figura 5.11 pode ser observado no diagrama apresentado na Figura 5.10:

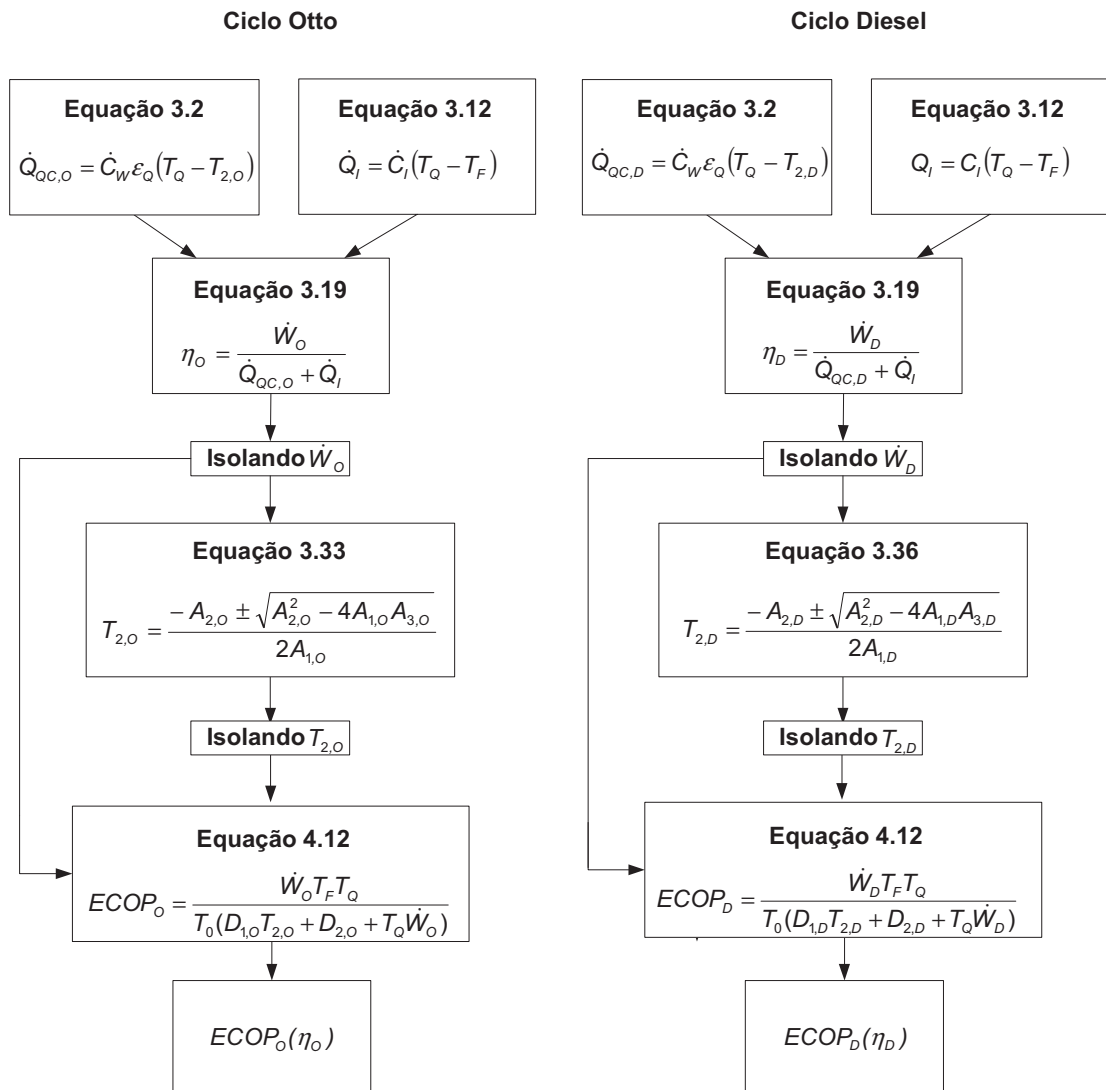


Figura 5.10 - Diagrama de solução do coeficiente de desempenho ecológico $ECOP$ em função da eficiência térmica η para os ciclos Otto e Diesel.

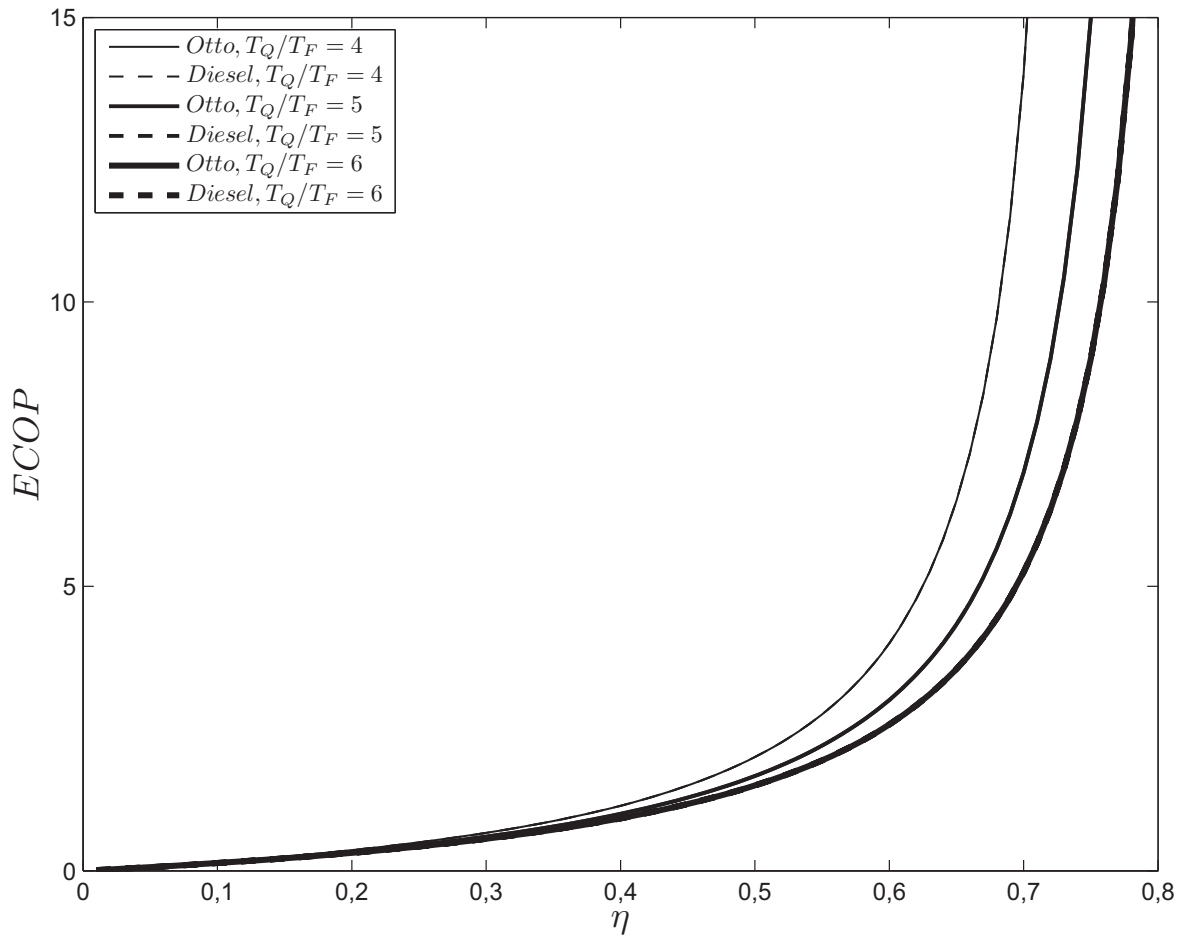


Figura 5.11 – Coeficiente de desempenho ecológico ECOP em função da eficiência térmica η para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

A Figura 5.11 possui um formato de linha, ou seja, não existem pontos de máximos, seja para a eficiência térmica, seja para o ECOP. Pode-se verificar que à medida que a eficiência térmica aproxima-se da eficiência de Carnot, o ECOP cresce rapidamente tendendo ao infinito. O parâmetro T_Q/T_F desloca a curva para direita, onde a eficiência térmica aumenta até aproximar-se da eficiência de Carnot. Este comportamento fica evidenciado nas equações a seguir. Utilizando a definição do ECOP, a Equação 3.23 e a Equação 3.18, obtêm-se:

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{\dot{S}_g T_0} = \frac{\dot{W}}{T_0 \left(\frac{\dot{Q}_{QC} - \dot{W} + \dot{Q}_I}{T_F} - \frac{\dot{Q}_{QC} + \dot{Q}_I}{T_Q} \right)} \quad (5.1)$$

Considerando $T_0 = T_F$, obtém-se da Equação 5.1:

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{QC} - \dot{W} + \dot{Q}_I - \frac{T_F}{T_Q}(\dot{Q}_{QC} + \dot{Q}_I)} \quad (5.2)$$

Isolando $\dot{Q}_I$ da Equação 3.19, obtêm-se:

$$\dot{Q}_I = \frac{\dot{W}}{\eta} - \dot{Q}_{QC} \quad (5.3)$$

Substituindo a Equação 5.3 na Equação 5.2, obtêm-se:

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{-\dot{W} + \frac{\dot{W}}{\eta} - \frac{T_F}{T_Q}\left(\frac{\dot{W}}{\eta}\right)} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}\left[-1 + \frac{1}{\eta} - \frac{T_F}{T_Q}\left(\frac{1}{\eta}\right)\right]} \quad (5.4)$$

Rearranjando a Equação 5.4 obtêm-se então:

$$ECOP = \frac{\eta}{\left(-\eta + 1 - \frac{T_F}{T_Q}\right)} = \frac{\eta}{(\eta_{Carnot} - \eta)} \quad (5.5)$$

Nota-se que a medida que a eficiência térmica aproxima-se da eficiência Carnot o valor do ECOP tende ao infinito, pois os valores da eficiência térmica estão limitados aos valores da eficiência de Carnot, uma vez que esta é a maior eficiência térmica possível do ciclo, o que explica o comportamento da Figura 5.11. Analisando as equações anteriores fica claro que a curva ECOP em função da eficiência térmica η é dependente somente do parâmetro T_Q/T_F , e assim a taxa de perda de calor, o parâmetro de irreversibilidades R e o número de unidades de transferência de calor NUT dos trocadores de calor não causam efeito nesta curva, como mostrou Ust, Sahin e Kodal (2005). Destaca-se que uma vez que a curva não depende dos parâmetros construtivos do motor, as curvas dos ciclos Otto e Diesel coincidem-se para os diversos valores da razões T_Q/T_F .

O procedimento de solução para a obtenção da Figura 5.13 pode ser observado no diagrama apresentado na Figura 5.12. Na Figura 5.13 observa-se o comportamento do coeficiente de desempenho ecológico ECOP em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g/(\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e Diesel para diversos valores da relação T_Q/T_F .

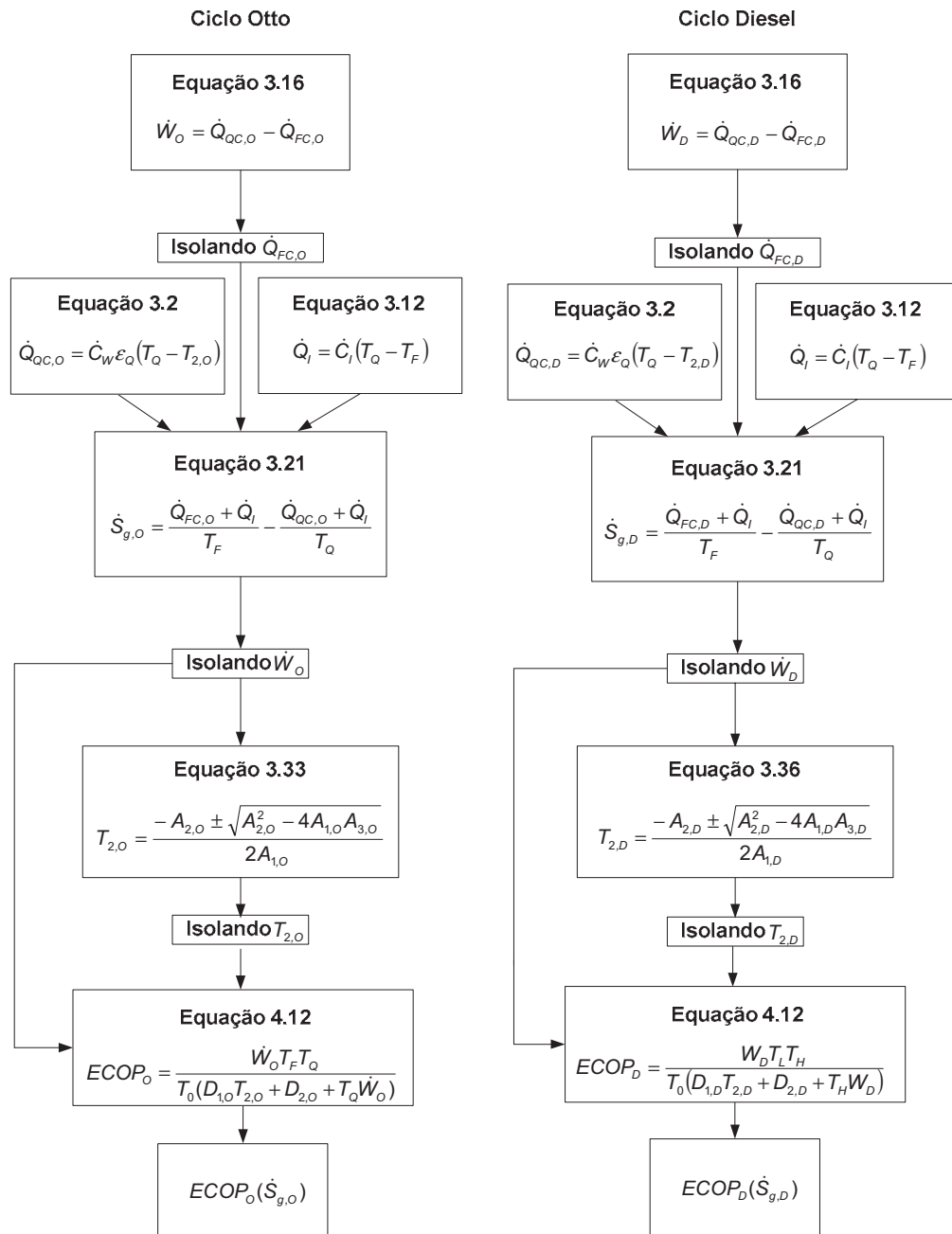


Figura 5.12 - Diagrama de solução do coeficiente de desempenho ecológico ECOP em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g/(\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e Diesel.

Analisando a Figura 5.13 observa-se a existência de um ponto onde o coeficiente ecológico de desempenho é máximo, enquanto a taxa de geração de entropia possui um ponto de mínimo, comportamento similar à Figura 5.7. Identifica-se um rápido crescimento da taxa de geração de entropia até que se atinja o valor máximo do ECOP, crescimento este que faz com que os valores da taxa de geração de entropia sejam menores quando o critério ECOP é maximizado do que quando o ciclo é otimizado pela função ecológica.

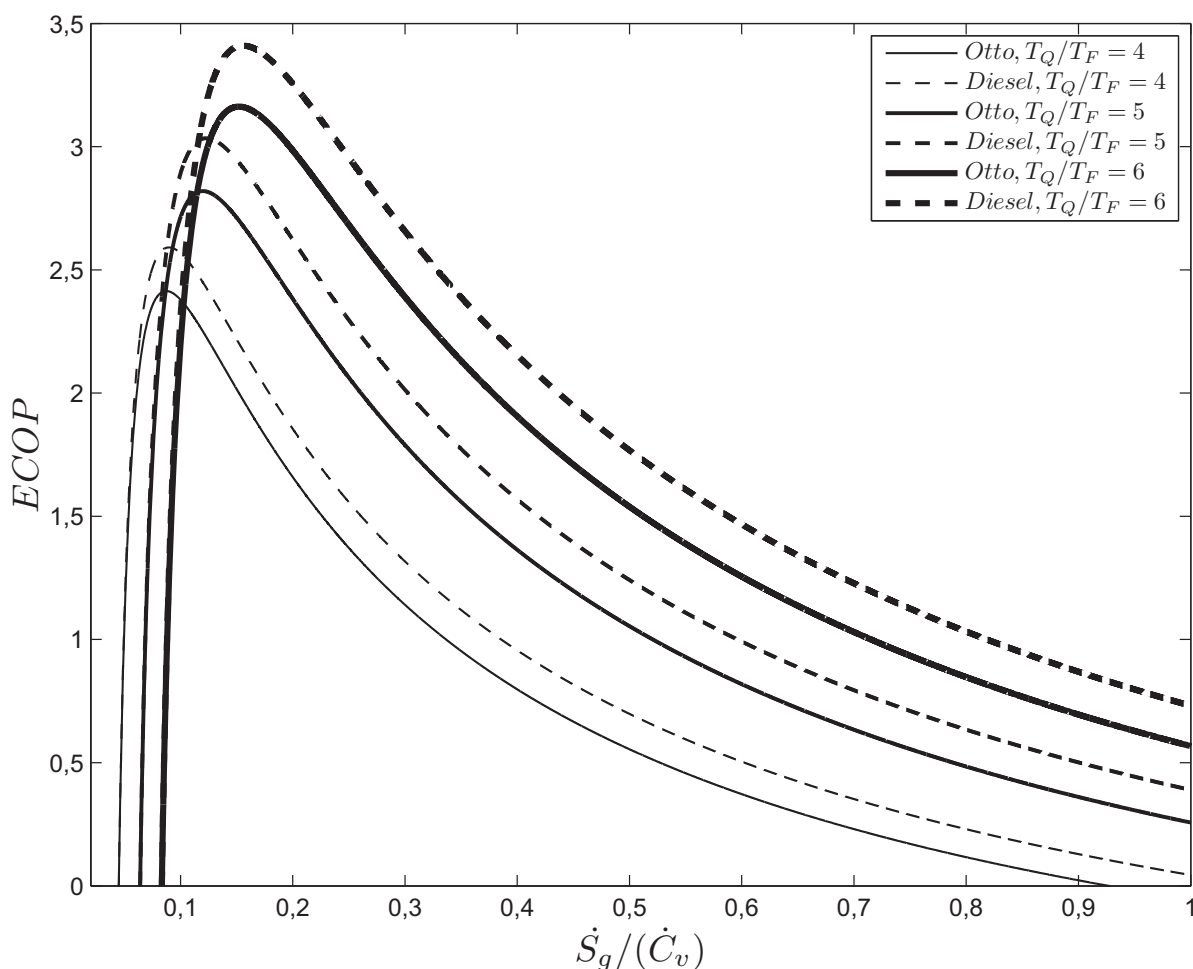


Figura 5.13 – Coeficiente de desempenho ecológico $ECOP$ em função da taxa de geração de entropia adimensional $\dot{S}_g / (\dot{C}_v)$ para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

De maneira similar aos resultados apresentados na Figura 5.7, a Figura 5.13 também indica que o aumento da relação T_Q/T_F provoca um aumento da potência

ecológica nos ciclos Otto e Diesel, enquanto a taxa de geração de entropia ótima é deslocada para direita.

De maneira análoga à Figura 5.7 pode-se verificar que o ciclo Diesel possui valores de ECOP máximos maiores em relação ao ciclo Otto, com os valores da taxa de geração de entropia ótima do ciclo Diesel aumentando de forma muito mais discreta em relação ao ciclo Otto, para os mesmos valores da relação T_Q/T_F .

5.2 - ANÁLISE DOS RESULTADOS DAS OTIMIZAÇÕES

5.2.1 - ANÁLISE DA FUNÇÃO ECOLÓGICA

Para o comportamento da potência líquida otimizada em função da função ecológica, as Equações 4.16 e 4.18 fornecem diretamente esses resultados, não justificando a presença de diagramas de solução.

Na Figura 5.14 observa-se o comportamento da potência líquida otimizada pela função ecológica $\dot{W}_E/\dot{C}_v T_Q$ em função do número de unidades de transferência de calor dos reservatórios a baixa temperatura NUT_F e a alta temperatura NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel para diversos valores da relação T_Q/T_F . Os comportamentos observados nas Figuras 5.14, 5.15 e 5.16 podem ser obtidos a partir das Equações 4.16 e 4.18.

A relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica $\dot{W}_E/\dot{C}_v T_Q$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT vista na Figura 5.14 indica um aumento considerável de $\dot{W}_E/\dot{C}_v T_Q$ com o aumento do NUT até valores próximos de 4, sendo que a partir desses valores, as curvas estabilizam-se. Este comportamento é observado para os ciclos Otto e Diesel, além de que um aumento da relação T_Q/T_F aumenta os valores de $\dot{W}_E/\dot{C}_v T_Q$, conforme observado na Figura 5.14.

