

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

TESE DE DOUTORADO

**Análise do Desempenho de Mancais Axiais
Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais Pivotadas**

Marcos Moura Galvão

Itajubá, Maio de 2016

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

Marcos Moura Galvão

**Análise do Desempenho de Mancais Axiais
Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais Pivotadas**

**Tese de Doutorado submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos
requisitos para obtenção do Título de Doutor em
Ciências em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

**Orientador: Prof. Dr. Genésio José Menon
Co-orientador: Prof. Dr. Vilmar Arthur Schwarz**

Itajubá, Maio de 2016

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

TESE DE DOUTORADO

**Análise do Desempenho de Mancais Axiais
Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais Pivotadas**

Marcos Moura Galvão

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Genésio José Menon – UNIFEI (Orientador)
Prof. Dr. Vilmar Arthur Schwarz – UNIFEI (Co-orientador)
Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci – UNESP-FEG
Prof. Dr. Marcio de Oliveira – FEPI
Prof. Dr. Marcos Theiss Neves – UNIFEI

Itajubá, Maio de 2016

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus queridos pais Alfredo Américo Galvão e Tânia Maria Moura Galvão, aos meus estimados irmãos Thiago e Marcel Moura Galvão e a minha amada esposa e parceira de caminhada Tatiana Milanez Galvão.

Agradecimentos

Aos professores Vilmar Arthur Schwarz e Genésio José Menon pela dedicação e orientação apresentada durante este trabalho.

Aos professores do programa de pós-graduação da engenharia mecânica por todo o conhecimento passado durante os períodos de aula e nos bate-papos.

Aos funcionários e amigos do IEM e da PRPPG pela atenção, paciência e amizade em todo este período de convivência.

Aos colegas e amigos Gilbert Silva, Glauco Azevedo, Sebastião Simões e tantos outros, pela ajuda e incentivo necessário durante este trabalho.

*A alegria está na luta, na tentativa, no sofrimento envolvido
e não na vitória propriamente dita.*

Mahatma Gandhi

Resumo

No trabalho em questão foi estudado, teoricamente, o comportamento operacional de mancais axiais hidrodinâmicos de sapatas setoriais pivotadas, conforme a alteração dos seus dados de operação. A análise foi obtida por simulação computacional através do desenvolvimento de um programa em linguagem FORTRAN, com base na solução numérica da equação bidimensional isoviscosa de Reynolds, em coordenadas polares, pelo método das diferenças finitas. Inicialmente o programa computacional engloba dois pontos significantes para a análise que são as determinações da viscosidade absoluta do óleo lubrificante e das temperaturas de operação do mancal, essas obtidas com a aplicação de um método iterativo. O comportamento do mancal foi simulado diante da variação dos seguintes dados de operação: ângulo de inclinação da sapata na direção radial, α_r , óleos lubrificantes industriais segundo a norma ISO 3448 e óleo sintético, temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} , espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , rotação no mancal, N , e constante de inclinação da sapata na direção circunferencial, fator K . Após simulação, o desempenho do mancal foi avaliado perante a análise dos seguintes parâmetros de desempenho: capacidade de carga, centro de pressão, vazões de óleo lubrificante, perda de potência, torque de atrito, coeficiente de atrito, elevação da temperatura do óleo na sapata e temperaturas de operação no mancal. Os efeitos das temperaturas de operação na viscosidade absoluta do óleo lubrificante e nos parâmetros de desempenho do mancal também foram analisados neste trabalho. O ângulo de inclinação da sapata na direção radial, α_r , foi analisado referente a dois sentidos de inclinação, um no sentido do raio interno e outro no sentido do raio externo. Foi verificado que a inclinação radial, α_r , na direção do raio interno resulta em elevação nos valores calculados dos parâmetros de desempenho do mancal em comparação aos valores obtidos para $\alpha_r = 0$ rad (posição ideal de operação da sapata). Para um mesmo óleo lubrificante utilizado e uma mesma espessura do filme de óleo na saída da sapata, a sapata com fator $K = 0,53$ (pivô posicionado a cerca de 67% do ângulo da sapata) apresentou maiores capacidade de carga e perda de potência dimensionais mas com menores temperaturas de operação, devido à maior vazão de óleo na entrada da sapata, em comparação com os parâmetros de desempenho obtidos para a sapata com fator $K = 0,65$ (pivô posicionado a cerca de 60% do ângulo da sapata). No entanto, para uma mesma carga aplicada ao mancal, foi observado que a perda de potência dimensional por atrito no mancal apresentou uma redução de cerca de 10% para as sapatas com fator $K = 0,53$ em relação às sapatas com fator $K = 0,65$ (pivô posicionado a cerca de 60% do ângulo da sapata, posição de pivotamento tradicionalmente usada na indústria). Ficou demonstrado também que as sapatas com pivô a 67% do ângulo construtivo das mesmas possibilita a utilização de óleos lubrificantes de menor viscosidade.

Palavras-Chaves: Mancal Axial Hidrodinâmico, Sapatas Setoriais Pivotadas, Método das Diferenças Finitas, Temperaturas de Operação.

Abstract

In this work it has been studied, theoretically, the operational behavior of sector tilting pad hydrodynamic thrust bearings, according to the variation of the design parameters. The analysis was obtained by computer simulation after developing a program in FORTRAN language, based on the numerical solution of the two-dimensional isoviscous Reynolds equation, in polar coordinates, by the finite difference method. Initially the computer program deals with two significant points for the analysis which are the determination of the dynamic viscosity of the lubricating oil and its operational temperatures at the most important parts of the bearing, by applying an iterative method. The bearing behavior has been simulated according to the variation of the following design data: tilt angle pad in the radial direction, α_r , industrial lubricating oils according to ISO 3448 standard and synthetic oil, temperature of the oil supplied to the bearing, T_{sup} , trailing edge oil film thickness, h_{rs} , bearing rotational speed, N , and pad constant for slope in the circumferential direction, K factor. After simulation, the bearing performance was assessed on the analysis of the following performance parameters: bearing load capacity, pressure center, oil flow rate, power loss, friction torque, friction coefficient, oil temperature rise in the pad and the bearing operational temperatures. The influence of operational temperatures on the dynamic viscosity of the lubricant and bearing parameters were also analyzed. It was demonstrated that, for a same lubricating oil and a same oil film thickness at the pad trailing edge, the pad with K factor = 0.53 (pivot positioned at about 67% of the pad angle) showed a higher inlet oil flow rate in the pad, greater dimensional load capacity and greater dimensional power loss but with lower operating temperatures compared to the bearing performance parameters obtained for the pad with K factor = 0.65 (pivot positioned about 60% of the pad angle). However, for a same axial load applied to the bearing, it was observed that the dimensional friction power loss in the bearing was about 10% lower for the pads with K factor = 0.53 in relation to pads with K factor = 0.65 (pivot positioned about 60% of the pad angle, the traditional pivot angle used in the industry). The tilt angle pad in the radial direction, α_r , was analyzed both for inclination down towards the inner or outer cylindrical surfaces of each pad, depending on the radial pivot position. It was concluded that a radial inclination, α_r , towards the inner radius ($\alpha_r = -0.0003$ rad) showed an increase in the calculated values of bearing performance parameters in comparison to the values obtained for $\alpha_r = 0$ rad (ideal operating position of the pad). One of the concluding remarks of this work is the demonstration that the utilization of sector shaped hydrodynamic thrust bearings with pads pivoted at about 67% of the pad angle result in a significative reduction in friction power losses in comparison to the most common pads pivoted at about 60%, enabling the utilization of lower viscosity lubricating oils.