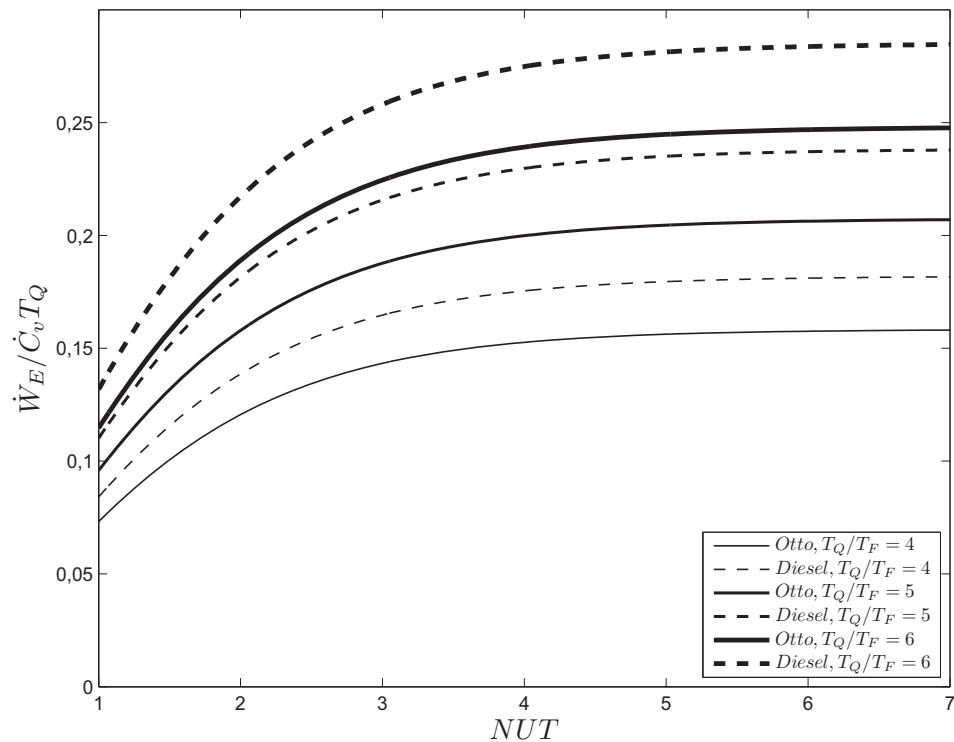


Figura 5.14 - Potência líquida adimensional $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Na Figura 5.15 observa-se o comportamento da potência líquida otimizada pela função ecológica $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$ em função do número de unidades de transferência de calor dos reservatórios a baixa temperatura NUT_F e a alta temperatura NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel para diversos valores da relação $\dot{C}_I / \dot{C}_v$. É evidente que a relação $\dot{C}_I / \dot{C}_v$ não exerce influência nos valores de $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$, ou seja, o comportamento de $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$, não se altera para diferentes valores da relação $\dot{C}_I / \dot{C}_v$ tanto para o ciclo Diesel quanto para o ciclo Otto.

Este comportamento pode ser explicado por uma análise das Equações 4.11, 4.12 e 4.13 (processo de maximização da função ecológica). No processo de maximização da função ecológica, representado por estas equações, observa-se que os termos onde a variável $\dot{C}_I$ se encontra são anulados, justificando assim a não dependência de $\dot{C}_I / \dot{C}_v$ em $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$.

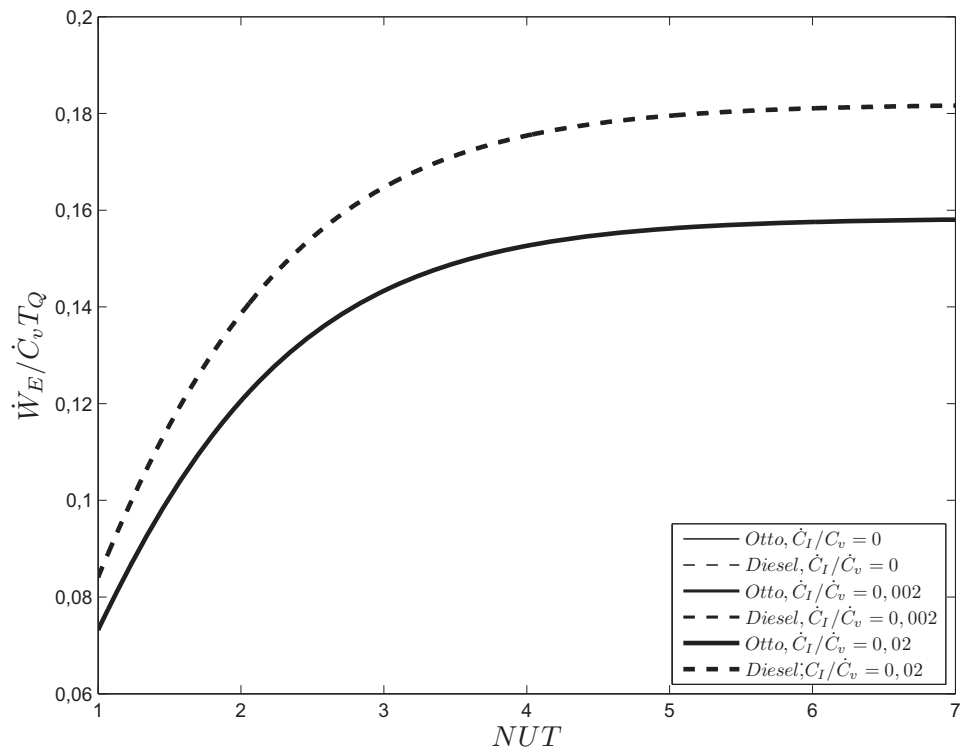


Figura 5.15 - Potência líquida adimensional $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I / \dot{C}_v$.

Na Figura 5.16 observa-se o comportamento da potência líquida otimizada pela função ecológica $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$ em função do número de unidades de transferência de calor dos reservatórios a baixa temperatura NUT_F e a alta temperatura NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel para diversos valores do parâmetro R . Nota-se que o aumento do parâmetro de irreversibilidade R causa uma estabilização dos valores de $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$ para valores mais baixos de $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$, enquanto o aumento dos valores de NUT causa uma estabilização dos valores de $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$ para valores de NUT maiores que 4. Este comportamento repete-se para os ciclos Otto e Diesel.

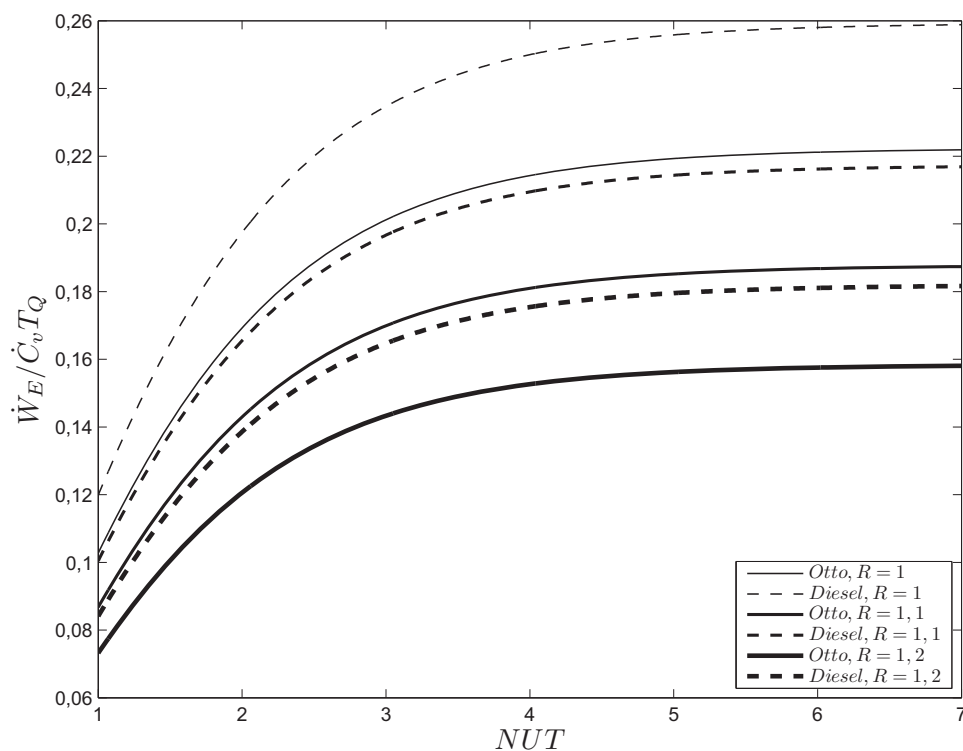


Figura 5.16 - Potência líquida adimensional $\dot{W}_E / (\dot{C}_v T_Q)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores de R .

O procedimento de construção das Figuras 5.18, 5.19 e 5.20 é apresentado no diagrama da Figura 5.17. A Figura 5.18 apresenta o comportamento da eficiência térmica otimizada pela função ecológica em função do número de unidades de transferência de calor dos reservatórios a baixa temperatura NUT_F e a alta temperatura NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel para diversos valores da relação T_Q/T_F , $\dot{C}_I/\dot{C}_v$ e R , respectivamente.

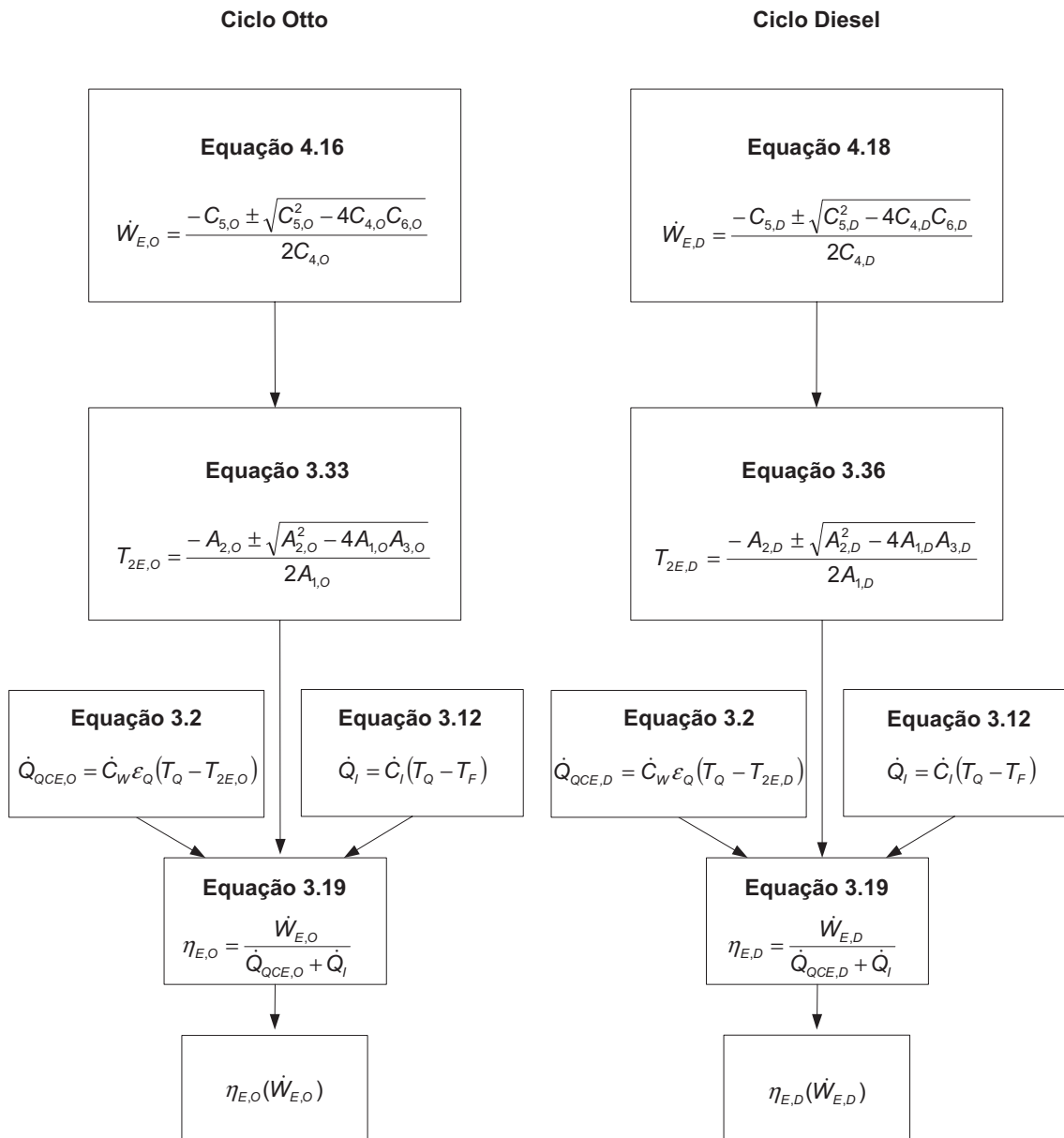


Figura 5.17 - Diagrama de solução da eficiência térmica otimizada pela função ecológica η_E para os ciclos Otto e Diesel.

Na Figura 5.18, observa-se um ligeiro aumento de η_E até próximo de NUT igual a 5, ocorrendo então uma estabilização dos valores da eficiência térmica. A estabilização nesse valor ocorre para todas as relações T_Q/T_F , sendo que o aumento deste parâmetro causa um aumento considerável na eficiência térmica dos ciclos.

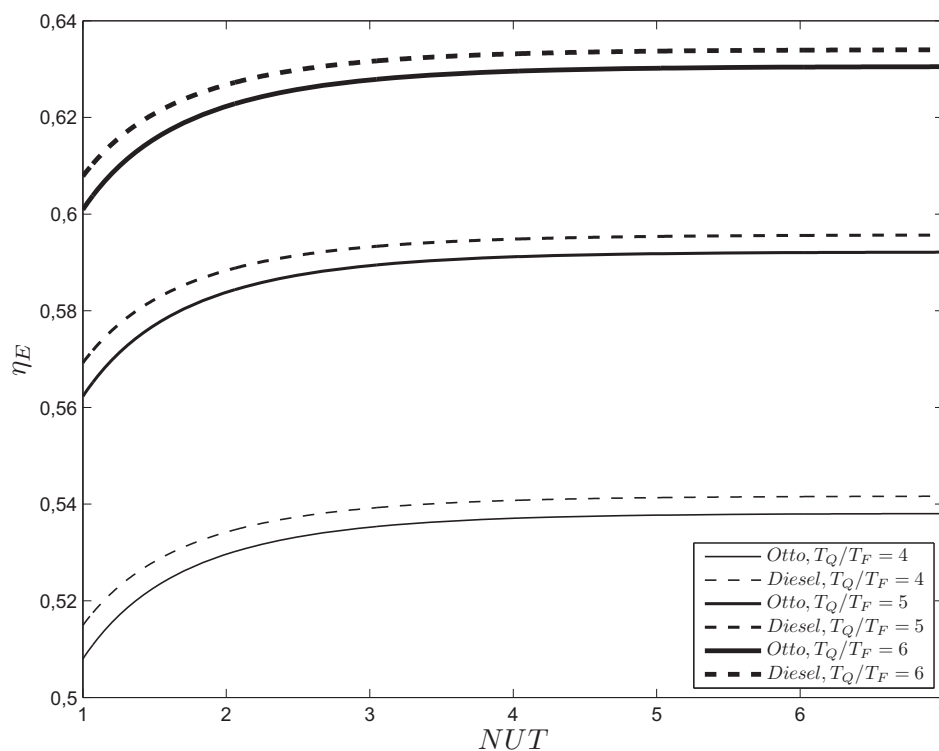


Figura 5.18 – Eficiência térmica otimizada pela função ecológica η_E em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Este comportamento repete-se em partes na Figura 5.19, pois à medida que os valores de $\dot{C}_I/\dot{C}_v$ aumentam, a estabilização dos valores η_E ocorrem para valores mais altos de NUT , além de uma discreta diminuição do valor da eficiência térmica. O mesmo comportamento da Figura 5.18 é observado na Figura 5.20, onde o aumento de R faz com que os valores de η_E estabilizem-se em valores de NUT próximos de 3, além de este aumento causar a diminuição dos valores da eficiência térmica otimizada pela função ecológica.

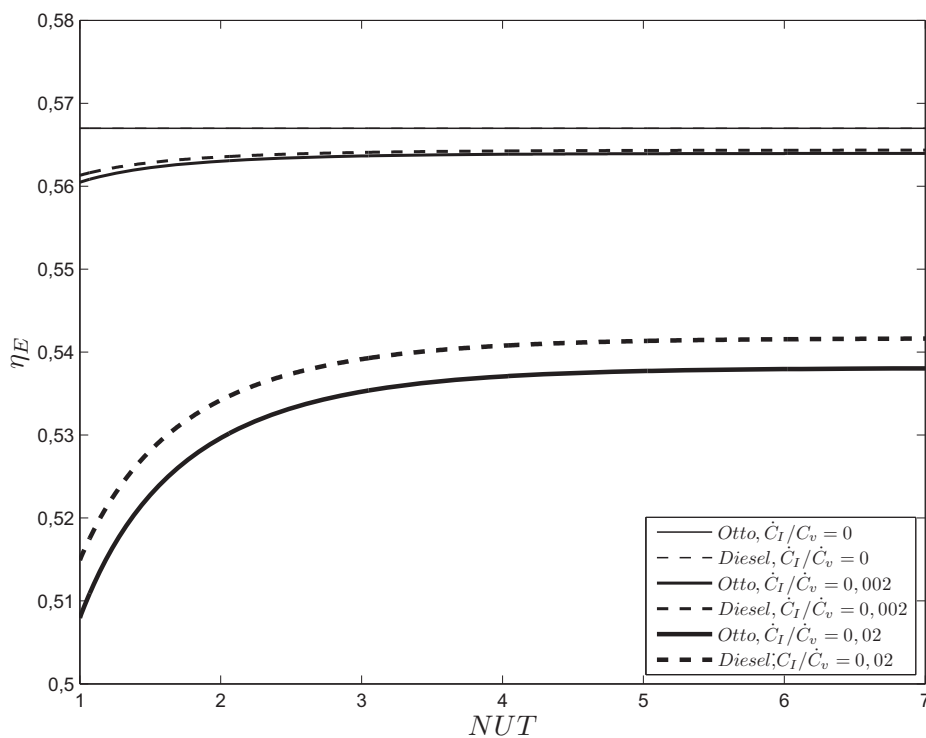


Figura 5.19 – Eficiência térmica otimizada pela função ecológica η_E em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

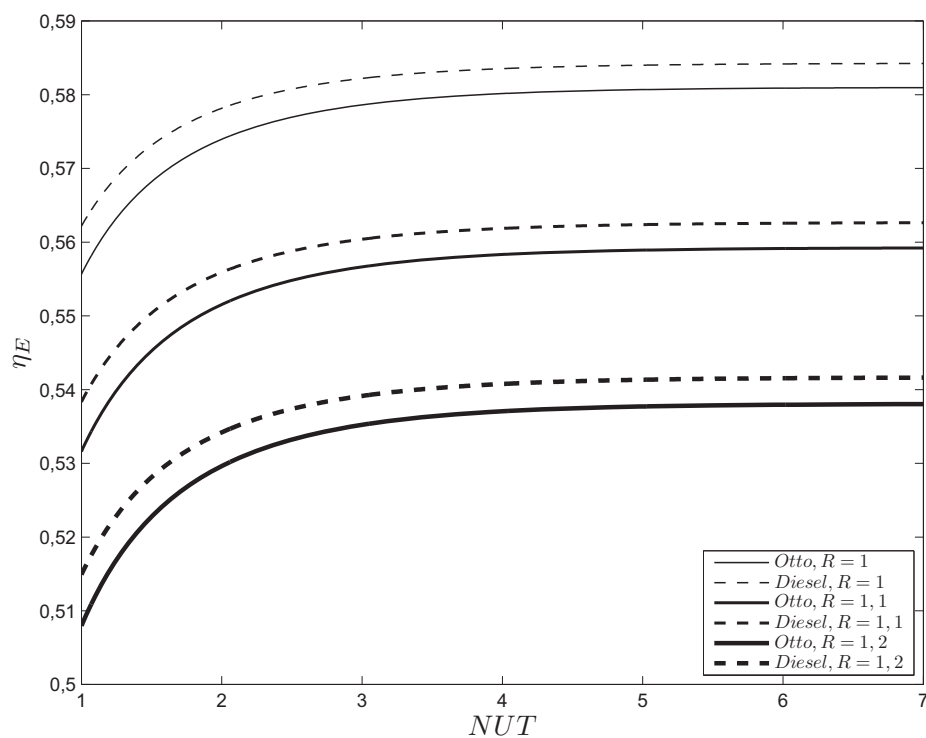


Figura 5.20 – Eficiência térmica otimizada pela função ecológica η_E em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação R .