Keywords: Hydrodynamic Thrust Bearing, Sector Shaped Tilting Pad, Finite Diference Method, Operational Temperatures.

Lista de figuras

Figura 1.1 – Mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas e vista em corte da região da cunha de óleo e formação do perfil de pressão.....	2
Figura 1.2 – Perfil de velocidades e espessuras do filme de óleo na entrada e na saída da sapata.	3
Figura 3.1 – Sapata setorial mostrando o ponto de pivotamento nas coordenadas r_{op} e θ_p , os eixos r e θ , a espessura do filme de óleo de referência, h_p , e a espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs}	22
Figura 3.2 – Geometria básica da superfície setorial da sapata para o cálculo das espessuras do filme de óleo num ponto qualquer $h(r,\theta)$, em função das espessuras de referência h_p e h_{rs}	22
Figura 3.3 – Exemplo de distribuição de pressões sobre a superfície de uma sapata setorial.	26
Figura 3.4 – Domínio de integração.	27
Figura 3.5 – Malha no domínio de integração.....	28
Figura 3.6 – Sistema de eixos usados na determinação das coordenadas do centro de pressão da sapata.	35
Figura 3.7 – Direções e convenção do sinal das vazões.....	39
Figura 3.8 – A malha e os coeficientes das pressões para calcular as derivadas.....	42
Figura 3.9 – Posição das temperaturas e vazões sobre uma sapata setorial.	55
Figura 3.10 – Fluxograma do programa computacional.....	57
Figura 4.1 – Tempo de CPU [s] por iteração versus número de pontos da malha, para fator $K = 0,65$	61
Figura 4.2 – Tempo de CPU [s] por iteração versus número de pontos da malha, para fator $K = 0,53$	61
Figura 4.3 – Capacidade de carga adimensional, F , versus número de pontos da malha, para fator $K = 0,65$	62
Figura 4.4 – Capacidade de carga adimensional, F , versus número de pontos da malha, para fator $K = 0,53$	62
Figura 4.5 – Distribuição das espessuras do filme de óleo [mm] devido à mudança do ângulo α_r , para fator $K = 0,65$ e $h_{rs} = 0,010$ mm.	64
Figura 4.6 – Distribuição das espessuras do filme de óleo [mm] devido à mudança do ângulo α_r , para fator $K = 0,53$ e $h_{rs} = 0,010$ mm.	65

Figura 4.7 – Distribuição das pressões hidrodinâmicas adimensionais devido à mudança do ângulo α_r , para fator $K = 0,65$ e $h_{rs} = 0,010$ mm.	74
Figura 4.8 – Distribuição das pressões hidrodinâmicas adimensionais devido à mudança do ângulo α_r , para fator $K = 0,53$ e $h_{rs} = 0,010$ mm.	75
Figura 4.9 – Capacidade de carga adimensional, F , versus fator K , para $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	83
Figura 4.10 – Capacidade de carga adimensional, F , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	85
Figura 4.11 – Capacidade de carga, F_0 , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. ...	86
Figura 4.12 – Capacidade de carga, F_0 , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. ...	87
Figura 4.13 – Capacidade de carga, F_0 , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. ...	88
Figura 4.14 – Capacidade de carga, F_0 , versus h_{rs} , para $N = 500$ rpm, $T_{sup} = 60^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	90
Figura 4.15 – Capacidade de carga, F_0 , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 60^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	91
Figura 4.16 – Capacidade de carga, F_0 , versus T_{sup} , para $N = 500$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	92
Figura 4.17 – Raio do centro de pressão da sapata, r_{op} , versus número de iterações do cálculo computacional.	94
Figura 4.18 – Ângulo do centro de pressão da sapata, θ_p , versus número de iterações do cálculo computacional.	94
Figura 4.19 – Vazão na entrada da sapata adimensional, q_{OE} , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	96
Figura 4.20 – Vazão na saída da sapata adimensional, q_{OS} , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	97
Figura 4.21 – Vazão no raio externo da sapata adimensional, q_{Re} , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	97

Figura 4.22 – Vazão no raio interno da sapata adimensional, q_{Ri} , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	98
Figura 4.23 – Vazão na entrada da sapata, Q_E , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	99
Figura 4.24 – Vazão na entrada da sapata, Q_E , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	99
Figura 4.25 – Vazão na saída da sapata, Q_S , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	100
Figura 4.26 – Vazão na saída da sapata, Q_S , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	100
Figura 4.27 – Vazão no raio externo da sapata, Q_{LRe} , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	101
Figura 4.28 – Vazão no raio externo da sapata, Q_{LRe} , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	101
Figura 4.29 – Vazão no raio interno da sapata, Q_{LRi} , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	102
Figura 4.30 – Vazão no raio interno da sapata, Q_{LRi} , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	102
Figura 4.31 – Perda de potência adimensional modificada, H^* , versus fator K , para $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	103
Figura 4.32 – Perda de potência adimensional modificada, H^* , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	105
Figura 4.33 – Perda de potência, H_0 , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. .	107
Figura 4.34 – Perda de potência, H_0 , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. .	108
Figura 4.35 – Perda de potência, H_0 , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. .	109
Figura 4.36 – Torque de atrito, M_t , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. .	111
Figura 4.37 – Torque de atrito, M_t , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. .	112
Figura 4.38 – Torque de atrito, M_t , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. .	113

Figura 4.39 – Coeficiente de atrito, μ , versus h_{rs} , para $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 114

Figura 4.40 – Perda de potência, H_0 , versus h_{rs} , para $N = 500$ rpm, $T_{sup} = 60^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 116

Figura 4.41 – Perda de potência, H_0 , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 60^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 117

Figura 4.42 – Perda de potência, H_0 , versus T_{sup} , para $N = 500$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 118

Figura 4.43 – “Elevação da temperatura do óleo”, ΔT , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 120

Figura 4.44 – “Elevação da temperatura do óleo”, ΔT , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 121

Figura 4.45 – “Elevação da temperatura do óleo”, ΔT , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 122

Figura 4.46 – Temperatura da mistura, T_{mist} , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. . 124

Figura 4.47 – Temperatura da mistura, T_{mist} , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 125