A construção da Figura 5.22 pode ser observada no diagrama apresentado na Figura 5.21:

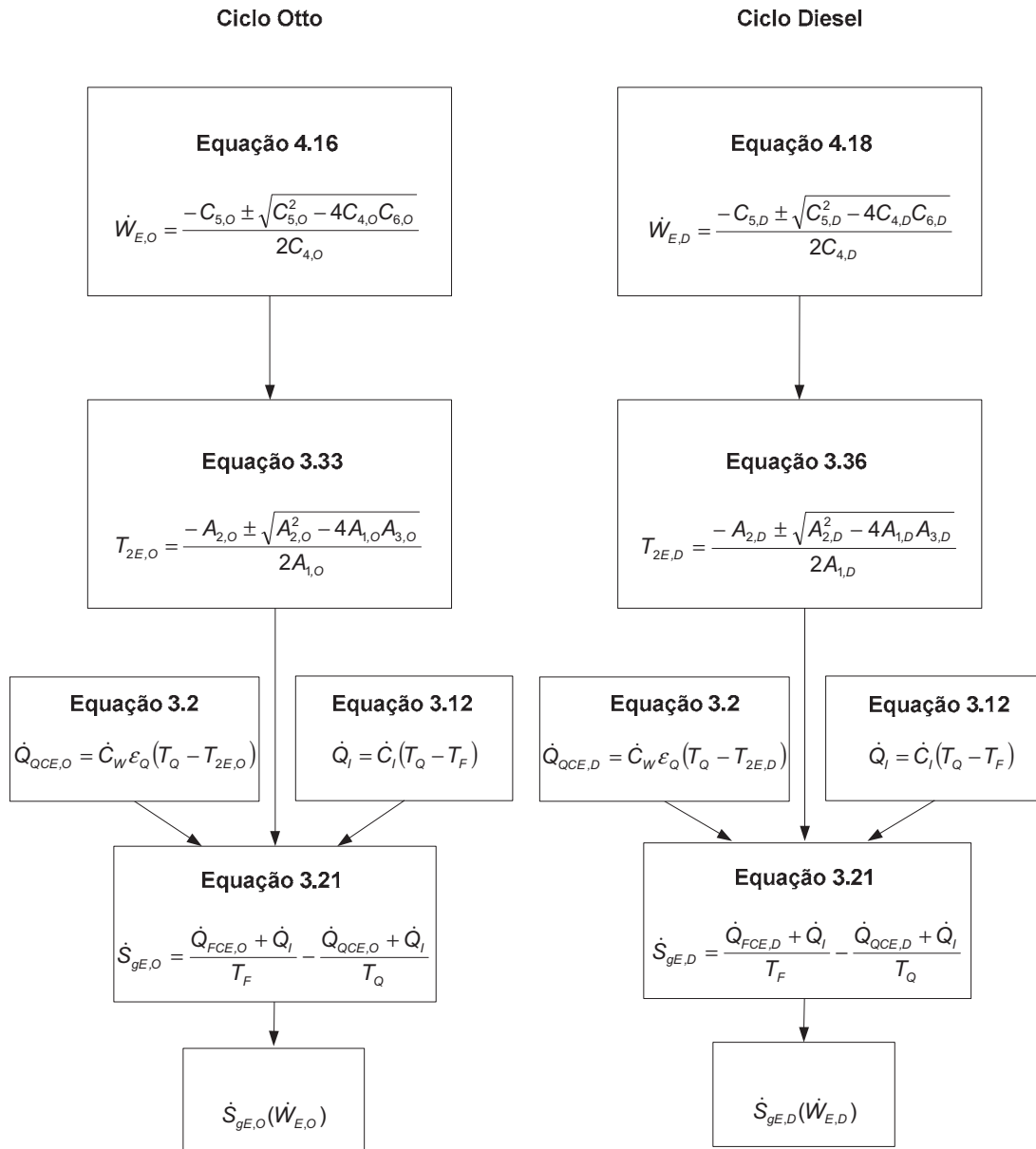


Figura 5.21 - Diagrama de solução da taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica $\dot{S}_{g,E}$ para os ciclos Otto e Diesel.

Os gráficos da taxa de geração de entropia obtidos pela otimização da função ecológica $\dot{S}_{g,E}$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q são apresentados na Figuras 5.22, 5.23 e 5.24 para os ciclos Otto e Diesel, onde são apresentados diferentes valores para as relações T_Q/T_F e $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ e para o parâmetro R , respectivamente.

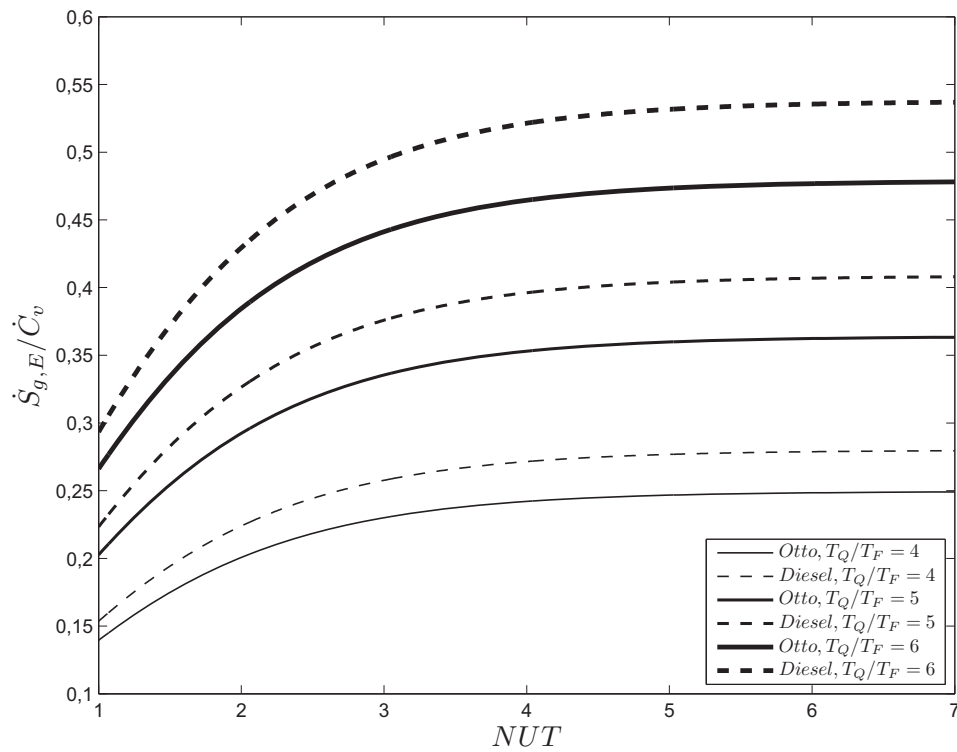


Figura 5.22 – Taxa de geração de entropia adimensional otimizada pela função ecológica $\dot{S}_{g,E}/(\dot{C}_v)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Estes gráficos apresentam comportamentos semelhantes, onde a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica $\dot{S}_{g,E}/\dot{C}_v$ cresce até estabilizar-se para valores de NUT próximos de 4. Pode-se observar na Figura 5.22 que o aumento da relação de T_Q/T_F causa um aumento expressivo em $\dot{S}_{g,E}/\dot{C}_v$. Da mesma forma, na Figura 5.23 o aumento da relação $\dot{C}_i/\dot{C}_v$ também aumenta $\dot{S}_{g,E}/\dot{C}_v$, enquanto que na Figura 5.24 o aumento do parâmetro de irreversibilidade R causa apenas uma discreta diminuição de $\dot{S}_{g,E}/\dot{C}_v$.

Quando se compara o ciclo Otto e o Diesel, nota-se que em todos os gráficos apresentados nesta seção, o ciclo Diesel otimizado pela função ecológica apresenta uma maior potência líquida produzida, eficiência térmica e taxa de geração de entropia quando comparado ao ciclo Otto.

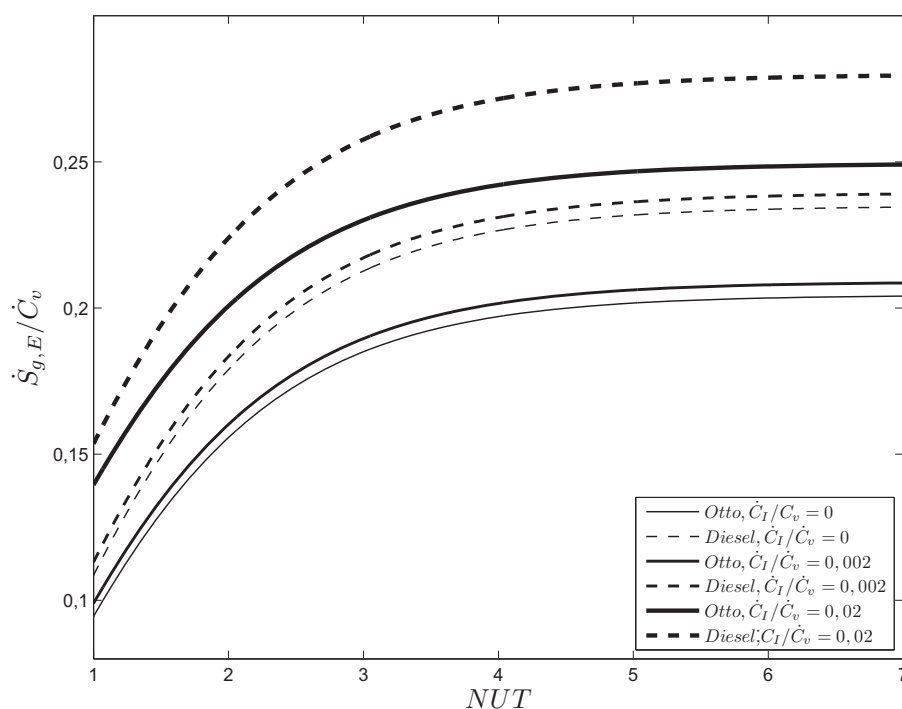


Figura 5.23 – Taxa de geração de entropia adimensional otimizada pela função ecológica $\dot{S}_{g,E}/(\dot{C}_v)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores de $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

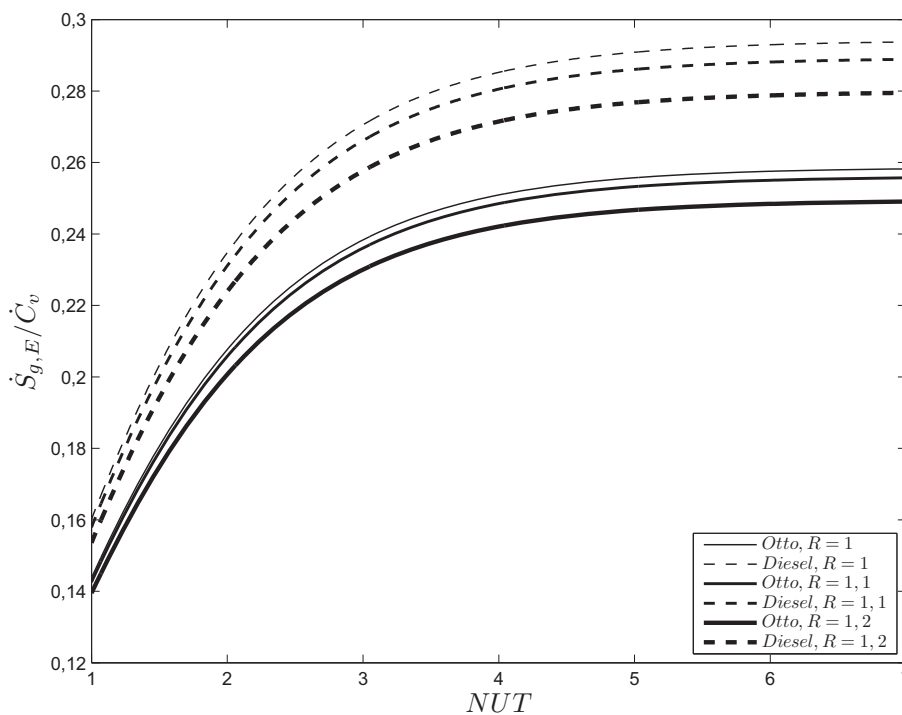


Figura 5.24 – Taxa de geração de entropia adimensional otimizada pela função ecológica $\dot{S}_{g,E}/(\dot{C}_v)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores de R .

5.2.2 - ANÁLISE DO ECOP

Para a obtenção dos gráficos da potência líquida otimizada pela função ecológica, os cálculos são feitos diretamente pelas Equações 4.24 e 4.26, não justificando a presença de diagramas de solução.

Na Figura 5.25 observa-se o comportamento da potência líquida otimizada pelo ECOP em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel respectivamente, onde são apresentados valores distintos da relação T_Q/T_F .

Os comportamentos das curvas presentes na Figura 5.25 são semelhantes às curvas presentes na Figura 5.14, havendo um aumento expressivo do $\dot{W}_{ECOP}/\dot{C}_v T_Q$ para baixos valores de NUT , e a medida que o NUT aumenta, $\dot{W}_{ECOP}/\dot{C}_v T_Q$ estabiliza-se. De forma análoga a Figura 5.14 observa-se que o aumento da relação T_Q/T_F aumenta a potência líquida otimizada pelo ECOP.

Comparando a potência líquida ecológica e a potência líquida otimizada pelo ECOP, verifica-se que em baixos valores de NUT , as potências líquidas otimizadas aproximam-se. Porém, à medida que o NUT aumenta os valores de potência líquida otimizadas distanciam-se. Assim, a potência líquida ecológica $\dot{W}_E/\dot{C}_v T_Q$ se estabiliza em patamares mais elevados do que a potência líquida otimizada pelo ECOP.

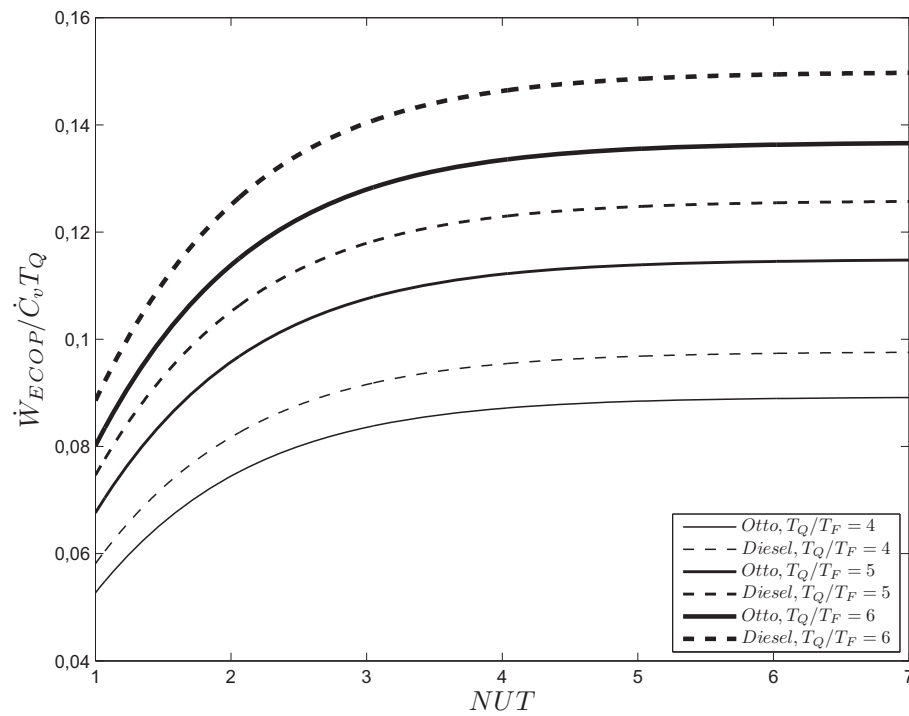


Figura 5.25 - Potência líquida adimensional otimizada pelo ECOP $\dot{W}_{ECOP}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Na Figura 5.26 observa-se o comportamento da potência otimizada pelo ECOP em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel respectivamente, onde são apresentados três valores da relação de temperatura T_Q/T_F . Diferente do comportamento apresentado pela Figura 5.15, as curvas da Figura 5.26 apresentam uma dependência da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$, já que à medida que se aumenta a relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$ a potência líquida otimizada pelo ECOP também aumenta, estabilizando-se em valores cada vez maiores de NUT .

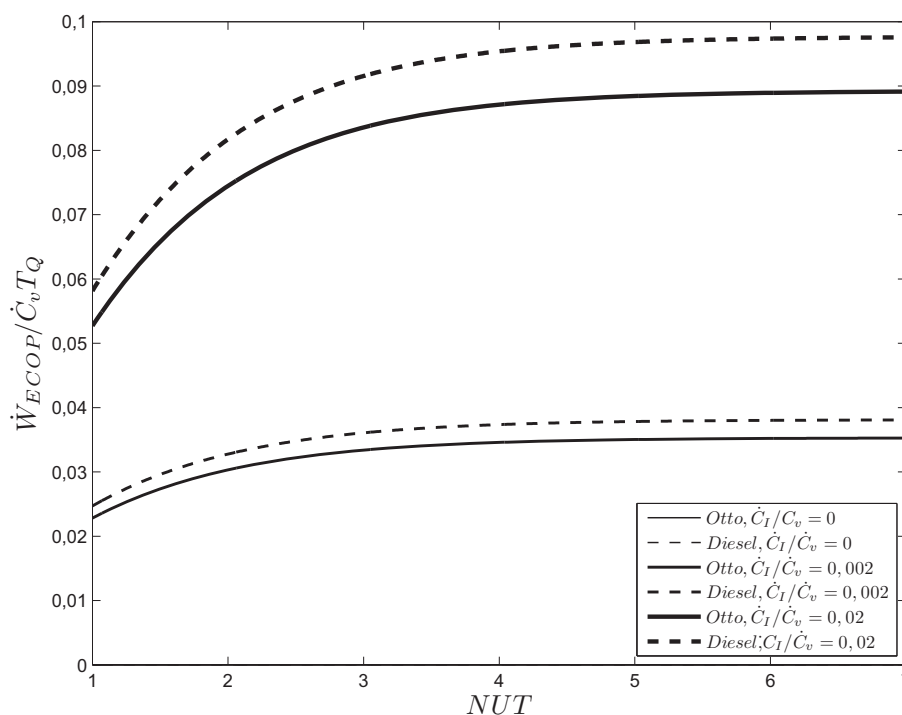


Figura 5.26 - Potência líquida adimensional otimizada pelo ECOP $\dot{W}_{ECOP}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

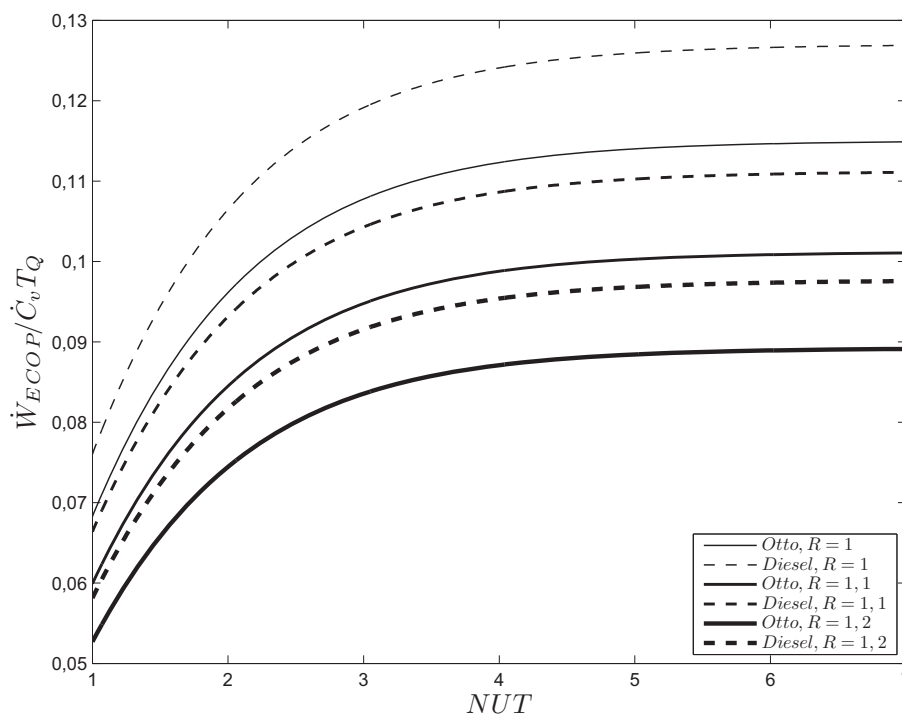


Figura 5.27 – Potência líquida adimensional otimizada pelo ECOP $\dot{W}_{ECOP}/(\dot{C}_v T_Q)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores de R .

O comportamento da potência líquida otimizada pelo ECOP em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q é apresentado na Figura 5.27 para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores de R . Como apresentado na Figura 5.15, a Figura 5.27 possui o mesmo comportamento, onde o aumento do parâmetro R diminui $\dot{W}_{ECOP}/\dot{C}_v T_Q$, sendo que o aumento do NUT até valores próximos de 4 causa o aumento de $\dot{W}_{ECOP}/\dot{C}_v T_Q$, e a partir desses valores $\dot{W}_{ECOP}/\dot{C}_v T_Q$ estabiliza-se.