Figura 4.48 – Temperatura da mistura, T_{mist} , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 126

Figura 4.49 – Temperatura média da sapata, T_m , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 128

Figura 4.50 – Temperatura média da sapata, T_m , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. 129

Figura 4.51 – Temperatura média da sapata, T_m , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	130
Figura 4.52 – Temperatura efetiva da sapata, T_{ef} , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	132
Figura 4.53 – Temperatura efetiva da sapata, T_{ef} , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	133
Figura 4.54 – Temperatura efetiva da sapata, T_{ef} , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	134
Figura 4.55 – Temperatura na saída da sapata, T_S , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	136
Figura 4.56 – Temperatura na saída da sapata, T_S , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	137
Figura 4.57 – Temperatura na saída da sapata, T_S , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	138
Figura 4.58 – Comparação entre a temperatura $T_{75/75}$ da literatura e temperatura calculada, T_{ef} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 32.	142
Figura 4.59 – Comparação entre a temperatura $T_{75/75}$ da literatura e temperatura calculada, T_{ef} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 68.	142
Figura 4.60 – Comparação entre as perdas de potência total da literatura e calculada no presente trabalho, H_{total} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 32.	143
Figura 4.61 – Comparação entre as perdas de potência total da literatura e calculada no presente trabalho, H_{total} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 68.	143

Figura 4.62 – Comparação entre as espessuras do filme de óleo obtidas na literatura e aquelas usadas no presente trabalho, h_{rs} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 32.	144
Figura 4.63 – Comparação entre as espessuras do filme de óleo obtidas na literatura e aquelas usadas no presente trabalho, h_{rs} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 68.	144
Figura 4.64 – Comparação entre as vazões do óleo de suprimento provenientes da literatura e calculadas no presente trabalho, Q_{sup} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para os óleos ISO 32 e 68.	145
Figura A.1 – Forças atuantes nas faces do volume infinitesimal na direção θ	150
Figura A.2 – Forças atuantes nas faces do volume infinitesimal na direção r	151
Figura B.1 – Sistemas de eixos e componentes de velocidades.	153
Figura C.1 – Nomenclatura da função $f(u)$ para o método de Simpson.	157

Lista de tabelas

Tabela 3.1 – Valores de k_1 e k_2 calculados para as temperaturas de 40 e 100°C e viscosidade absoluta para vários tipos de óleo lubrificantes classificados segundo a norma ISO 3448.....	20
Tabela 4.1 – Estudo comparativo da convergência versus o número de pontos da malha, para quatro valores do fator K	60
Tabela 4.2 – Distribuição de espessuras do filme de óleo [mm] em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,65$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = 0$ rad.....	67
Tabela 4.3 – Distribuição de espessuras do filme de óleo [mm] em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,65$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = -0,0003$ rad.....	68
Tabela 4.4 – Distribuição de espessuras do filme de óleo [mm] em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,65$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = 0,0003$ rad.....	69
Tabela 4.5 – Distribuição de espessuras do filme de óleo [mm] em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,53$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = 0$ rad.....	70
Tabela 4.6 – Distribuição de espessuras do filme de óleo [mm] em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,53$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = -0,0003$ rad.....	71
Tabela 4.7 – Distribuição de espessuras do filme de óleo [mm] em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,53$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = 0,0003$ rad.....	72
Tabela 4.8 – Distribuição de pressões hidrodinâmicas adimensional em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,65$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = 0$ rad.....	77
Tabela 4.9 – Distribuição de pressões hidrodinâmicas adimensional em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,65$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = -0,0003$ rad.....	78
Tabela 4.10 – Distribuição de pressões hidrodinâmicas adimensional em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,65$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = 0,0003$ rad.....	79
Tabela 4.11 – Distribuição de pressões hidrodinâmicas adimensional em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,53$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = 0$ rad.....	80
Tabela 4.12 – Distribuição de pressões hidrodinâmicas adimensional em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,53$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = -0,0003$ rad.....	81
Tabela 4.13 – Distribuição de pressões hidrodinâmicas adimensional em 28x28 pontos, calculada para fator $K = 0,53$, $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = 0,0003$ rad.....	82
Tabela 4.14 – Valores de capacidade de carga adimensional, F , e coordenadas de pivotamento, θ_p e r_{op} , calculados para valores do fator K e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.....	84

Tabela 4.15 – Valores das coordenadas do centro de pressão ou de pivotamento, θ_p e r_{0p} , por iteração, calculados para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	95
Tabela 4.16 – Valores da perda de potência adimensional modificada, H^* , e coordenadas de pivotamento, θ_p e r_{0p} , calculados para valores do fator K e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	104
Tabela 4.17 – Valores de perda de potência adimensional modificada, H^* , para alguns valores típicos de h_{rs} , calculados para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad. .	105
Tabela 4.18 – Valores do coeficiente de atrito, μ , por espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , calculados para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.	114
Tabela 4.19 – Características do mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas.	139
Tabela 4.20 – Comparação entre valores do presente trabalho e valores da literatura.	146

Lista de abreviaturas ou siglas

<i>arc</i>	<i>arco</i>
<i>ASTM</i>	<i>American society for testing and materials</i>
<i>cP</i>	<i>centi-Poise</i>
<i>cSt</i>	<i>centi-Stokes</i>
<i>denom</i>	<i>denominador dos coeficientes A1 a A5</i>
<i>DIFR</i>	<i>diferença, em módulo, entre as coordenadas de pivotamento na direção r nas iterações k e k+1</i>
<i>DIFTETA</i>	<i>diferença, em módulo, entre as coordenadas de pivotamento na direção θ nas iterações k e k+1</i>
<i>EHD</i>	<i>elastohidrodinâmica</i>
<i>integrandoe</i>	<i>parte interna da integral da equação 3.101</i>
<i>integrandore</i>	<i>parte interna da integral da equação 3.123</i>
<i>integrandori</i>	<i>parte interna da integral da equação 3.116</i>
<i>integrandos</i>	<i>parte interna da integral da equação 3.91</i>
<i>ISO</i>	<i>International organization for standardization</i>
<i>IV</i>	<i>índice de viscosidade</i>
<i>Kingsbury</i>	<i>nome de empresa fabricante de mancais de deslizamento</i>
<i>MDF</i>	<i>método das diferenças finitas</i>
<i>PTFE</i>	<i>politetrafluoretileno</i>
<i>rad</i>	<i>radiano</i>
<i>rpm</i>	<i>rotações por minuto</i>
<i>3D</i>	<i>visualização em três dimensões</i>