A obtenção dos gráficos das Figuras 5.29, 5.30 e 5.31 pode ser observada no diagrama apresentado na Figura 5.28:

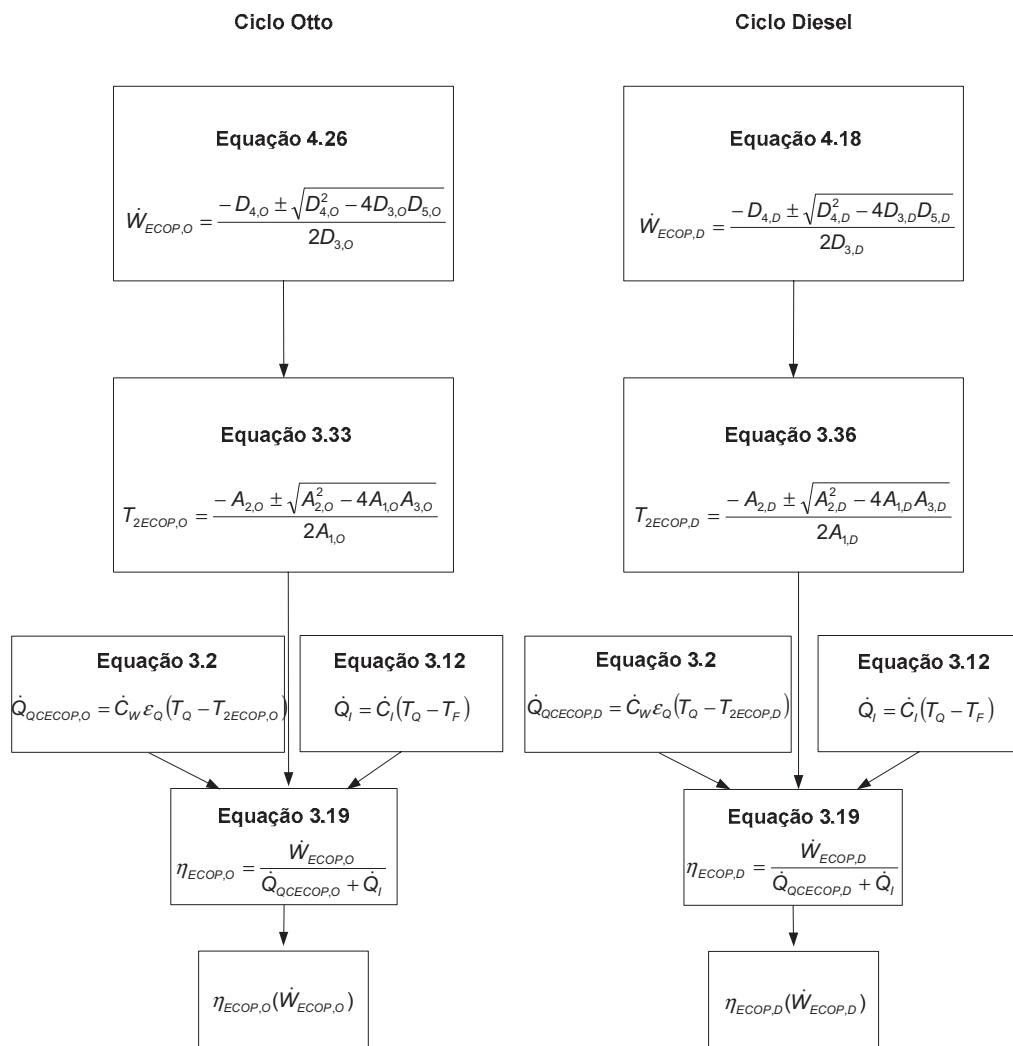


Figura 5.28 - Diagrama de solução da eficiência térmica otimizada pelo ECOP η_{ECOP} para os ciclos Otto e Diesel.

A Figura 5.29 apresenta o comportamento da eficiência térmica devido à potência otimizada pelo $ECOP$ (η_{ECOP}) em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel respectivamente, para diferentes valores da relação T_Q/T_F . Observa-se que o aumento da relação T_Q/T_F provoca um aumento a eficiência térmica. Além disso, nota-se que os valores de η_{ECOP} aumentam rapidamente para baixos valores de NUT , e à medida que os valores de NUT aumentam ocorre uma estabilização dos valores de η_{ECOP} .

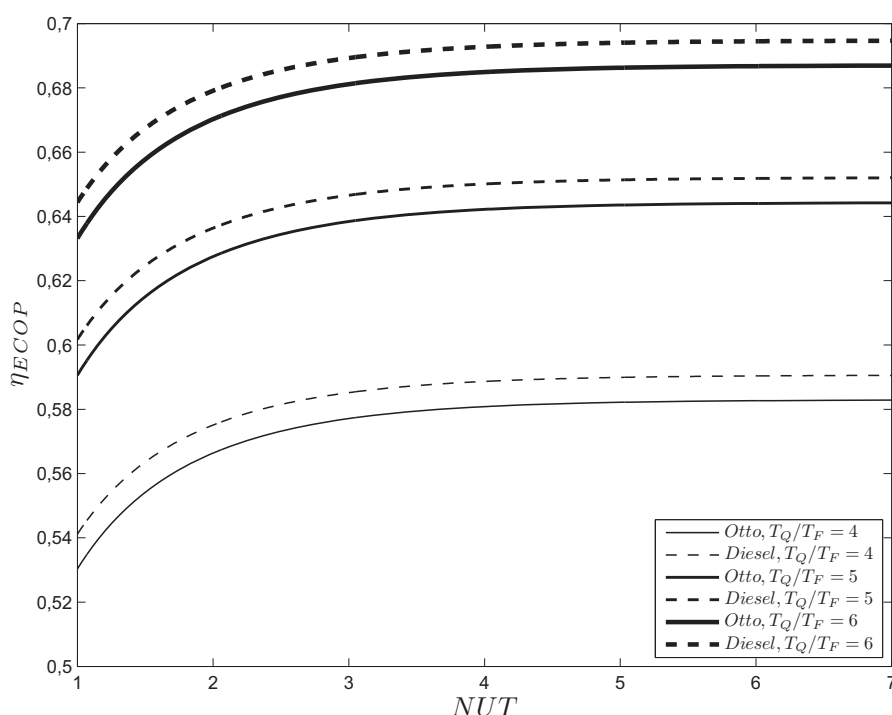


Figura 5.29 – Eficiência térmica otimizada pelo $ECOP$ η_{ECOP} em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Resultados similares à Figura 5.29 são apresentados na Figura 5.30, onde é apresentado o comportamento da eficiência térmica devido à potência otimizada pelo $ECOP$ (η_{ECOP}) em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel respectivamente, para diferentes valores da relação $\dot{C}_i/\dot{C}_v$. Verifica-se que o aumento da taxa de perda de calor diminui

consideravelmente a eficiência térmica, ocorrendo ainda um aumento da diferença entre as eficiências térmicas dos dois ciclos.

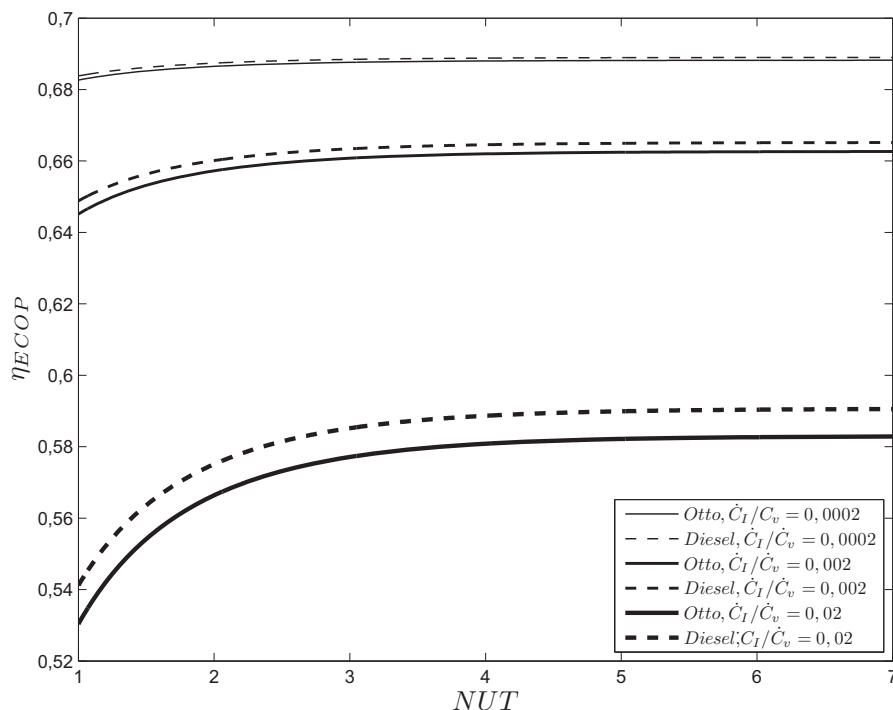


Figura 5.30 – Eficiência térmica otimizada pelo ECOP η_{ECOP} em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

De maneira análoga à Figura 5.29, a Figura 5.31 apresenta o comportamento da eficiência térmica devido à potência otimizada pelo ECOP η_{ECOP} em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel respectivamente, para diferentes valores de R . Observa-se que um aumento deste parâmetro causa uma diminuição da eficiência térmica, com seus valores crescendo expressivamente para baixos valores de NUT e se estabilizando para valores mais elevados de NUT .

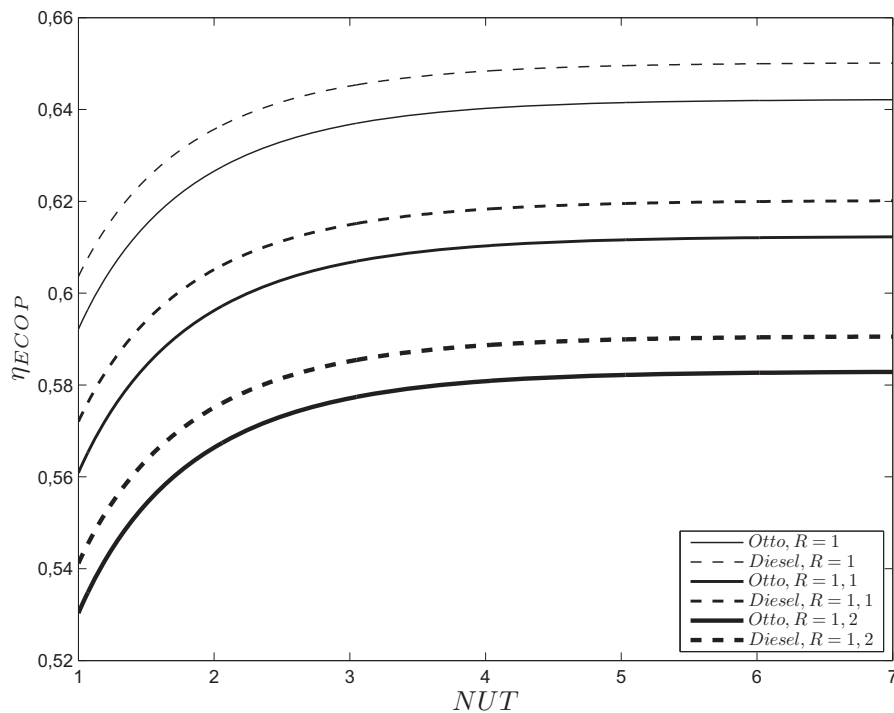


Figura 5.31 – Eficiência térmica otimizada pelo $ECOP$ η_{ECOP} em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R .

A relação entre a taxa de geração de entropia devido à potência otimizada pelo $ECOP$ ($\dot{S}_{g,ECOP}$) em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os Ciclos Otto e Diesel, para diferentes valores do parâmetro T_Q/T_F , é apresentada na Figura 5.33. Da mesma forma, a relação entre $\dot{S}_{g,ECOP} \times NUT$ é apresentada nas Figuras 5.34 e 5.35, porém para diferentes valores de $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ e R , respectivamente.

A representação gráfica das Figuras 5.33, 5.34 e 5.35 pode ser observada no diagrama apresentado na Figura 5.32:

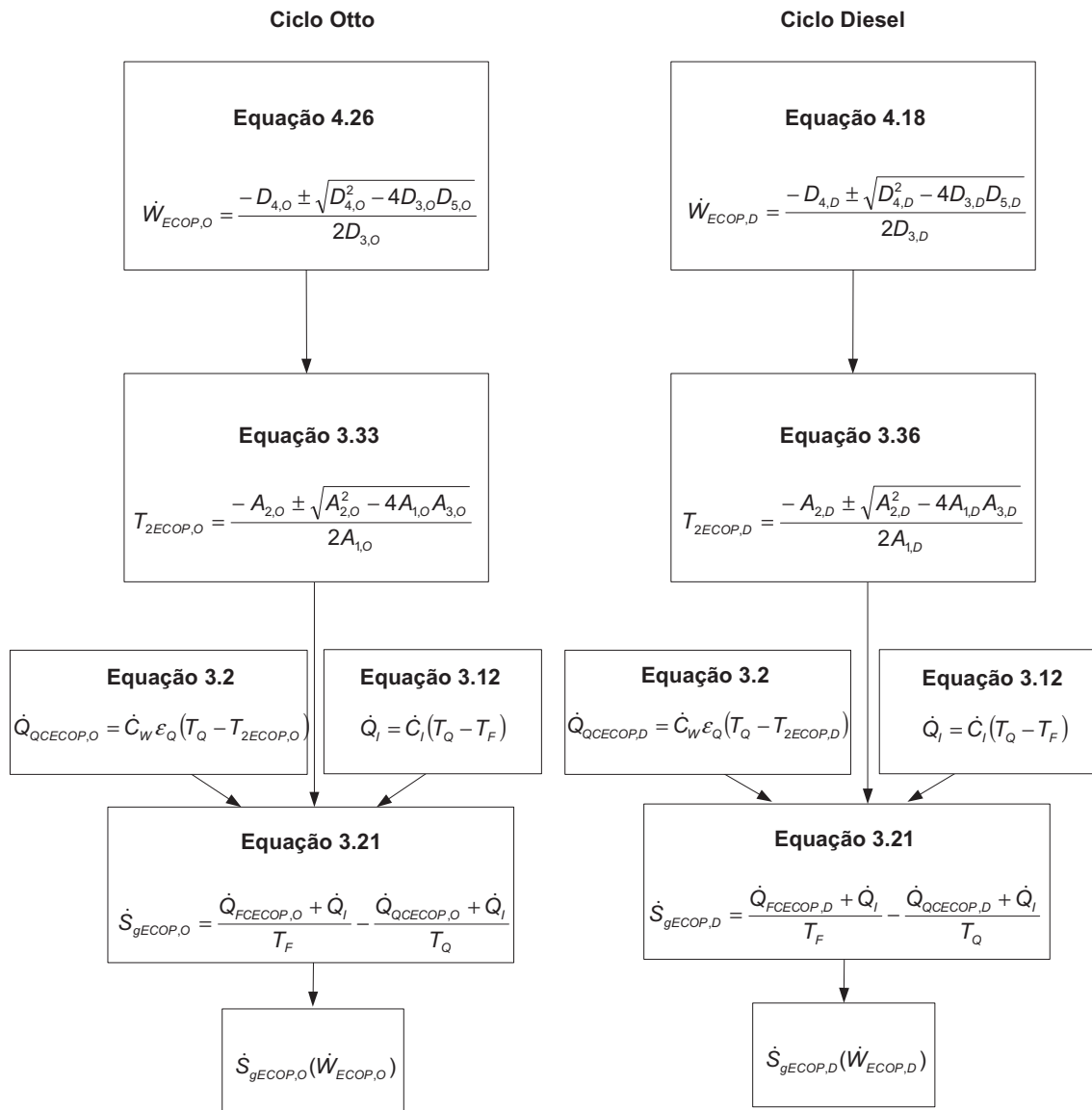


Figura 5.32- Diagrama de solução da taxa de geração de entropia otimizada pelo ECOP $\dot{S}_{g,ECOP}$ para os ciclos Otto e Diesel.

As Figuras 5.33, 5.34 e 5.35, apresentam comportamento semelhante, sendo os parâmetros analisados responsáveis por significativas alterações. De forma geral, os valores das taxas de geração de entropia crescem até determinados valores de NUT , onde após este ponto ocorre sua estabilização.

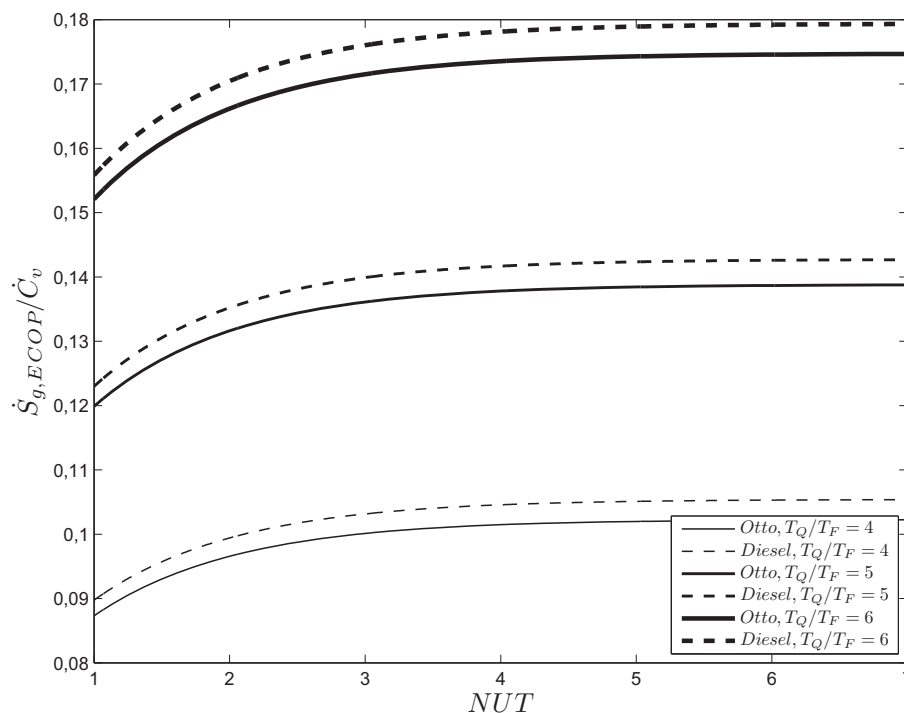


Figura 5.33 – Taxa de geração de entropia adimensional otimizada pelo ECOP $\dot{S}_{g,ECOP}/(\dot{C}_v)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

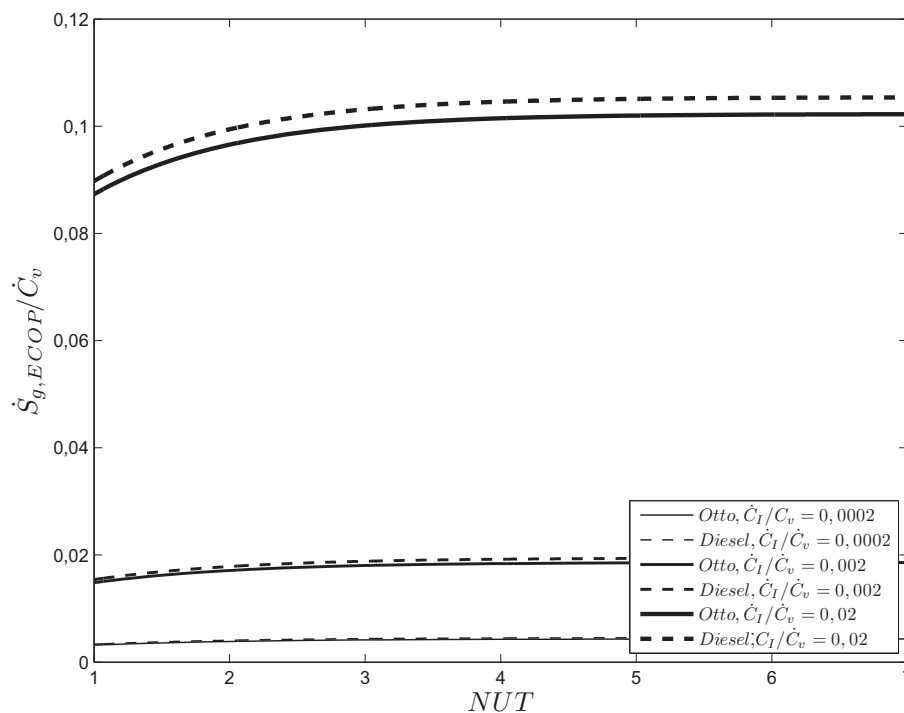


Figura 5.34 – Taxa de geração de entropia adimensional otimizada pelo ECOP $\dot{S}_{g,ECOP}/(\dot{C}_v)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

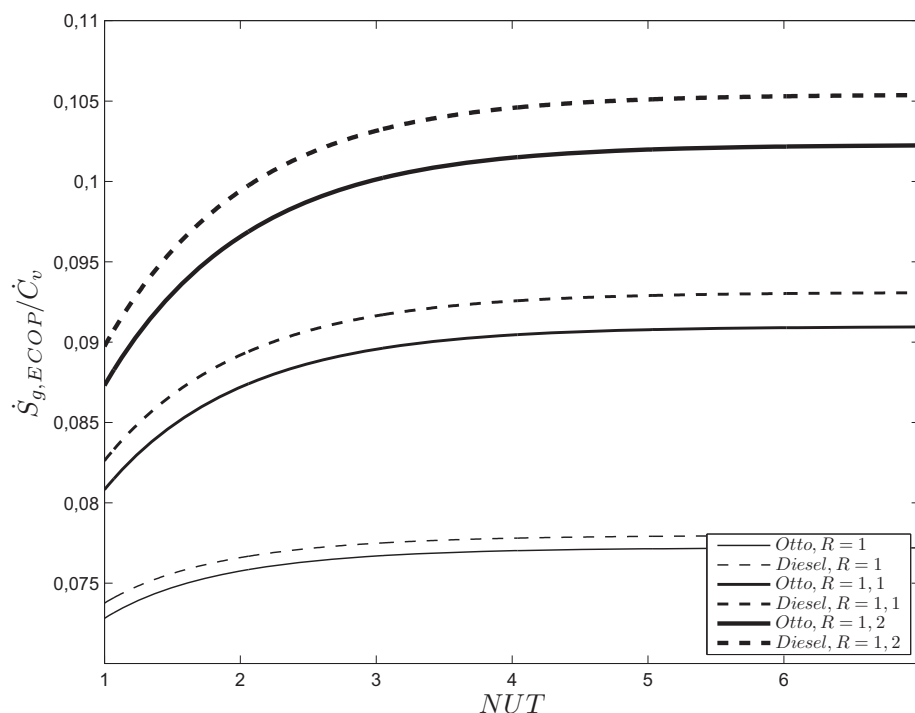


Figura 5.35 – Taxa de geração de entropia adimensional otimizada pelo *ECOP* $\dot{S}_{g,ECOP}/(\dot{C}_v)$ em função do número de unidades de transferência de calor NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R .