Lista de símbolos

Letras latinas

A	<i>área da superfície de trabalho da sapata setorial</i>	m^2
A_S	<i>área efetiva da superfície de uma sapata</i>	m^2
A_1, \dots, A_5	<i>coeficientes da equação de distribuição de pressões em diferenças finitas</i>	
c_p	<i>calor específico do lubrificante</i>	$J/kg^\circ C$
CPU	<i>tempo computacional</i>	s
C_1, C_2	<i>constantes de integração</i>	
E	<i>expoente da equação de Walther</i>	
f_T	<i>coeficiente da posição de leitura da temperatura</i>	
F	<i>força axial aplicada ao mancal capacidade de carga adimensional</i>	N
F_a	<i>força de atrito</i>	N
F_0	<i>capacidade de carga dimensional de uma sapata</i>	N
h	<i>espessura do filme de óleo adimensional</i>	
$h_{máx}$	<i>máxima espessura do filme de óleo dimensional na entrada da sapata</i>	mm
$h_{mín}$	<i>mínima espessura do filme de óleo dimensional na saída da sapata</i>	mm
h_p	<i>espessura do filme de óleo sobre a superfície da sapata, na posição de pivotamento</i>	mm
h_{rs}	<i>espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, na posição da interseção do eixo θ com a borda de saída da sapata</i>	mm
h_0	<i>espessura do filme de óleo dimensional</i>	mm
H	<i>perda de potência adimensional</i>	
H_{total}	<i>perda de potência dimensional do mancal</i>	kW
H_0	<i>perda de potência dimensional para uma sapata</i>	W
H_1	<i>primeiro termo da integração dupla da perda de potência</i>	
H_2	<i>segundo termo da integração dupla da perda de potência</i>	
H^*	<i>perda de potência adimensional ajustada</i>	
i	<i>contador na direção θ, variável discreta</i>	
j	<i>contador na direção r, variável discreta</i>	
k	<i>número de iterações no método iterativo</i>	
k_1, k_2	<i>constantes referentes ao óleo lubrificante, aplicados na equação de</i>	

Walther

K	<i>relação entre h_{rs}/h_p</i>	
L	<i>largura da sapata</i>	<i>mm</i>
m	<i>número de pontos da malha na direção do eixo r</i>	
m_p	<i>penúltimo ponto da malha na direção do eixo r</i>	
m_1	<i>antepenúltimo ponto na malha na direção do eixo r</i>	
M_t	<i>torque de atrito</i>	<i>N.m</i>
n	<i>número de pontos da malha na direção do eixo θ</i>	
n_p	<i>penúltimo ponto da malha na direção do eixo θ</i>	
n_1	<i>antepenúltimo ponto da malha na direção do eixo θ</i>	
N	<i>rotação do mancal</i>	<i>rpm</i>
NP	<i>número de pontos da malha de diferenças finitas</i>	
p	<i>pressão adimensional na iteração anterior</i>	
pn	<i>pressão adimensional na iteração atual</i>	
p_0	<i>pressão hidrodinâmica</i>	<i>N/m²</i>
P_m	<i>pressão hidrodinâmica média sobre a sapata</i>	<i>N/m²</i>
q	<i>taxa de vazão de óleo</i>	
q_E	<i>termo da vazão de óleo na entrada da sapata em relação ao gradiente de pressão</i>	
q_{Re}	<i>vazão adimensional no raio externo da sapata</i>	
q_{Ri}	<i>vazão adimensional no raio interno da sapata</i>	
q_S	<i>termo da vazão de óleo na saída da sapata em relação ao gradiente de pressão</i>	
q_{0E}	<i>vazão adimensional na entrada da sapata</i>	
q_{0S}	<i>vazão adimensional na saída da sapata</i>	
Q_c	<i>vazão de óleo na direção circunferencial</i>	<i>l/min</i>
Q_E	<i>vazão de óleo na entrada da sapata</i>	<i>l/min</i>
Q_l	<i>vazão de óleo lateral da sapata ($Q_{LRe} + Q_{LRi}$)</i>	<i>l/min</i>
Q_{LRe}	<i>vazão de óleo no raio externo da sapata</i>	<i>l/min</i>
Q_{LRi}	<i>vazão de óleo no raio interno da sapata</i>	<i>l/min</i>
Q_R	<i>vazão de óleo na direção radial</i>	<i>l/min</i>
Q_S	<i>vazão de óleo na saída da sapata</i>	<i>l/min</i>
Q_{sup}	<i>vazão de óleo de suprimento do mancal</i>	<i>l/min</i>
r	<i>raio adimensional</i>	
r_i	<i>raio adimensional interno</i>	

r_0	raio dimensional	mm
r_{0p}	raio do centro de pressão ou de pivotamento da sapata	mm
R_e	raio externo da sapata	mm
R_i	raio interno da sapata	mm
T_e	temperatura do óleo de entrada da sapata	°C
T_{ef}	temperatura efetiva do óleo	°C
T_m	temperatura média do óleo	°C
T_{mist}	temperatura de mistura do óleo na entrada da sapata (dentro do canal de lubrificação)	°C
T_s	temperatura do óleo na saída da sapata	°C
T_{sup}	temperatura do óleo de suprimento do mancal	°C
T_0	temperatura dimensional	°C
$T_{75/75}$	temperatura na posição 75/75 na sapata (dado experimental)	°C
u	velocidade circunferencial num ponto qualquer do filme de óleo formado entre duas placas	
U	velocidade circunferencial do colar (constante)	m/s
U_1	velocidade linear na direção circunferencial no plano 1	m/s
U_2	velocidade linear na direção circunferencial no plano 2	m/s
v_1	velocidade em um ponto, na direção do eixo Oy , na placa 1	
v_2	velocidade em um ponto, na direção do eixo Oy , na placa 2	
w	velocidade radial num ponto qualquer do filme de óleo formado entre duas placas	
W_1	velocidade linear na direção radial no plano 1	m/s
W_2	velocidade linear na direção radial no plano 2	m/s
x	eixo da coordenada cartesiana	
x_i	coordenada cartesiana de um elemento de área sobre a superfície da sapata	mm
x_p	coordenada cartesiana do centro de pressão ou de pivotamento da sapata	mm
y	eixo das coordenadas cilíndricas e espessura num ponto do filme de óleo formado entre duas placas	
y_i	coordenada cartesiana de um elemento de área sobre a superfície da sapata	mm
y_p	coordenada cartesiana do centro de pressão ou de pivotamento da sapata	mm
Z	número de sapatas	

Letras gregas

α_r	<i>ângulo de inclinação da superfície superior da sapata em relação ao eixo radial r</i>	<i>radiano</i>
α_θ	<i>ângulo de inclinação da superfície superior da sapata em relação ao eixo circunferencial θ</i>	<i>radiano</i>
$\Delta\theta$	<i>incremento da malha de diferenças finitas na direção θ</i>	
Δr	<i>incremento da malha de diferenças finitas na direção r</i>	
Δh_r	<i>acréscimo na espessura do filme de óleo na direção r</i>	
Δh_θ	<i>acréscimo na espessura do filme de óleo na direção θ</i>	
ΔT	<i>elevação da temperatura do óleo que passa sobre a sapata</i>	<i>°C</i>
η	<i>viscosidade absoluta</i>	<i>Pa s</i>
θ	<i>ângulo unitário e eixo das coordenadas cilíndricas</i>	<i>graus</i>
θ_0	<i>ângulo da sapata ou do setor</i>	<i>graus</i>
θ_p	<i>ângulo do centro de pressão ou de pivotamento da sapata</i>	<i>radiano</i>
λ	<i>fator lambda</i>	
λ_0	<i>parâmetro de sobrerelaxação ótimo</i>	
ρ	<i>massa específica do lubrificante</i>	<i>kg/m³</i>
τ	<i>tensão de cisalhamento</i>	<i>Pa</i>
μ	<i>coeficiente de atrito</i>	

Superescritos

\wedge	<i>indicativo de vetor</i>
*	<i>indicativo da perda de potência adimensional ajustada</i>

Subscritos

a	<i>indicativo de atrito (força de atrito)</i>
c	<i>indicativo de vazão na direção circunferencial por unidade de largura radial</i>
e	<i>indicativo de entrada da sapata</i> <i>indicativo de posição externa</i>
E	<i>indicativo de entrada da sapata</i>

<i>ef</i>	<i>indicativo de efetiva</i>
<i>i</i>	<i>indicativo de um elemento de área sobre a superfície da sapata</i> <i>indicativo de posição interna</i>
<i>L</i>	<i>indicativo de laterais da sapata</i>
<i>LRe</i>	<i>indicativo de posição lateral da sapata, raio externo</i>
<i>LRi</i>	<i>indicativo de posição lateral da sapata, raio interno</i>
<i>m</i>	<i>indicativo de valor médio</i>
<i>máx</i>	<i>indicativo de valor máximo</i>
<i>mín</i>	<i>indicativo de valor mínimo</i>
<i>mist</i>	<i>indicativo de mistura</i>
<i>p</i>	<i>indicativo de pivotamento da sapata</i>
<i>r</i>	<i>eixo das coordenadas cilíndricas na direção do raio</i>
<i>R</i>	<i>indicativo de vazão na direção radial por unidade de comprimento</i> <i>circunferencial</i>
<i>R_e</i>	<i>indicativo de raio externo da sapata</i>
<i>R_i</i>	<i>indicativo de raio interno da sapata</i>
<i>rs</i>	<i>indicativo de posição no cruzamento da borda de saída da sapata</i> <i>com o eixo θ</i>
<i>s</i>	<i>indicativo de saída da sapata</i> <i>indicativo de sapata</i>
<i>sup</i>	<i>indicativo de suprimento do mancal</i>
<i>t</i>	<i>indicativo de torque de atrito</i>
<i>total</i>	<i>indicativo de valor total no mancal</i>
<i>yθ</i>	<i>indicativo do sentido de cisalhamento num plano na direção θ</i>
<i>yr</i>	<i>indicativo do sentido de cisalhamento num plano na direção r</i>
θ	<i>eixo das coordenadas cilíndricas na direção do ângulo</i>
<i>o</i>	<i>indicativo de variável dimensional</i>
<i>oE</i>	<i>indicativo de vazão adimensional na entrada da sapata</i>
<i>o_p</i>	<i>indicativo de variável de pivotamento dimensional</i>
<i>oS</i>	<i>indicativo de vazão adimensional na saída da sapata</i>
<i>1, 2</i>	<i>indicativo de número de condições analisadas</i>

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Generalidades	1
1.2. Formulação de hipóteses	3
1.3. Objetivos do trabalho	4
1.4. Contribuições do trabalho	5
1.5. Delineamento do trabalho	5
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO	18
3.1. Determinação da viscosidade absoluta do óleo lubrificante	18
3.2. Equação para determinação da espessura do filme de óleo	21
3.3. Solução da equação de Reynolds pela aplicação do método de diferenças finitas	25
3.4. Determinação dos parâmetros de desempenho do mancal	32
3.4.1. Capacidade de carga e pressão média no mancal	33
3.4.2. Centro de pressão da sapata	35
3.4.3. Vazão de óleo na direção circunferencial	38
3.4.4. Vazão de óleo na direção radial	45
3.4.5. Perda de potência, torque de atrito e coeficiente de atrito	48
3.4.6. Elevação da temperatura do óleo na sapata	52
3.4.7. Temperaturas de operação do mancal	54
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	58
4.1. Definição da dimensão da malha de diferenças finitas	59
4.2. Espessura do filme de óleo lubrificante	63
4.3. Pressão hidrodinâmica	73
4.4. Capacidade de carga	83
4.5. Centro de pressão	93

4.6. Vazões do óleo lubrificante	95
4.7. Perda de potência, torque de atrito e coeficiente de atrito	103
4.8. Elevação da temperatura e temperaturas de operação	119
4.9. Comparação dos parâmetros de desempenhos calculados neste trabalho com os valores experimentais da literatura	139
5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES	147
5.1. Conclusões	147
5.2. Sugestões para trabalhos futuros	149
APÊNDICE A – Equações do equilíbrio das forças para um volume setorial infinitesimal	150
A.1. Introdução	150
A.2. Equilíbrio das forças na direção circunferencial θ	150
A.3. Equilíbrio das forças na direção radial r	151
APÊNDICE B – Equações dos perfis de velocidades	153
B.1. Introdução	153
B.2. Equação do perfil de velocidades para a direção θ	154
B.3. Equação do perfil de velocidades para a direção r	155
APÊNDICE C – Método de Simpson	157
C.1. Introdução	157
C.2. Descrição do método de Simpson	157
REFERÊNCIAS	159

1. INTRODUÇÃO

1.1. Generalidades

Os mancais são elementos de máquinas que permitem o movimento ou deslocamento relativo entre os componentes de uma máquina ou de um equipamento. Os mancais podem ser classificados segundo o seu princípio de operação, cujos principais tipos são: mancais magnéticos, mancais de rolamentos e mancais de deslizamento, esse subdividido em mancais aeroestáticos, aerodinâmicos, hidrostáticos e hidrodinâmicos. Também, podem ser classificados em função da direção da carga atuante sobre eles, que são: mancais radiais, axiais e combinados.

Na área industrial existem vários exemplos de aplicações dos tipos de mancais citados, mas pode-se dizer que os equipamentos que necessitam de confiabilidade e um longo período de vida útil utilizam mancais de deslizamento na sua construção.

Os mancais axiais hidrodinâmicos apresentam grande aplicação em máquinas rotativas industriais de eixo vertical e horizontal de pequeno a grande porte, com maior aplicação em máquinas de médio e grande porte. Isto se deve ao alto custo de aquisição, que eleva o custo de fabricação da máquina, e as dimensões do mancal que necessita de um grande espaço para alojamento na máquina.