A Figura 5.33 mostra que o aumento da relação T_Q/T_F aumenta a taxa de geração de entropia devido à potência otimizada pelo ECOP. Observa-se na Figura 5.34 que a redução da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$ reduz o crescimento da taxa de geração de entropia devido à potência otimizada pelo ECOP. Por fim, na Figura 5.35, destaca-se o aumento do parâmetro de irreversibilidade R , que causa tanto o aumento da taxa de geração de entropia devido à potência otimizada pelo ECOP quanto o aumento do crescimento da taxa de geração de entropia para os mesmos valores de NUT .

Como observado na otimização da função ecológica, pode-se verificar que o ciclo Diesel otimizado pelo ECOP apresenta melhores valores que o ciclo Otto otimizado, ou seja, a potência líquida produzida, a eficiência térmica e a taxa de geração de entropia no ciclo Diesel apresentam níveis mais elevados que o ciclo Otto.

Quando compara-se as otimizações pela função ecológica e pelo ECOP observa-se que os valores de potência líquida otimizada pela função ecológica são

mais elevados que os valores de potência líquida otimizada pelo ECOP, o que pode ser observado por uma comparação entre as Figuras 5.14 e 5.25, Figuras 5.15 e 5.26 e Figuras 5.16 e 5.27.

Comparando-se as eficiências térmicas otimizadas, verifica-se que os valores de eficiência térmica otimizada pelo ECOP são mais elevados que o valores de eficiência térmica otimizada pela função ecológica. Quando se analisam parâmetros como $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ e R verifica-se que a diferença entre a otimização pelo ECOP e pela função ecológica aumenta consideravelmente. Estes resultados ficam evidentes nas comparações entre as Figuras 5.18 e 5.29, Figuras 5.19 e 5.30 e Figuras 5.20 e 5.31.

Por fim, quando analisam-se as taxas de geração de entropia otimizadas pelas duas funções objetivos verifica-se que os níveis de taxa de geração de entropia são consideravelmente mais baixos para a otimização pelo ECOP, sendo que esse aspecto prevalece para todos os parâmetros analisados. Estes resultados ficam evidentes nas Figuras 5.22 e 5.33, Figuras 5.23 e 5.34 e Figuras 5.24 e 5.35.

Os resultados citados anteriormente ficam mais evidentes quando comparados com resultados obtidos por outro tipo de otimização, como por exemplo, a otimização da potência líquida de saída. Essa comparação será apresentada nos tópicos seguintes.

5.3 - ANÁLISE DOS CRITÉRIOS DE OTIMIZAÇÃO

5.3.1 - ANÁLISE DA FUNÇÃO ECOLÓGICA E POTÊNCIA MÁXIMA

A elaboração das curvas das Figuras 5.37, 5.38 e 5.39 pode ser observada no diagrama apresentado na Figura 5.36:

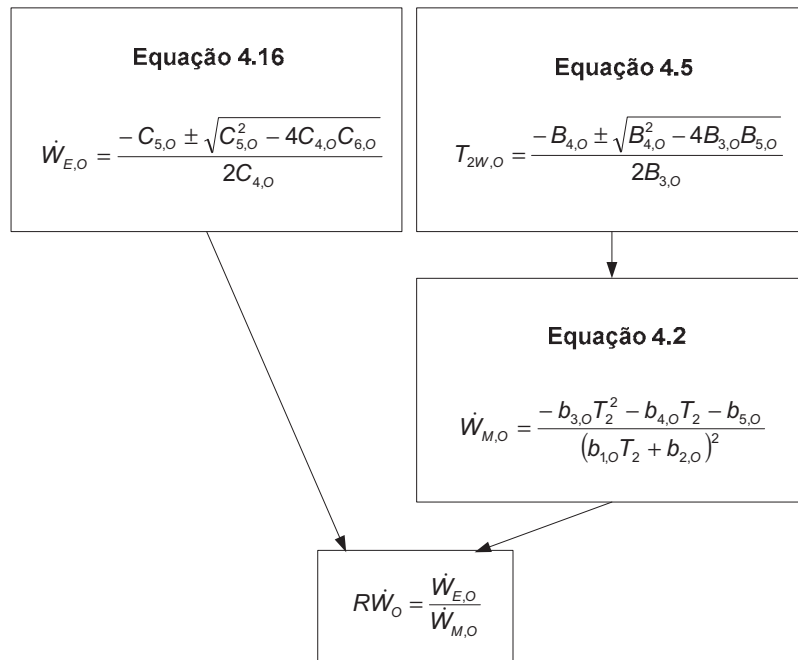


Figura 5.36 – Diagrama de solução da relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e a potência líquida máxima.

As Figuras 5.37, 5.38 e 5.39 apresentam o comportamento da relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e a potência líquida máxima ($\dot{W}_E/\dot{W}_{max}$) em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel respectivamente, para diferentes valores T_Q/T_F , $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ e R , respectivamente.

Na Figura 5.37 observa-se que a relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e a potência líquida máxima não se altera para diferentes valores de NUT . Porém, a medida que se aumenta a relação T_Q/T_F aumenta-se a relação entre as potências líquidas. Outro resultados que merece destaque é que os ciclos Otto e Diesel apresentam os mesmos valores para a relação $\dot{W}_E/\dot{W}_{max}$.

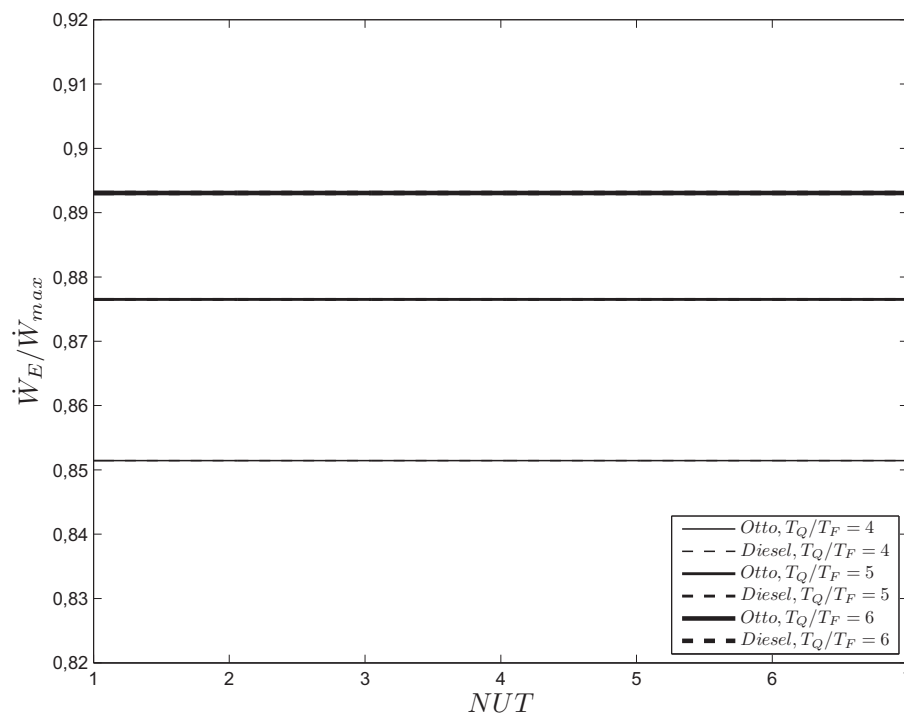


Figura 5.37 – Relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e a potência líquida máxima $\dot{W}_E/\dot{W}_{max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

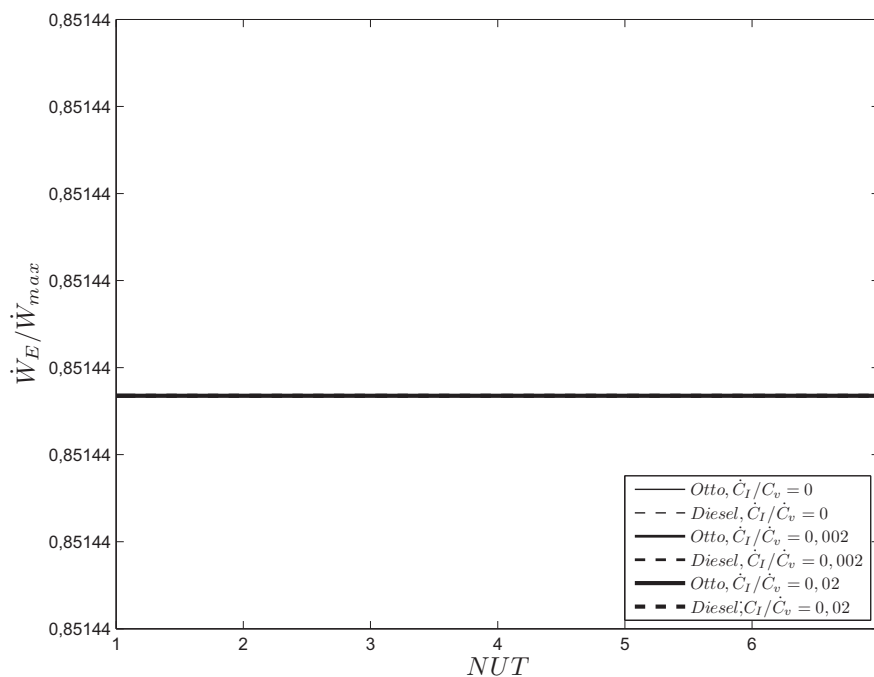


Figura 5.38 – Relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e a potência líquida máxima $\dot{W}_E/\dot{W}_{max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_V$.

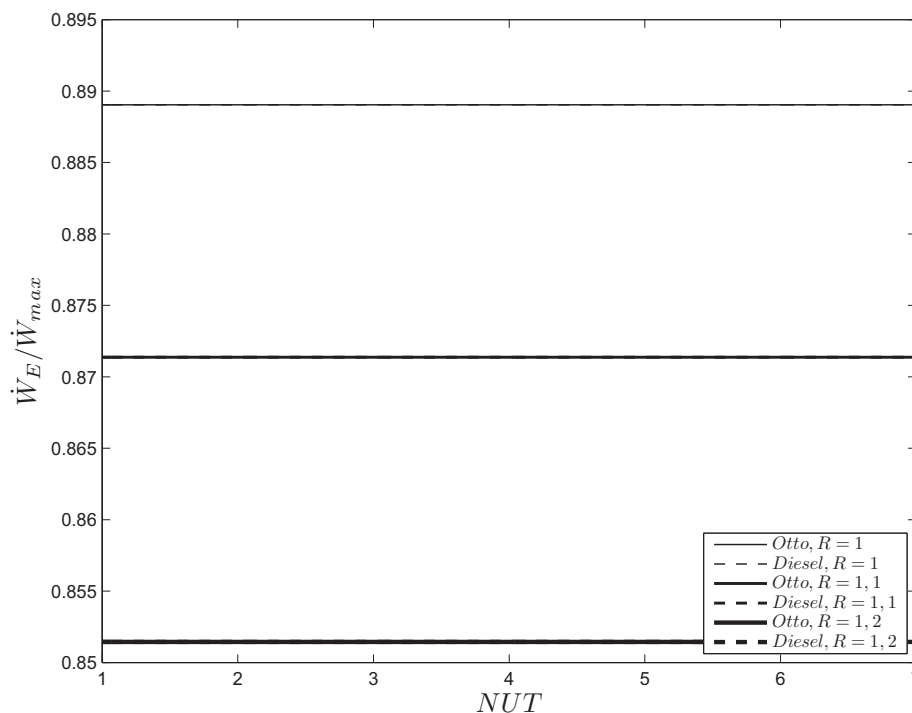


Figura 5.39 – Relação entre a potência líquida otimizada pela função ecológica e a potência líquida máxima $\dot{W}_E/\dot{W}_{max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R .

O mesmo comportamento da relação entre potências pode ser observado em relação ao NUT na Figura 5.38. No entanto, o aumento do parâmetro $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ não causa aumento ou diminuição da relação entre potências. Da mesma forma, este comportamento é observado na Figura 5.39, porém o aumento do parâmetro R causa uma diminuição no valor da relação entre potências.

O procedimento de obtenção dos gráficos das Figuras 5.41, 5.42 e 5.43 podem ser observados no diagrama apresentado na Figura 5.40:

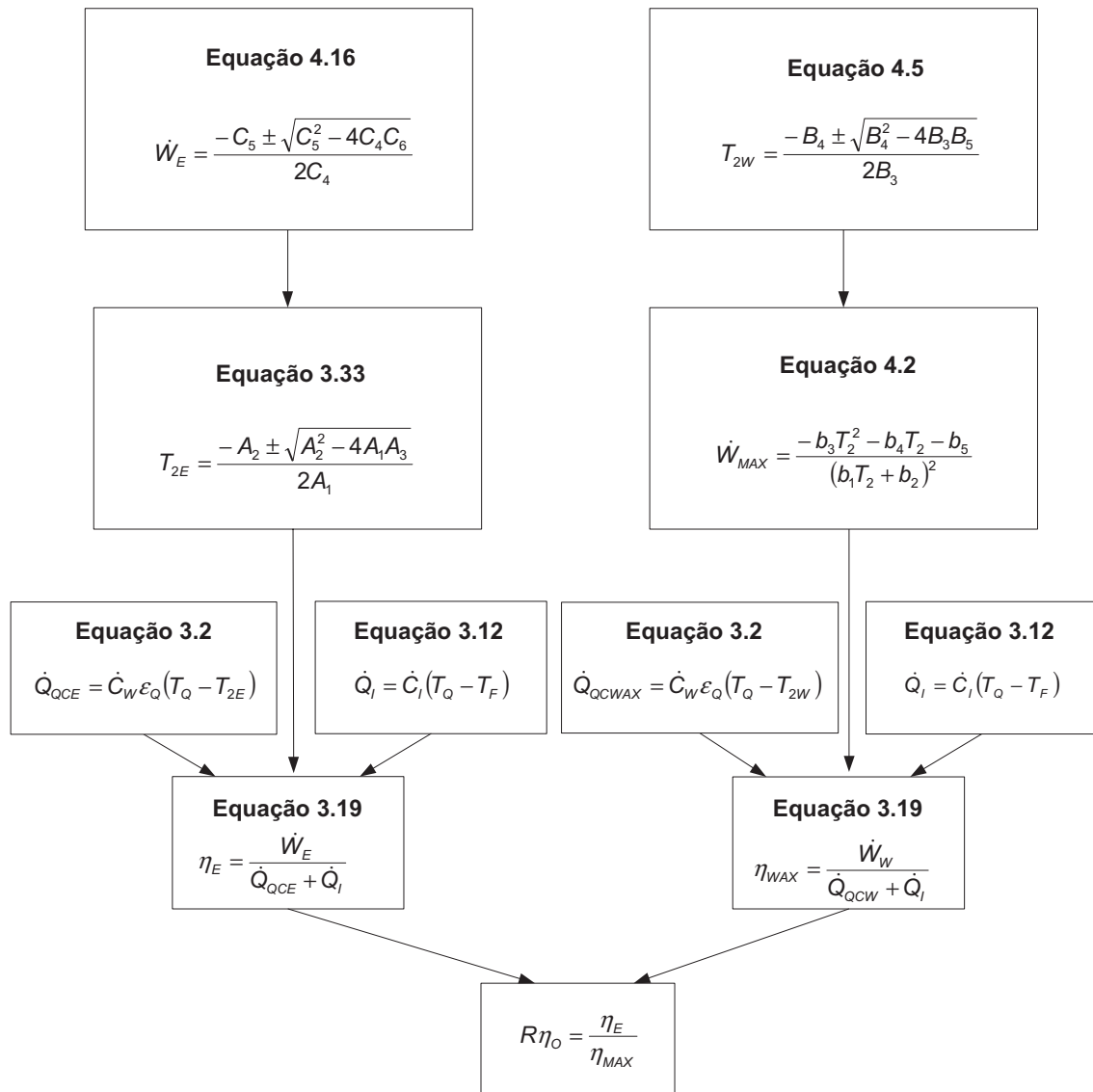


Figura 5.40 – Diagrama de solução da relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência líquida máxima η_E/η_{max} .

As Figuras 5.41, 5.42 e 5.43 apresentam o comportamento da relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência máxima (η_E/η_{max}) em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel, para diferentes valores de T_Q/T_F , $\dot{C}_I/\dot{C}_v$ e R , respectivamente.

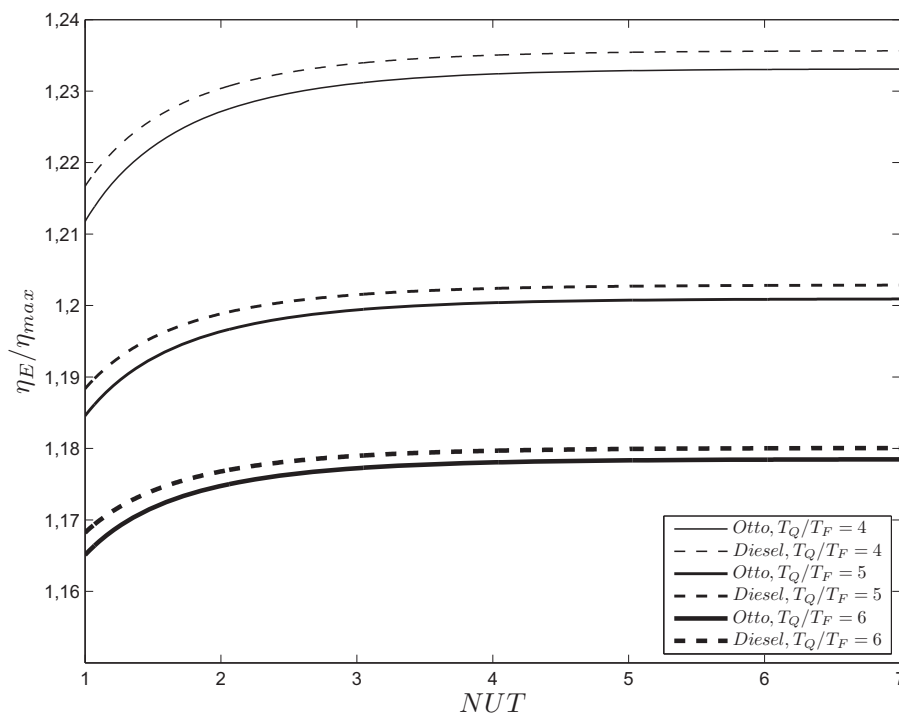


Figura 5.41 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência líquida máxima η_E/η_{max} em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

A Figura 5.41 mostra o comportamento da relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência máxima. Os valores de η_E/η_{max} têm um pequeno aumento para baixos valores de NUT e à medida que estes valores crescem há uma estabilização desta relação.

Destaca-se o efeito da relação entre temperaturas T_Q/T_F , pois um aumento dessa relação provoca uma diminuição da relação entre as eficiências térmicas. Isto ocorre pois o crescimento da eficiência térmica na potência máxima é mais elevado que o crescimento da eficiência térmica otimizada pela função ecológica.

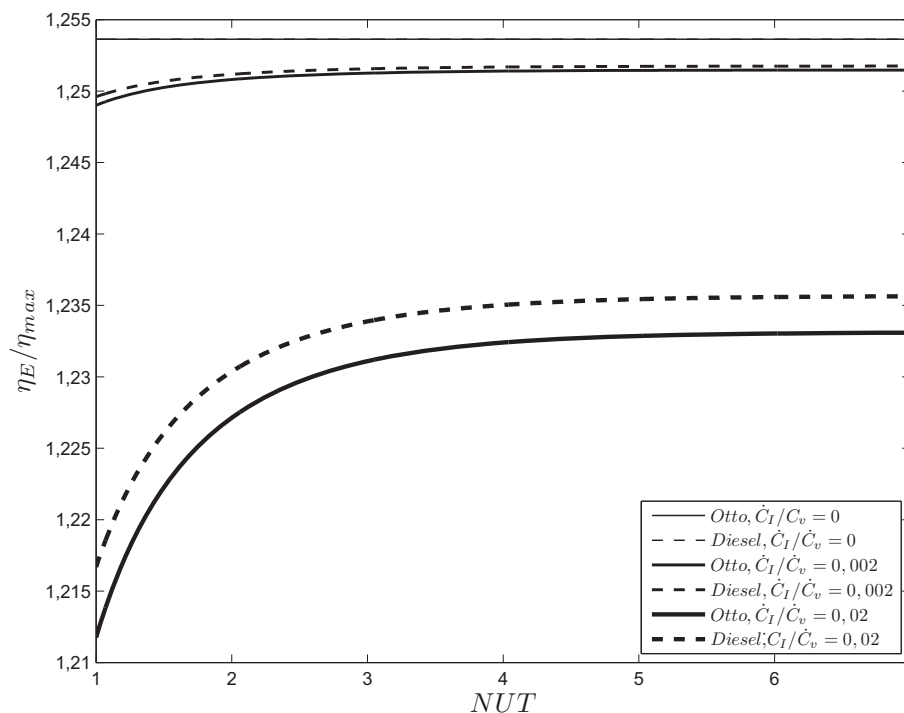


Figura 5.42 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência líquida máxima $\eta_E/\eta_{\max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

O mesmo comportamento é mostrado na Figura 5.42, pois à medida que os valores de $\dot{C}_I/\dot{C}_v$ aumentam, a estabilização dos valores da relação $\eta_E/\eta_{\max}$ ocorre para valores mais altos de NUT , além de uma discreta diminuição da relação $\eta_E/\eta_{\max}$. O comportamento da Figura 5.41 é o observado no gráfico da Figura 5.43, onde o aumento de R faz com que os valores da relação $\eta_E/\eta_{\max}$ estabilizem-se em valores de NUT próximos a três. Além disso, este aumento causa um aumento dos valores da relação de eficiências térmicas. Pode-se dizer então que o parâmetro R tem um efeito muito mais negativo na potência líquida máxima do que na potência líquida ecológica.