Os fabricantes projetam os mancais axiais hidrodinâmicos para um funcionamento que apresente a maior capacidade de carga em operação da máquina. Uma das principais aplicações dos mancais axiais hidrodinâmicos no Brasil é em máquinas da área de hidrogeração, como no conjunto turbo-gerador, em que os mancais são aplicados no suporte do peso total do conjunto mais a carga de empuxo da turbina hidráulica.

Referente ao projeto clássico de mancais axiais hidrodinâmicos, no qual é considerado a máxima capacidade de carga do mancal, um dos objetivos do presente trabalho é analisar o projeto de mancais axiais hidrodinâmicos por um outro ponto de vista que busca a operação do mancal para a mínima perda de potência. O parâmetro perda de potência é usado diretamente na análise do comportamento em operação dos mancais axiais hidrodinâmicos e apresenta influência direta sobre o rendimento do conjunto turbo-gerador, então, podendo causar diminuição do rendimento da máquina.

O projeto do mancal com base na máxima capacidade de carga e na mínima perda de potência apresenta específicas coordenadas de pivotamento das sapatas que diferem do método clássico de determinação, então, será outro ponto a ser analisado no presente trabalho.

Os mancais axiais hidrodinâmicos são constituídos basicamente pelas sapatas setoriais pivotadas ou fixas e pelo colar giratório. Este colar geralmente apresenta uma superfície plana contínua, voltada contra a sapata, enquanto que as sapatas apresentam-se sob forma de setores circulares, com uma de suas superfícies voltada contra a face plana do colar e apresentando uma pequena inclinação na direção circunferencial. As sapatas estão separadas entre si por canais radiais, como apresentado esquematicamente na Figura 1.1.

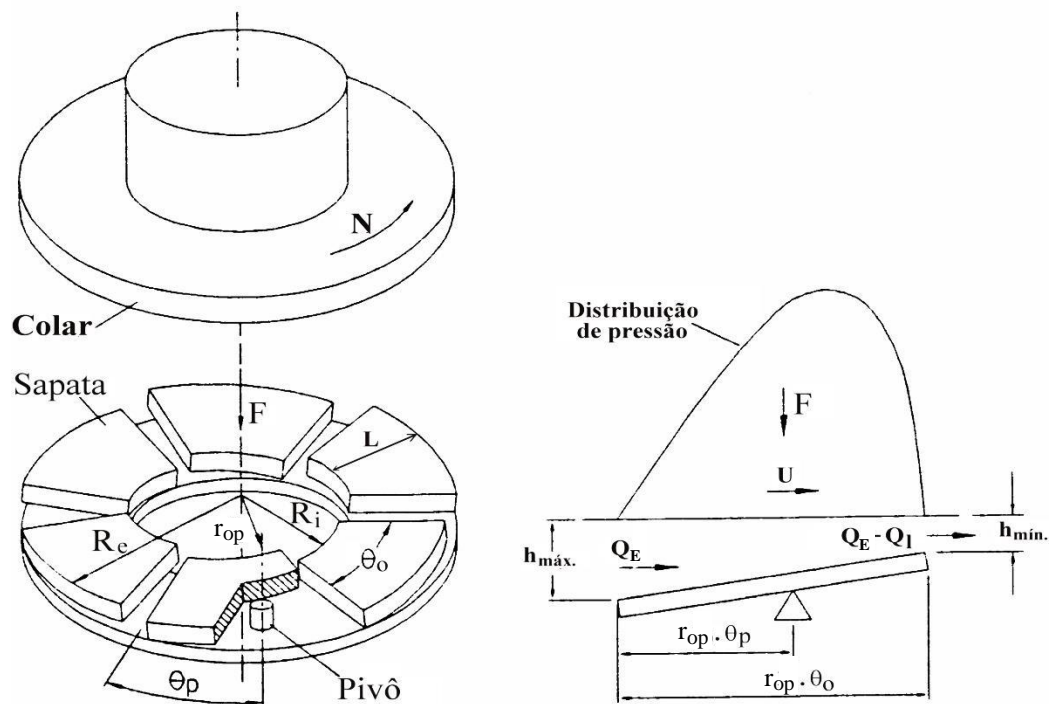


Figura 1.1 – Mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas e vista em corte da região da cunha de óleo e formação do perfil de pressão.

O princípio básico de funcionamento tem como ponto de partida a formação de uma cunha ou filme de lubrificante entre as superfícies em movimento relativo do colar e da sapata. Considerando ainda que o lubrificante seja um fluido incompressível e que a vazão volumétrica do mesmo seja constante à medida que o fluido é arrastado para o interior da cunha, inicia-se o processo de geração de uma pressão no fluido lubrificante, chamada de pressão hidrodinâmica.

A pressão hidrodinâmica está intrinsecamente associada à convergência das superfícies em movimento relativo e, portanto, é função da inclinação de uma em relação à outra, da viscosidade do fluido lubrificante, η , da velocidade circunferencial do colar giratório, U , e da força axial aplicada, F .

Fazendo uma análise sobre a variação da pressão hidrodinâmica ao longo do raio médio da sapata mostrada na Figura 1.1, pode-se observar na Figura 1.2 que o gradiente de pressão causará a desaceleração do escoamento do fluido na zona de entrada da sapata, região da espessura máxima $h_{m\acute{a}x}$, provocando um perfil côncavo de velocidades do fluido lubrificante, mas ao mesmo tempo o acelera na zona de saída da sapata, provocando um perfil convexo de velocidades. Se a pressão hidrodinâmica for suficiente para equilibrar a força axial aplicada ao mancal, haverá então a separação das duas superfícies através do filme de lubrificante, dando assim, origem a uma espessura mínima $h_{m\acute{i}n}$ localizada na saída da sapata.

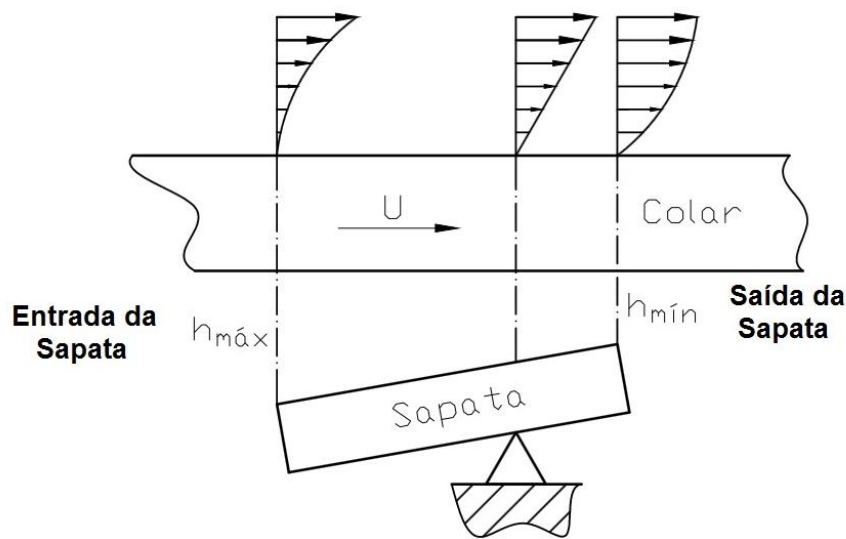


Figura 1.2 – Perfil de velocidades e espessuras do filme de óleo na entrada e na saída da sapata.

1.2. Formulação de hipóteses

A Figura 1.1 mostra, esquematicamente, um mancal axial de seis sapatas setoriais pivotadas, de raio interno R_i e raio externo R_e . O ponto de pivotamento está deslocado circunferencialmente do centro de cada sapata, de modo que, em operação, as sapatas tomarão a inclinação ideal de trabalho. Em outras palavras, o ponto de pivotamento está posicionado em um ângulo $\theta_p > \theta_0/2$ em relação à entrada da sapata.

Esta inclinação, aliada ao movimento de rotação, N , do colar e a viscosidade do fluido lubrificante, η , gera uma pressão hidrodinâmica e a formação de uma película de óleo, em forma de cunha, que separa as superfícies do colar e das sapatas. As condições de escoamento do fluido, entre uma sapata e o colar, são consideradas para um fluido incompressível, em regime isotérmico e com as restrições simplificadoras usuais: o meio é contínuo, o fluido é newtoniano, o escoamento é laminar, não há deslizamento entre o fluido e a superfície de

contato, as forças de campo e de inércia no fluido são desprezadas, a viscosidade e a massa específica do fluido são constantes ao longo do filme e a espessura do filme é muito pequena em relação às dimensões das demais superfícies.

Com essas hipóteses, pode-se então aplicar a equação isotérmica de Reynolds ou equação bidimensional isoviscosa de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica.

1.3. Objetivos do trabalho

1. Desenvolver um programa computacional em linguagem FORTRAN, baseado na aplicação do método das diferenças finitas usado na solução numérica da equação bidimensional isoviscosa de Reynolds. Esta equação, em coordenadas polares, será utilizada na obtenção da distribuição de pressões hidrodinâmicas, para determinação dos parâmetros de desempenho do mancal.
2. Considerar no programa computacional a determinação das temperaturas de operação do mancal via aplicação de método iterativo, bem como, considerar a influência da variação da viscosidade absoluta do óleo lubrificante em função da temperatura média do filme de óleo.
3. Simular o comportamento em operação de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas, mediante inclinação das mesmas, tanto na direção circunferencial como também na direção radial. Aparentemente, esse aspecto não tem sido avaliado na literatura, sendo que apenas a variação da inclinação na direção circunferencial tem sido considerada.
4. Simular o comportamento em operação do mancal axial hidrodinâmico referente à variação dos seguintes parâmetros de operação: óleos lubrificantes mais usados na indústria segundo a classificação da ISO (ISO 15, 22, 32, 46 e 68) e óleo lubrificante sintético; temperatura do óleo de suprimento do mancal, T_{sup} ; espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} ; velocidade de rotação do mancal, N ; posições de pivotamento da sapata, fator K . Também, avaliar a influência do ângulo de inclinação radial da sapata, α_r , diante das coordenadas do centro de pressão ou de pivotamento obtidas para $\alpha_r = 0$ (condição ideal de operação).
5. Verificar a validade dos parâmetros de desempenho encontrados, através de comparações com resultados obtidos na literatura ou oriundos de dados experimentais.
6. Apresentar os resultados através de tabelas e gráficos que possibilitarão a análise do desempenho do mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas.

1.4. Contribuições do trabalho

1. Foi apresentada uma quantidade significativa de parâmetros de desempenho de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas, referentes às várias combinações de dados de operação, principalmente em relação a “inclinação das sapatas”, não apenas na direção circunferencial mas também na direção radial, e também para “óleos lubrificantes de diferentes graus de viscosidade”;
2. Foi mostrada a influência das coordenadas do pivô da sapata (coordenadas de pivotamento) nos parâmetros de desempenho do mancal. As determinações das coordenadas de pivotamento deveriam ser feitas em função das coordenadas do centro de pressão e não pelo cálculo do centro geométrico da área superficial da sapata ou determinação do centróide da superfície setorial da sapata, como é feito pelos fabricantes de mancais;
3. Foi desenvolvido um método simples de determinação das temperaturas de operação de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas, trabalhando-se com a equação bidimensional isoviscosa de Reynolds, resolvida numericamente pelo método das diferenças finitas;
4. Foi mostrado que as sapatas com pivotamento a 66,66% do comprimento circunferencial no raio médio da sapata resultam em menor perda de potência, para uma mesma carga aplicada, desde que seja usado o óleo de viscosidade adequada às condições de operação.

1.5. Delineamento do trabalho

No Capítulo 2 é apresentada a revisão da literatura utilizada no desenvolvimento deste trabalho.

No Capítulo 3 é apresentado todo o conteúdo teórico aplicado ao trabalho, iniciando-se com a apresentação da equação de Walther, que será usada na determinação da viscosidade absoluta do óleo lubrificante em função da temperatura média do filme de óleo. Após isto, mostra-se o desenvolvimento da equação para determinação da espessura do filme de óleo lubrificante diante das inclinações radial e circunferencial da sapata.

Na sequência, mostra-se a solução da equação bidimensional isoviscosa de Reynolds pela aplicação do método das diferenças finitas e, depois, a determinação dos parâmetros de

desempenho do mancal, os quais são: capacidade de carga, centro de pressão da sapata, vazões de óleo sobre a sapata nas direções circunferencial e radial, perda de potência, torque de atrito, coeficiente de atrito, elevação da temperatura do óleo na sapata e temperaturas de operação do mancal.

No Capítulo 4 são apresentados os valores dos parâmetros de desempenho do mancal obtidos pela simulação no programa computacional, para uma ampla faixa de dados de operação. Também, apresentou-se a validação da malha de diferenças finitas aplicada ao modelo computacional. Ao final do capítulo, foi apresentada uma comparação entre alguns parâmetros de desempenho obtidos no programa computacional com parâmetros de desempenho experimentais provenientes da literatura disponível

Com base nos resultados apresentados, pode-se analisar o comportamento de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas em função da variação dos seus parâmetros de desempenho.

No Capítulo 5 são apresentados os principais comentários e conclusões do trabalho referentes aos resultados obtidos e ao comportamento do método térmico aplicado, como também sugestões de trabalhos futuros.

No Apêndice A é apresentada a dedução das equações do equilíbrio das forças nas direções circunferencial e radial.

No Apêndice B é apresentada a dedução das equações dos perfis de velocidades de um fluido escoando nas direções circunferencial e radial.