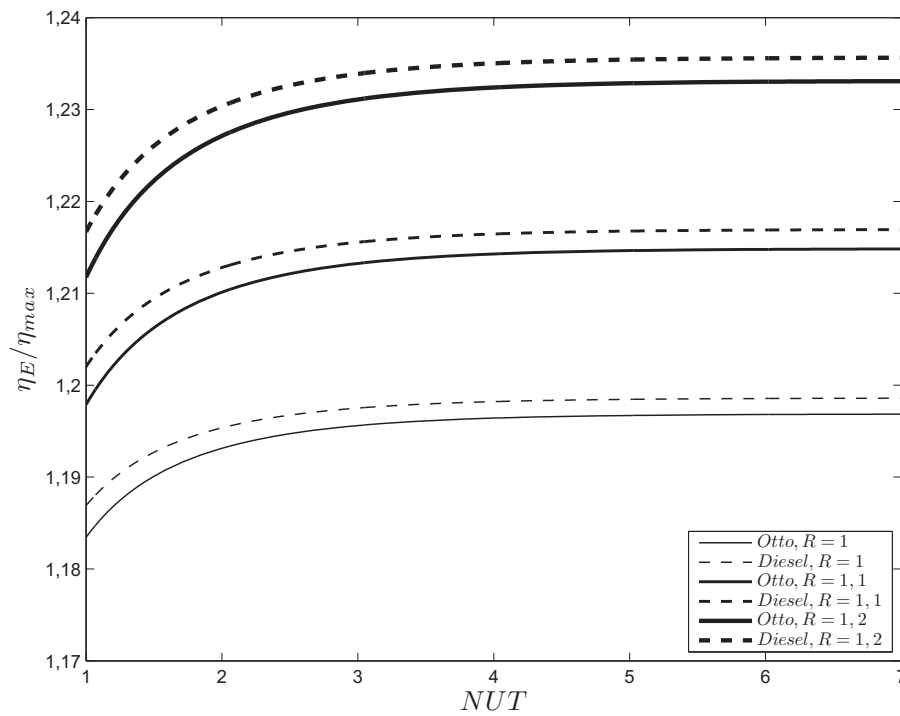


Figura 5.43 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pela função ecológica e a eficiência térmica na potência líquida máxima η_E/η_{max} em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R .

As Figuras 5.45, 5.46 e 5.47 apresentam o comportamento da relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência máxima ($\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$) em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel, para diferentes valores de T_Q/T_F , $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ e R , respectivamente.

A obtenção das curvas das Figuras 5.45 a 5.47 pode ser observada no diagrama apresentado na Figura 5.44:

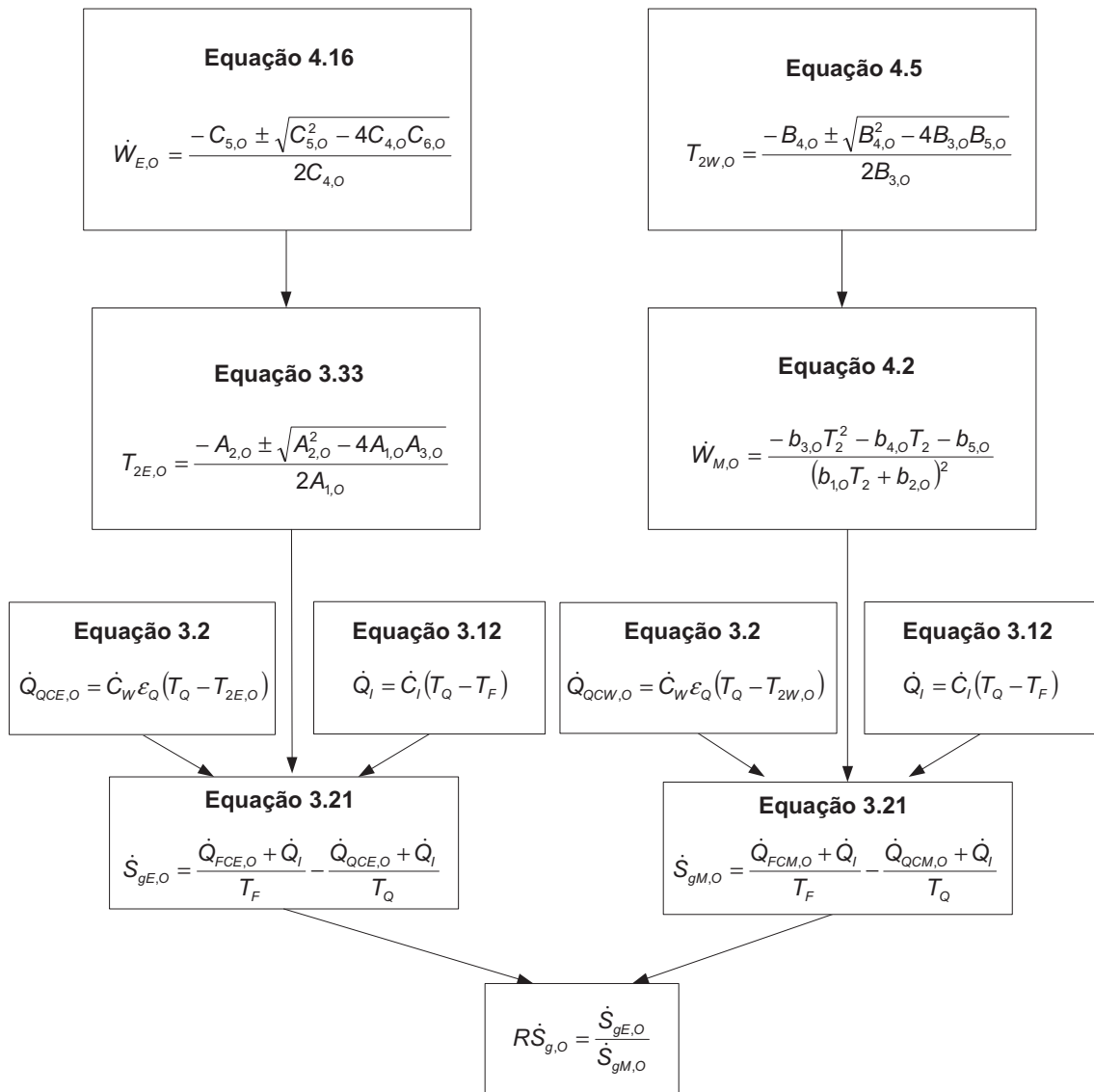


Figura 5.44 – Diagrama de solução para a relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência líquida máxima $\dot{S}_{g,E} / \dot{S}_{g,max}$.

A Figura 5.45 apresenta o comportamento da relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência máxima. Esta relação diminui para baixos valores de NUT e à medida que estes valores crescem, há uma estabilização desta relação. Além disso, com o aumento de T_Q/T_F , a relação entre as taxas de geração de entropia também aumenta.

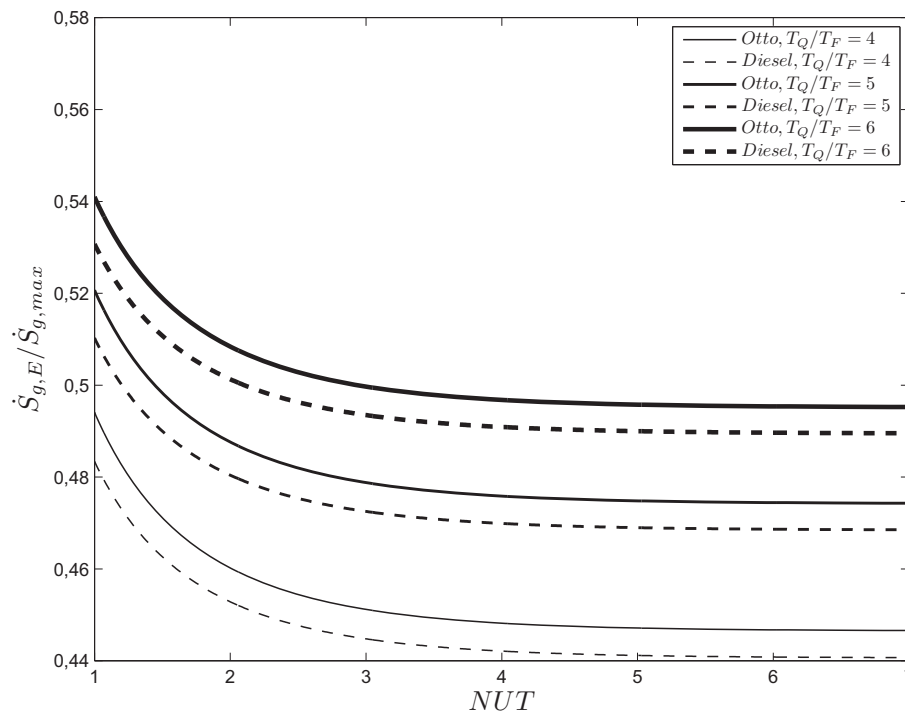


Figura 5.45 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência líquida máxima $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Comportamento similar é mostrado na Figura 5.46, onde à medida que os valores de $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ aumentam, a estabilização dos valores da relação $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$ ocorrem em valores mais altos de NUT , além do aumento da relação entre taxas de geração de entropia $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$.

Analisando a Figura 5.47 pode-se verificar um comportamento mais próximo ao gráfico da Figura 5.48, onde o aumento de R faz com que os valores da relação $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$ estabilizem-se em valores de NUT próximos a cinco. Além deste aumento causar a diminuição dos valores da relação das taxas de geração de entropia, pode-se dizer novamente que o parâmetro R tem um efeito mais negativo na potência líquida máxima do que na potência líquida ecológica.

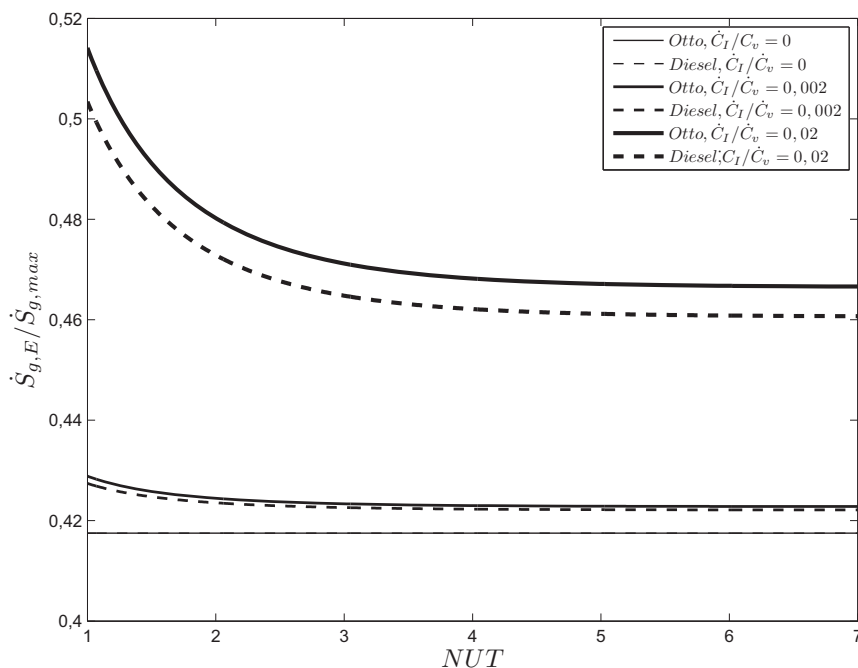


Figura 5.46 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência líquida máxima $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

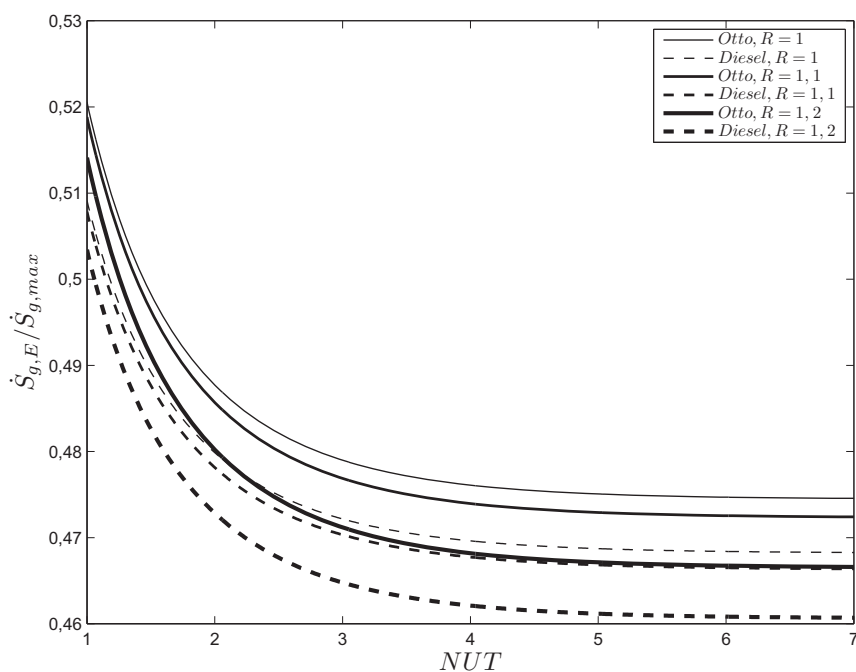


Figura 5.47 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência líquida máxima $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R .

5.3.2 - ANÁLISE DO *ECOP* E POTÊNCIA MÁXIMA

Os diagramas de solução apresentados nesta seção são aplicados tanto para o ciclo Otto e Diesel, assim são apresentados diagramas gerais de solução. A obtenção das curvas mostradas nas Figuras 5.49, 5.50 e 5.51 pode ser observada no diagrama apresentado na Figura 5.48:

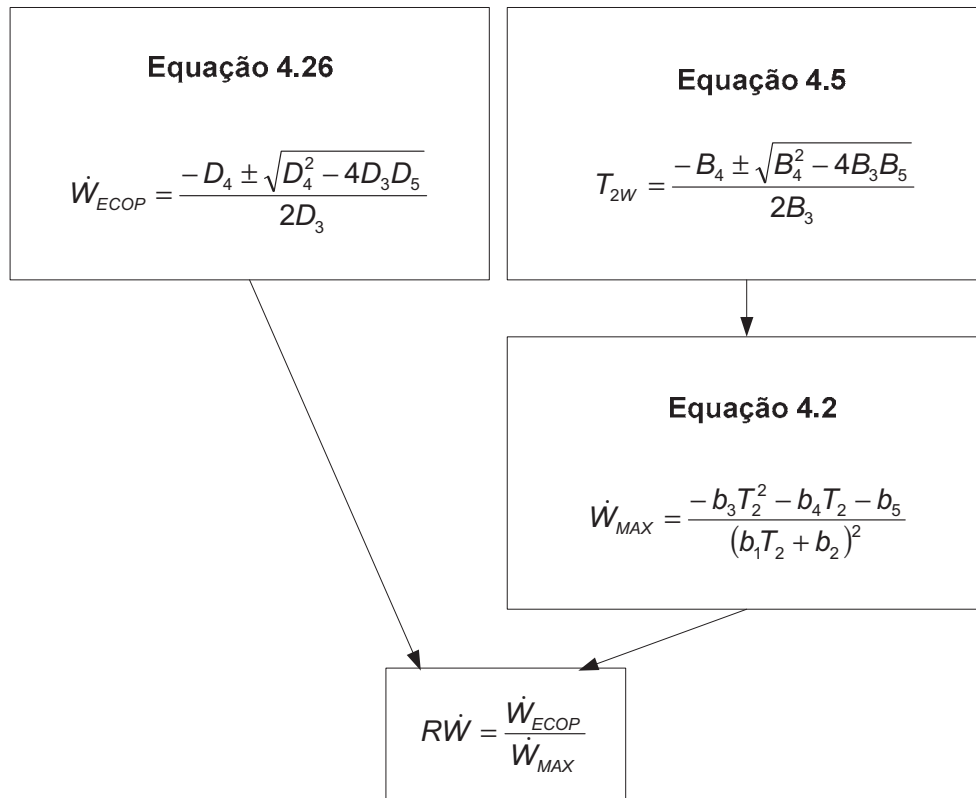


Figura 5.48 – Diagrama de solução da relação entre a potência líquida otimizada pelo *ECOP* e a potência líquida máxima $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$.

As Figuras 5.49, 5.50 e 5.51 apresentam o comportamento da relação entre a potência líquida otimizada pelo *ECOP* e potência líquida máxima ($\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$) em função do número de unidades de transferência de calor NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel, para diferentes valores do parâmetro T_Q/T_F , $\dot{C}_I/\dot{C}_v$ e R , respectivamente.

A Figura 5.49 apresenta o comportamento da relação entre a potência líquida otimizada pelo *ECOP* e a potência líquida máxima $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$. Verifica-se que um aumento dos valores de *NUT* até próximos de cinco provoca uma queda acentuada nos valores da relação $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$. Além disso, para valores mais elevados de *NUT* há uma estabilização dos valores da relação entre as potências líquidas.

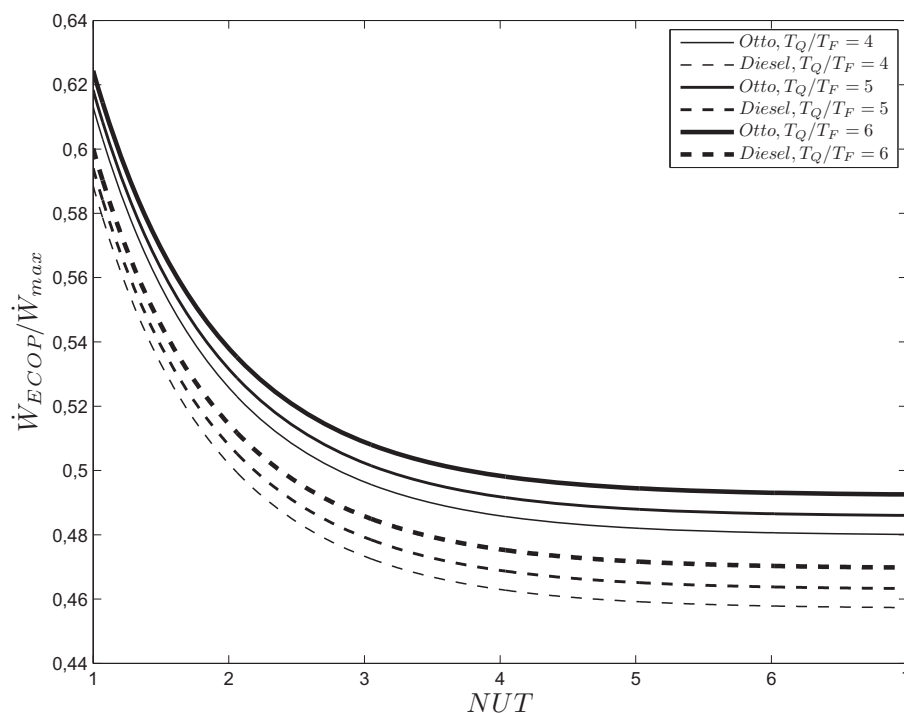


Figura 5.49 – Relação entre a potência líquida otimizada pelo *ECOP* e a potência líquida máxima $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$ em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Na Figura 5.50 observa-se que o aumento dos valores de *NUT* causam uma diminuição da relação entre as potências líquidas, mas de forma menos acentuada que na Figura 5.49, além de estabilizar-se para valores mais altos de *NUT*. Observa-se que o aumento do parâmetro $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ aumenta a relação entre as potências líquidas. Isto ocorre porque o *ECOP* não apresenta pontos ótimos de potência líquida quando não existe taxa de perda de calor. Desta forma, o aumento de $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ faz com que a potência líquida otimizada pelo *ECOP* aumente enquanto a potência líquida máxima não depende deste parâmetro.

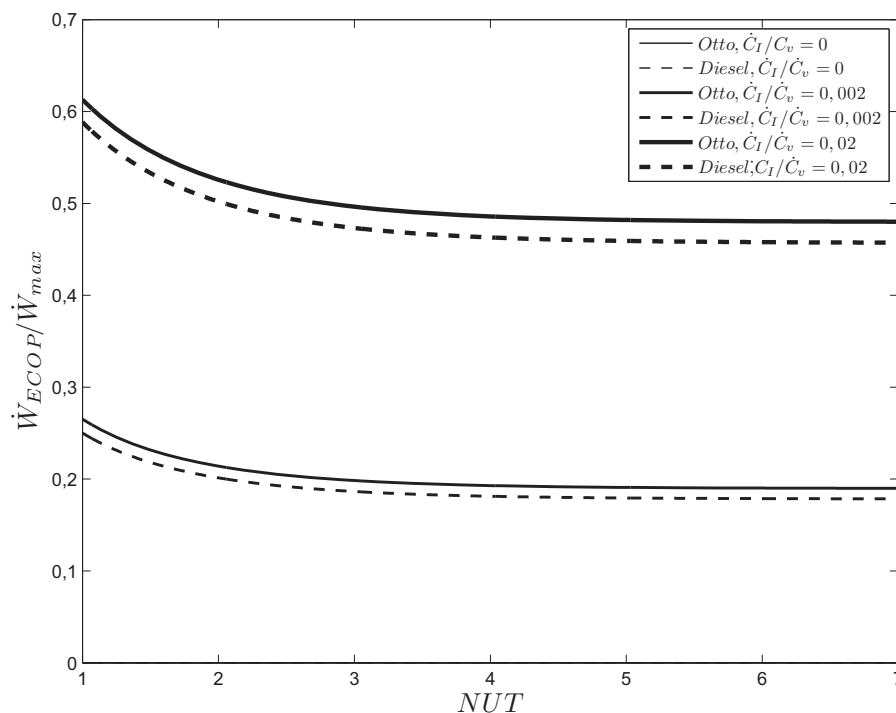


Figura 5.50 – Relação entre a potência líquida otimizada pelo *ECOP* e a potência líquida máxima $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$ em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

Observa-se na Figura 5.51 um comportamento similar a Figura 5. quanto ao aumento das irreversibilidades, ou seja, o aumento do parâmetro R causa um ligeiro aumento da relação entre as potências líquidas da mesma forma que o parâmetro $\dot{C}_I/\dot{C}_v$. Quanto ao comportamento da relação entre as potências líquidas, pode-se dizer que um aumento do *NUT* diminui a relação entre as potências líquidas, e esta relação diminui até sua estabilização em valores próximos de $NUT = 5$.

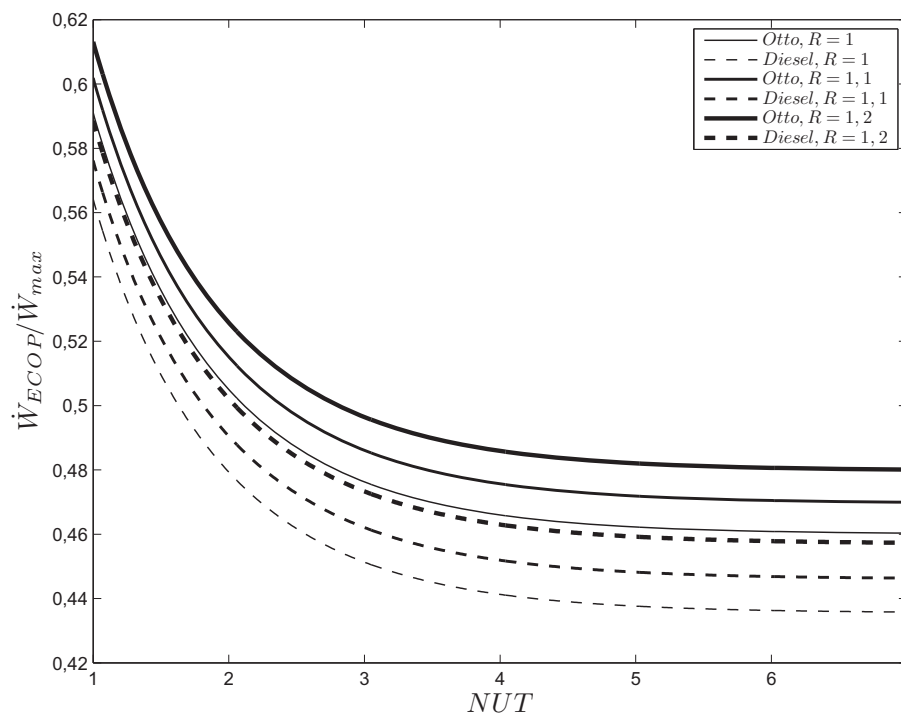


Figura 5.51 – Relação entre a potência líquida otimizada pelo *ECOP* e a potência líquida máxima $\dot{W}_{ECOP}/\dot{W}_{max}$ em função do *NUT* para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R .

A obtenção das curvas das Figuras 5.53, 5.54 e 5.55 podem ser observadas no diagrama apresentado na Figura 5.52.

As Figuras 5.53, 5.54 e 5.55 apresentam o comportamento da relação entre a eficiência térmica otimizada pelo *ECOP* e eficiência térmica na potência máxima (η_{ECOP}/η_{max}) em função do número de unidades de transferência de NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel respectivamente, para diferentes valores de T_Q/T_F , $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ e R , respectivamente.

Ciclo Otto

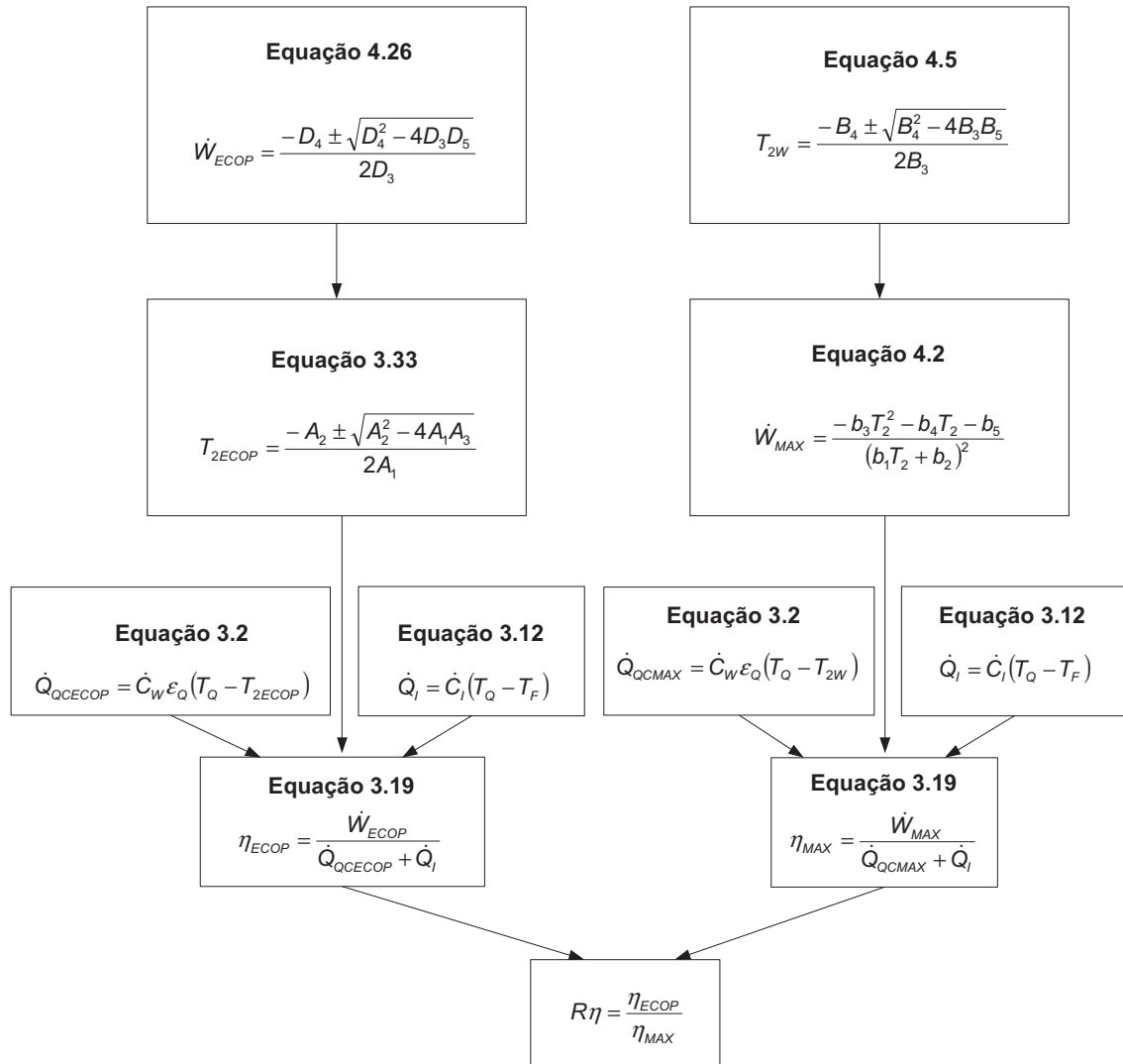


Figura 5.52 – Diagrama de solução da relação entre a eficiência térmica otimizada pelo ECOP e a eficiência térmica na potência líquida máxima η_{ECOP}/η_{max} .

A Figura 5.53 apresenta o comportamento da solução para a relação entre a eficiência térmica otimizada pelo ECOP e a eficiência térmica na potência máxima (η_{ECOP}/η_{max}). Verifica-se que o aumento dos valores de NUT aumentam os valores da relação entre as eficiências térmicas até sua estabilização em valores próximos de cinco, enquanto o aumento do parâmetro T_Q/T_F diminui os valores desta relação. Portanto, sugere-se que o parâmetro T_Q/T_F aumenta mais os valores de eficiência térmica na potência máxima em relação à eficiência térmica otimizada pelo ECOP.

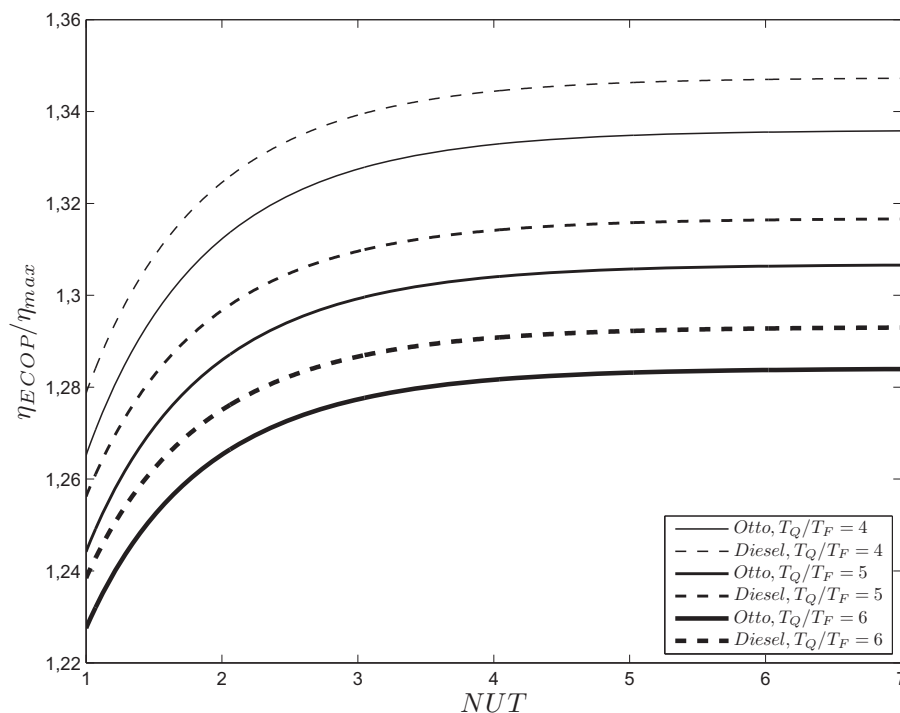


Figura 5.53 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pelo $ECOP$ e a eficiência térmica na potência líquida máxima η_{ECOP}/η_{max} em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

A Figura 5.53 apresenta a mesma característica da Figura 5.54 em relação aos valores de NUT , sendo que o aumento da relação $\dot{C}_l/\dot{C}_v$ implica em uma diminuição expressiva da relação entre as eficiências térmicas.

O mesmo comportamento das Figuras 5.53 e 5.54 pode ser observado na Figura 5.55, onde o aumento dos valores de NUT aumentam os valores da relação entre as eficiência térmicas até sua estabilização em valores próximos de cinco, onde o aumento do parâmetro R causa um aumento da relação entre as eficiências térmicas. Assim, pode-se verificar que este parâmetro causa uma redução na eficiência térmica na potência máxima em relação à eficiência térmica na potência otimizada pelo $ECOP$.

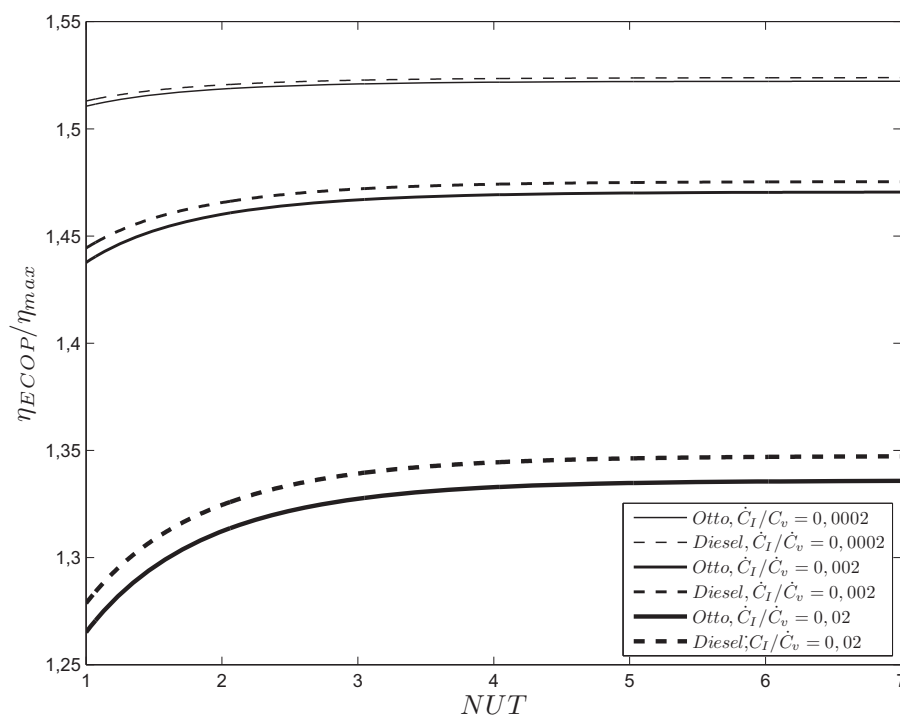


Figura 5.54 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pelo ECOP e a eficiência térmica na potência líquida máxima η_{ECOP}/η_{max} em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

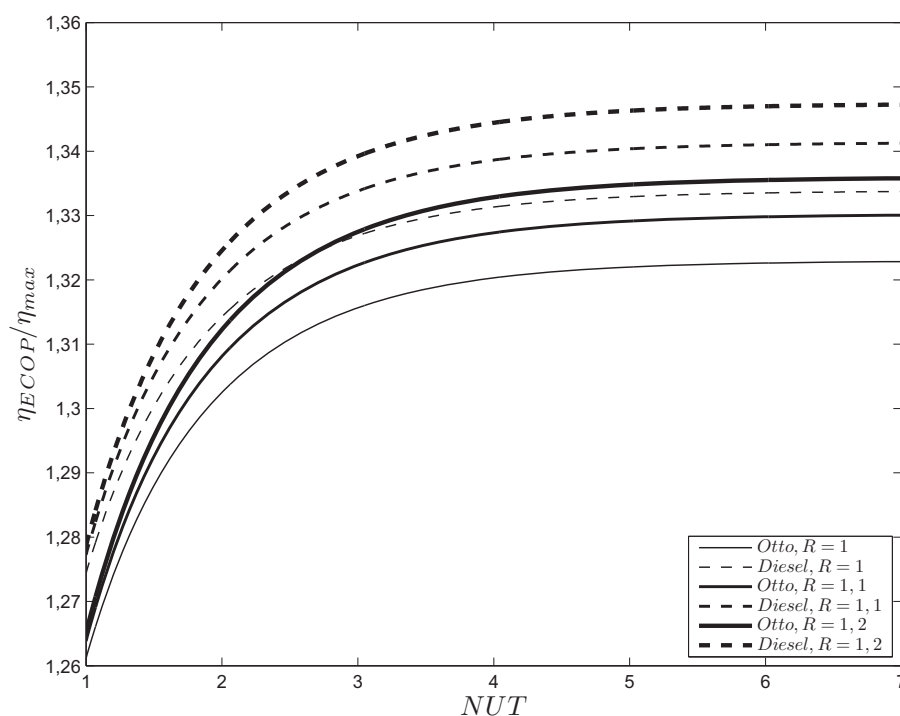


Figura 5.55 – Relação entre a eficiência térmica otimizada pelo ECOP e a eficiência térmica na potência líquida máxima η_{ECOP}/η_{max} em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R .

A obtenção das curvas das Figuras 5.57, 5.58 e 5.59 pode ser observada no diagrama apresentado na Figura 5.56:

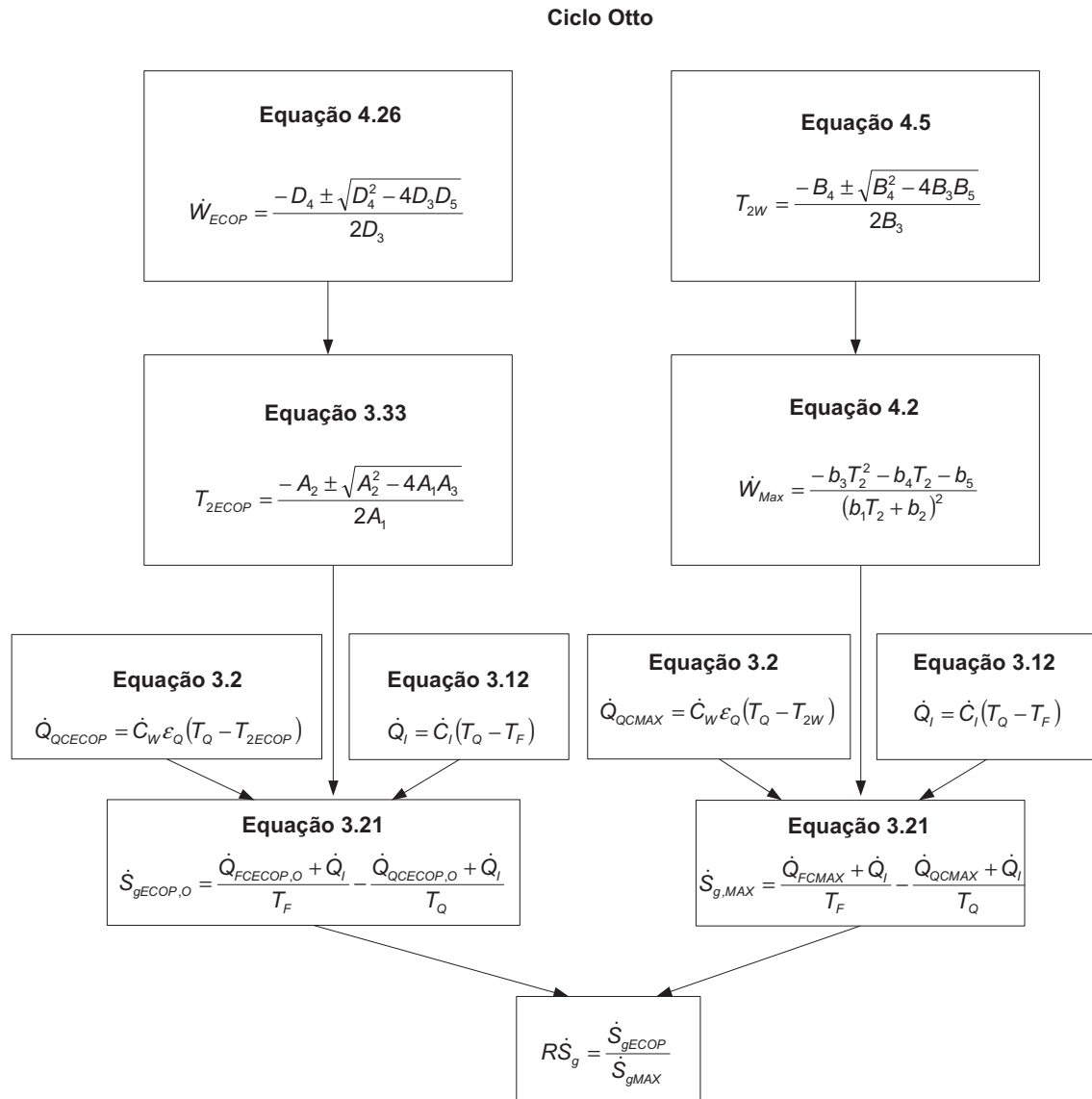


Figura 5.56 – Diagrama de solução da relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pelo ECOP e a taxa de geração de entropia na potência líquida máxima

$$\dot{S}_{g,ECOP} / \dot{S}_{g,max} .$$

As Figuras 5.57, 5.58 e 5.59 apresentam o comportamento da relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pelo ECOP e a taxa de geração de entropia na potência máxima $\dot{S}_{g,ECOP} / \dot{S}_{g,max}$ em função do número de unidades de transferência de NUT_F e NUT_Q para os ciclos Otto e Diesel respectivamente, onde

são apresentados diferentes valores dos parâmetros T_Q/T_F , $\dot{C}_I/\dot{C}_v$ e R , respectivamente.

A Figura 5.57 apresenta o comportamento da relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência líquida máxima. Pode-se observar que o aumento dos valores de NUT fazem com que esta relação diminua até sua estabilização. O aumento do parâmetro T_Q/T_F causa uma ligeira queda na relação entre as taxas de geração de entropia.

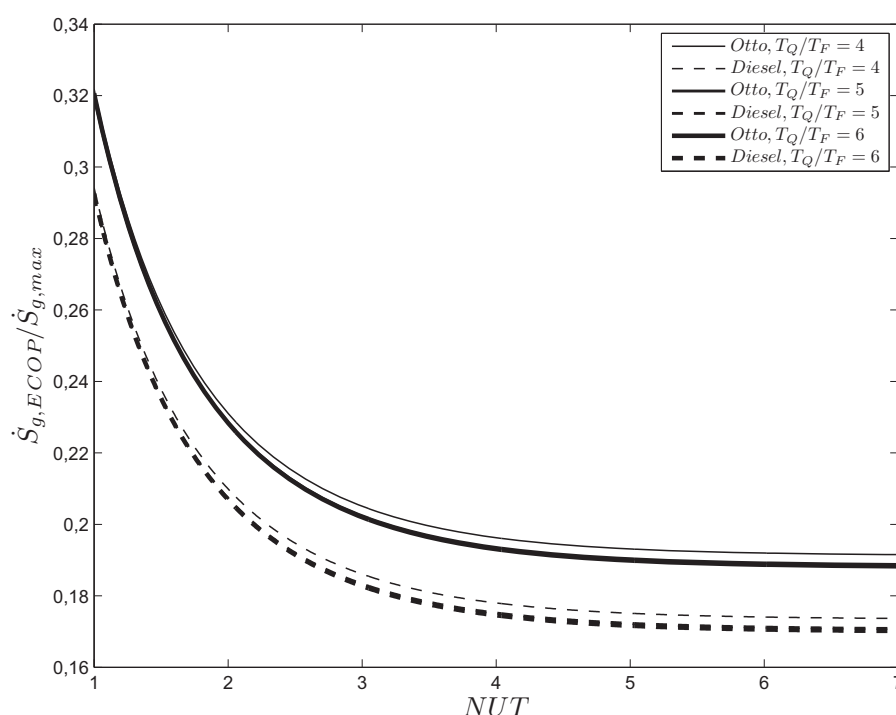


Figura 5.57 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pelo ECOP e a taxa de geração de entropia na potência líquida máxima $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação T_Q/T_F .

Nas Figuras 5.58 e 5.59 verifica-se comportamento similar a Figura 5.57. Entretanto, na Figura 5.58 o aumento dos valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$ faz com que a estabilização de $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$ ocorra em valores mais elevados de NUT , além do aumento dos valores de $\dot{S}_{g,E}/\dot{S}_{g,max}$. Por fim, na Figura 5.59 observa-se que o aumento do parâmetro R faz com a relação entre as taxas de geração de entropia aumente.

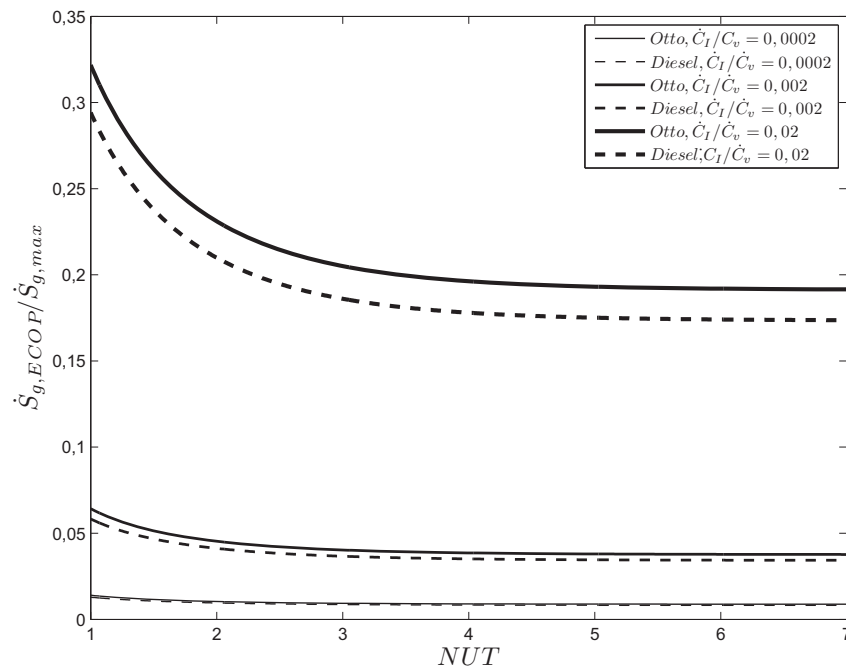


Figura 5.58 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência líquida máxima $\dot{S}_{g,ECOP}/\dot{S}_{g,max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores da relação $\dot{C}_I/\dot{C}_v$.

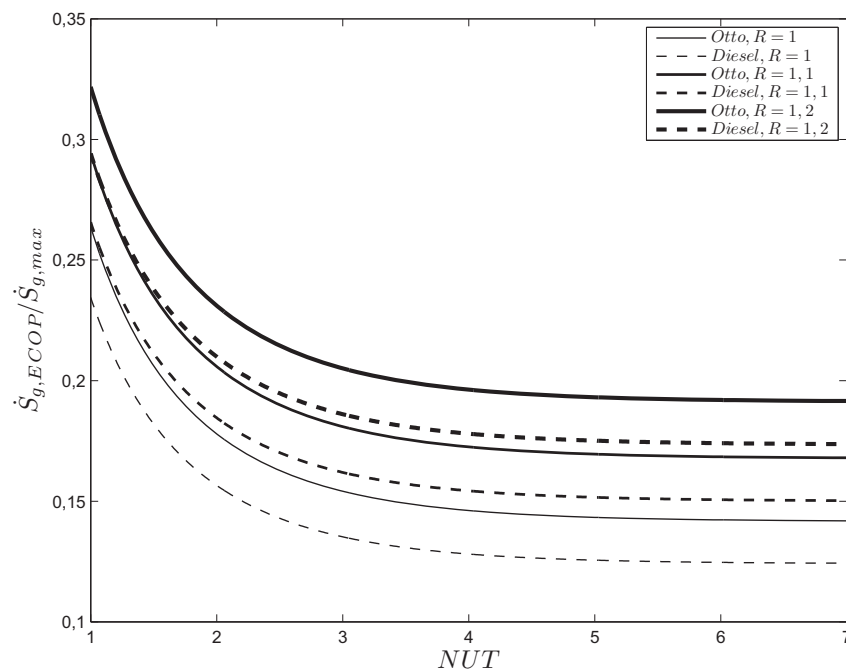


Figura 5.59 – Relação entre a taxa de geração de entropia otimizada pela função ecológica e a taxa de geração de entropia na potência líquida máxima $\dot{S}_{g,ECOP}/\dot{S}_{g,max}$ em função do NUT para os ciclos Otto e Diesel para diferentes valores do parâmetro R .

Como citado na seção anterior, a utilização de outra otimização reforça os fatos observados, além de permitir observar a eficácia das funções ecológicas. Dessa forma, analisando o comportamento das potências líquidas otimizadas ecologicamente, observa-se que a otimização da função ecológica sugere uma potência líquida produzida cerca de 85% da potência líquida máxima, enquanto a otimização do ECOP sugere uma potência líquida produzida de 50% da potência máxima. Estes comportamentos ficam evidentes quando comparamos as Figuras 5.37 e 5.49, Figuras 5.38 e 5.50 e Figuras 5.39 e 5.51.

Quando analisa-se as eficiências térmicas otimizadas ecologicamente observa-se que a otimização da eficiência térmica pelo ECOP sugere uma eficiência térmica cerca de 35% a 45% maior que a eficiência térmica na potência máxima, enquanto a otimização da eficiência térmica pela função ecológica sugere uma eficiência térmica cerca de 20% maior que a eficiência térmica na potência máxima. Pode-se verificar estes valores comparando os resultados das Figuras 5.41 e 5.53, Figuras 5.42 e 5.54 e Figuras 5.43 e 5.55.

Por fim, verifica-se que para as taxa de geração de entropia otimizadas ecologicamente, a otimização da taxa de geração de entropia pelo ECOP sugere valores cerca de 80% menores que a taxa de geração de entropia na potência máxima, enquanto a otimização da taxa de geração de entropia pela função ecológica sugere valores cerca de 50% menores que a taxa de geração de entropia na potência máxima. Pode-se verificar estes valores comparando os resultados das Figuras 5.45 e 5.57, Figuras 5.46 e 5.58 e Figuras 5.47 e 5.59. Revisando todos os resultados obtidos pode-se montar uma tabela comparativa entre as duas funções e a potência líquida máxima, Tabela 5.1:

Dessa forma, de acordo com os resultados apresentados para os ciclos Otto e Diesel, pode-se concluir que a função ecológica deve ser utilizada em situações onde necessita-se de maiores valores de potência líquida, enquanto o ECOP deve ser utilizado em situações mais conservadoras, onde necessita-se de maiores valores de eficiência térmica e menores valores de taxa de geração de entropia.

Tabela 5.1 – Comparação entre as funções objetivo.

	<i>Função ecológica em relação à potência líquida máxima</i>	<i>ECOP em relação à potência líquida máxima</i>
<i>Potência otimizada</i>	Cerca de 15% menor	Cerca de 50% menor
<i>Eficiência térmica otimizada</i>	Cerca de 20% maior	Cerca de 35% a 45% maior
<i>Taxa de geração de entropia otimizada</i>	Cerca de 50% menor	Cerca de 80% menor

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

Esta dissertação apresentou uma modelagem matemática para os ciclos irreversíveis Otto e Diesel. Os ciclos foram modelados entre dois reservatórios de energia térmica, um reservatório de alta temperatura e outro reservatório de baixa temperatura. As irreversibilidades destes ciclos são oriundas da diferença de temperaturas entre os reservatórios térmicos e o fluido de trabalho, da taxa de perda de calor, que é transferida diretamente do reservatório de alta temperatura para o de baixa temperatura sem que haja produção de potência e as irreversibilidades decorrentes dos processos de compressão e expansão não-isoentrópicos, sendo expressas pelo parâmetro de irreversibilidade.

Através da modelagem matemática dos ciclos, foram realizadas três otimizações utilizando diferentes critérios termodinâmicos: potência líquida de saída, função ecológica e coeficiente de desempenho ecológico (ECOP). Os critérios ecológicos de otimizações foram analisados e posteriormente comparados ao critério de potência líquida possibilitando um melhor entendimento dos critérios ecológicos. Estas otimizações foram realizadas de forma analítica, chegando a uma temperatura ótima que possibilite uma configuração dos ciclos maximizando o respectivo critério utilizado.

Quando comparou-se os ciclos Otto e Diesel nas otimizações ecológicas, pode-se observar que nos resultados de potência líquida e eficiência térmica, o ciclo Diesel obteve melhores resultados que o ciclo Otto para os mesmos parâmetros dos ciclos. Em relação à taxa de geração de entropia, o ciclo Otto apresentou resultados ligeiramente mais baixos que o ciclo Diesel, porém estes valores são ofuscados pela grande diferença dos valores máximos da função ecológica e ECOP, ou seja, a sensível vantagem apresentada pelo ciclo Otto na taxa de geração de entropia esbarra nos maiores valores das funções ecológicas do ciclo Diesel.

Porém, na comparação dos ciclos Otto e Diesel nas relações de critério ecológico e máxima potência de saída, verificou-se o ciclo Diesel apresentou melhores resultados para a eficiência térmica e para a potência líquida, enquanto para a taxa de geração de entropia o ciclo Otto apresentou níveis mais altos. Assim, apesar dos altos valores alcançados pelas otimizações ecológicas do ciclo Diesel, o

ciclo Otto mostrou-se mais eficaz nas suas otimizações ecológicas, pois os valores da relação critério ecológico e potência máxima ficaram em níveis mais altos que o ciclo Diesel.

Com relação aos parâmetros dos ciclos, foram analisadas as influências da razão de temperaturas T_Q/T_F , a taxa de condutância interna adimensional $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ e o parâmetro de irreversibilidades R . Observou-se que o parâmetro T_Q/T_F possui grande influência no comportamento da potência líquida, eficiência térmica e taxa de geração de entropia. Já o parâmetro $\dot{C}_I/\dot{C}_V$ apresenta pouca influência na função ecológica e uma maior influência no ECOP. Por fim, observou-se que o parâmetro de irreversibilidades R não apresenta influência tão significativa quanto os parâmetros T_Q/T_F e $\dot{C}_I/\dot{C}_V$.

Analisando as otimizações ecológicas pode-se verificar que cada função objetivo apresentou vantagens e desvantagens. A função ecológica apresentou valores mais baixos de potência líquida tanto para o ciclo Otto quanto para o ciclo Diesel (cerca 85% da potência máxima), ao passo que a eficiência térmica na condição de potência otimizada aumentou consideravelmente, alcançando aumento de 20% da eficiência térmica na potência máxima para os ciclo Otto e Diesel e por fim a taxa de geração de entropia dos ciclos caiu a níveis de 50% da taxa de geração de entropia na condição de potência máxima.

O ECOP apresentou menores níveis de potência, cerca de 50% da potência máxima para os ciclos Otto e Diesel, ao passo que a eficiência térmica do ciclo aumentou de forma considerável, cerca de 35% da eficiência térmica na condição de potência máxima tanto para o ciclo Otto quanto para o ciclo Diesel e a taxa de geração de entropia caiu drasticamente, tendo uma queda de 80% da taxa de geração de entropia na condição de potência máxima.

Pode-se observar que a otimização pela função ecológica fornece uma potência líquida maior do que a otimização pelo ECOP, porém esta otimização possui maiores valores de eficiência térmica e menores valores de taxa de geração de entropia. Estes resultados comprovam que as otimizações ecológicas são o melhor compromisso ecológico entre potência líquida e perda de potência. Em geral as otimizações ecológicas causam um pequena queda de produção de potência líquida, porém há uma grande diminuição da taxa de geração de entropia e portanto o ganho vem na forma de um aumento na eficiência térmica do ciclo. Assim, como

dito no início deste trabalho, este tipo de otimização tem seu sucesso observado mais a longo prazo.

Como sugestões para futuros trabalhos têm-se:

- Modelar e otimizar ecologicamente outros ciclos motores como: ciclos Dual, Atkinson e Miller utilizando os conceitos presentes neste trabalho. Pode-se ainda modelar e otimizar os ciclos à vapor e de refrigeração.
- Utilizar reservatórios térmicos com taxa de capacidade térmica finita (temperatura variável), assim pode-se otimizar a razão entre a taxa de capacidade térmica do fluido de trabalho e a taxa de capacidade térmica dos reservatórios, como realizado por Wang *et al.* (2005) em um ciclo Brayton irreversível.
- Realizar outros tipos de otimizações nos ciclos Otto e Diesel e em outros ciclos motores, tais como: eficiência térmica máxima, máxima densidade de potência e mínima taxa de geração de entropia, comparando-os aos resultados obtidos neste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AL-HINTI, I. et al. Performance analysis of air-standard Diesel cycle using an alternative irreversible heat transfer approach. **Energy Conversion & Management**, 49, 24 Junho 2008. 3301-3304.

AL-SARKHI, A. et al. Effects of friction and temperature-dependent specific-heat of the working fluid on the performance of a Diesel-engine. **Applied Energy**, 83, 7 Março 2005. 153-165.

ANGULO-BROWN, F. An ecological optimization criterion for finite-time heat engines. **American Institute of Physics**, 69, 7 Fevereiro 1991. 7465-7469.

BEJAN, A. Theory of Heat Transfer-Irreversible Power Plants. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 31, n. 6, 1988. 1211-1219.

BHATTACHARYYA, S. Optimizing an irreversible Diesel cycle - fine tuning of compression ratio and cut-off ratio. **Energy Conversion & Management**, 41, Setembro 1999. 847-854.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos de Termodinâmica**. Tradução da 7a edição americana. São Paulo: Editora Blucher. 2010.

CHEN , J. The maximum power output and maximum efficiency of an irreversible Carnot heat engine. **Journal of Physics D: Applied Physics**, 27, 1994. 1144-1149.

CHEN, L. et al. Performance comparison of an endoreversible closed variable temperature heat reservoir Brayton cycle under maximum power density and maximum power conditions. **Energy Conversion and Management**, n. 43, p. 33-43, 2002.

CHEN , L. *et al.* Ecological optimization for generalized irreversible Carnot engines. **Applied Energy**, 77, 2004. 327-338.

CHEN , L. SUN, F. WU, C. Maximum-profit performance for generalized irreversible Carnot-engines. **Applied Energy**, 79, 2004. 15-25.

CHEN, J.; ZHAO, Y.; HE, J. Optimization criteria for the important parameters of an irreversible Otto heat-engine. **Applied Energy**, 83, 13 Junho 2005. 228-238.

CHENG, C.-Y.; CHEN, C.-K. Ecological optimization of an endoreversible brayton cycle. **Energy Conversion & Management**, 39, 1998. 33-44.

CHENG, C.-Y.; CHEN, C.-K. Ecological optimization of an irreversible Brayton heat engine. **Journal of Physics D: Applied Physics**, 32, 1999. 350-357.

CURZON, F. L.; AHLBORN, B. Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output. **American Journal of Physics**, 43, Janeiro 1975. 22-24.

GE, Y. *et al.* Reciprocating heat-engine cycles. **Applied Energy**, 81, 11 Novembro 2004. 397-408.

GE, Y.; CHEN, L.; SUN, F. Finite-time thermodynamic modelling and analysis of an irreversible Otto-cycle. **Applied Energy**, 85, 26 Novembro 2007. 618-624.

HERRERA, C. A.; SANDOVAL, J. A.; ROSILLO, E. Power and entropy generation of an extended irreversible Brayton cycle: optimal parameters and performance. **Journal of Physics D: Applied Physics**, 39, 21 Julho 2006. 3414-3424.

HOU, S.-S. Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations. **Energy Conversion and Management**, 48, 22 Dezembro 2006. 1683-1690.

IBRAHIM , O. M.; KLEIN, S. A.; MITCHELL, J. W. Optimum Heat Power Cycles For Specified Boundary Conditions. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 113, Outubro 1991. 514-512.

ION, I. V.; POPESCU, F., Finite-time thermodynamics based ecological analysis of an irreversible rankine heat engine. In The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati. p.153, 2011.

LICHTY, L. C. **Combustion Engine Process**. 7ed. New York, McGraw-Hill, 1967.

LIN, J.-C.; HOU, S.-S. Effects of heat loss as percentage of fuel's energy, friction and variable specific heats of working fluid on performance of air standard Otto cycle. **Energy Conversion and Management**, 49, 22 Outubro 2007. 1218-1227.

MOSCATO, A. L. S.; OLIVEIRA, S. D. R.; PADILHA , A. Ecological Optimization of an irreversible Rankine Cycle Based on an Ecological Coefficient of Performance (ECOP). **22nd international Congress of Mechanical Engineering**, Ribeirão Preto, 2013.

OZSOYSAL, O. A. Heat loss as a percentage of fuel's energy in air standard Otto and Diesel cycles. **Energy Conversion and Management**, 47, 24 August 2005. 1051-1062.

PARLAK, A. Comparative performance analysis of irreversible Dual and Diesel cycles under maximum power conditions. **Energy Conversion and Management**, 46, 02 Julho 2004. 351-359.

SAHIN, B.; ÖZSOYSAL, O. A.; SÖGÜT, O. S. A comparative performance analysis of endoreversible dual cycle under maximum ecological function and maximum power conditions. **Exergy, an International Journal**, 2, 22 March 2002. 173-185.

TAYLOR, C. F. **The Internal combustion engine in theory and practice: combustion, fuels, materials, design**. v.2 2nd ed. London: MIT Press, 1985.

TCHANCHE, B. F. et al. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 21 Agosto 2011. 3963-3979.

UST, Y.; SAHIN, B.; SOGUT, S. Performance analysis and optimization of an irreversible dual-cycle based on an ecological coefficient of performance criterion. **Applied Energy**, 82, 8 Dezembro 2004. 23-39.

WU, C.; KIANG, R. L. Power performance of a nonisentropic Brayton Cycle. **Journal of Engineering of Gas Turbines and Power**, 113, Outubro 1991. 501-504.

WU, C.; KIANG, R. L. Finite- time thermodynamic analysis of a Carnot engine with internal irreversibility. **Energy**, 17, 1992. 1173-1178.

YAN, Z. Comment on "An ecological optimization criterion for finite-time heat". **Journal of Applied Physics**, 73, 2 Dezembro 1991. 3583.

ZHAO, Y.; CHEN, J. An irreversible heat engine model including three typical thermodynamic cycles and their optimum performance analysis. **International Journal of Thermal Sciences**, 46, 19 Dezembro 2006. 605-613.

ZHAO, Y.; CHEN, J. Optimum performance analysis of an irreversible Diesel heat engine affected by variable heat capacities of working fluid. **Energy Conversion and Management**, 48, 25 Março 2007.