No Apêndice C é apresentado o método de Simpson, o qual é um método numérico aplicado na solução de integrais. Este método foi utilizado na solução das integrais encontradas nas equações desenvolvidas para o cálculo dos parâmetros de desempenho do mancal.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica dos principais artigos e livros da área da lubrificação hidrodinâmica aplicada a mancais axiais hidrodinâmicos. Referente à livros, foi possível encontrar algumas literaturas que abordam somente o estudo da teoria da lubrificação hidrodinâmica, como as obras clássicas de Pinkus e Sternlicht (1961), Cameron (1966), Frene *et al.* (1997), Stachowiak e Batchelor (2005) e Hori (2006). Também é possível citar as obras de O'Connor e Boyd (1968) e Neale (2001) os quais são considerados manuais de engenharia da lubrificação, que trazem informações gerais sobre teoria da lubrificação, tipos e aplicações de mancais, desgaste e falha em mancais, tipos de lubrificantes, sistemas de lubrificação e outros tópicos.

Nos estudos voltados a mancais hidrodinâmicos, o trabalho de Hirn (1847), apud Frene *et al.* (1997), é considerado o primeiro a promover experimentos direcionados ao estudo da lubrificação hidrodinâmica. Ele construiu um aparato no qual foi possível analisar a variação do torque de atrito num mancal, com lubrificação plena e carga constante, em função do aumento da velocidade de rotação.

Thurston (1879), apud Frene *et al.* (1997), mostrou em seu trabalho sobre atrito e lubrificação, para um mancal lubrificado, que o aumento da velocidade provoca a diminuição do coeficiente de atrito, a um valor abaixo do seu valor estático, alcança um valor mínimo e depois se eleva. Ele também relata que a velocidade de mínimo atrito no mancal é função da carga aplicada ao mesmo.

Petrov (1883), apud Frene *et al.* (1997), mostrou um trabalho feito sobre mancais lubrificados e que afirma, baseado nos testes desenvolvidos, que a característica física do óleo que mais influencia no atrito do mancal é a viscosidade. Petrov também conseguiu demonstrar que o atrito no mancal é diretamente proporcional à velocidade, à área de contato e à viscosidade do óleo lubrificante.

Referente aos trabalhos de Tower (1883) e (1885), apud Frene *et al.* (1997) e Hori (2006), estes são os trabalhos pioneiros do estudo da lubrificação hidrodinâmica, os quais apresentam pela primeira vez que no filme de óleo lubrificante formado entre as superfícies do eixo e do mancal havia a geração de uma pressão interna. No primeiro trabalho de 1883, Tower concluiu que a lei do atrito para fluidos era mais adequada a mancais que a lei do atrito para sólidos, ou lei de Coulomb, aplicada até aquele momento. Durante os ensaios feitos sobre um casquilho ferroviário, Tower verificou que por um furo de lubrificação feito na posição de carga do casquilho ocorria a fuga de óleo durante o funcionamento. Após tentativas de tampá-

lo com cortiça e rolha de madeira, durante a operação elas foram expelidas vagarosamente do furo de lubrificação, resultando em novo vazamento de óleo. Dessa maneira Tower concluiu que havia uma geração de pressão no filme de óleo formado entre o eixo e o casquilho. Então, Tower instalou um manômetro no referido furo de lubrificação e observou um valor de pressão duas vezes maior que o valor da pressão média calculada para a carga aplicada sobre a área do mancal. Esta foi a primeira prova da existência da pressão hidrodinâmica em um mancal de deslizamento. No seu segundo trabalho de 1885, Tower apresentou o mapeamento das pressões hidrodinâmicas na superfície de um mancal, as quais, após integração, resultaram no valor da carga aplicada ao mancal com um erro de aproximadamente 2%.

Reynolds (1886) explicou, teoricamente, os resultados experimentais obtidos por Tower. O seu trabalho é considerado como a base da teoria moderna da lubrificação hidrodinâmica. Um ponto importante no trabalho de Reynolds foi a apresentação de uma equação diferencial que possibilita calcular a pressão hidrodinâmica gerada no filme de óleo lubrificante. A partir desta equação torna-se possível a simulação do comportamento, em operação, de qualquer tipo de mancal hidrodinâmico.

Segundo Pinkus e Sternlicht (1961) a primeira solução da equação diferencial proposta por Reynolds só aconteceria após alguns anos com o trabalho de Sommerfeld (1904), que apresentou a teoria do mancal radial infinitamente longo. Com essa teoria, foi possível eliminar na equação de Reynolds o termo diferencial referente à variação da pressão na direção da largura do mancal, tornando a equação mais simples e possível de ser integrada analiticamente.

Michell (1905) apresentou o trabalho teórico/experimental sobre a lubrificação hidrodinâmica entre superfícies planas. O equacionamento apresentado considerou a dimensão finita da superfície de deslizamento, hipótese oposta à apresentada por Reynolds e Sommerfeld. Michell obteve resultados para a distribuição de pressão, pressão média e coeficiente de atrito para os seguintes casos de placas deslizantes: deslizamento com placa quadrada; deslizamento com placa de comprimento três vezes a dimensão da sua largura; deslizamento com placa de comprimento infinito e deslizamento com placa de largura infinita (caso proposto por Reynolds).

Raimondi e Boyd (1955) apresentaram um trabalho teórico sobre projeto de mancais de escora de sapatas fixas e sapatas pivotadas. Foram apresentados vários gráficos e tabelas dos quais é possível obter os parâmetros de desempenho para os dois tipos de mancais citados. Também são definidas duas variáveis chamadas de número característico do mancal, K_f para sapatas fixas e K para sapatas pivotadas, que estão relacionadas às variáveis de projeto como,

pressão média na sapata, comprimento circunferencial no raio médio da sapata, velocidade circunferencial e viscosidade do óleo lubrificante usado. Os gráficos apresentados para os mancais de sapatas fixas relacionam os seus parâmetros de desempenho com o número característico K_f , ao passo que para os mancais de sapatas pivotadas os parâmetros estão relacionados a um fator relativo à posição de pivotamento da sapata. Também foi apresentado um equacionamento simples para a determinação da temperatura média de operação do óleo na sapata em função da temperatura do óleo de suprimento na entrada da cunha de óleo e da elevação da temperatura do óleo desde a entrada até a saída (ver Figura 1.1). Para as sapatas pivotadas foi considerado nos cálculos a utilização de sapatas de pivô cilíndrico, que permite somente o movimento ou inclinação da sapata em uma direção, nesse caso, na direção circunferencial.

Pinkus (1958) estudou um mancal axial finito de sapatas setoriais, usando a equação de Reynolds em coordenadas polares e o método das diferenças finitas para calcular a pressão em todos os pontos nodais de uma malha 7x7.

Ettles (1970) apresentou um trabalho experimental desenvolvido sobre vários tipos e tamanho de mancais de escora hidrodinâmicos com o intuito de determinar um coeficiente chamado de coeficiente de carregamento de óleo quente, k . Esse coeficiente relaciona a temperatura de suprimento do mancal com a elevação da temperatura do óleo que passa sobre a sapata. Os ensaios foram feitos para todos os modelos de mancais que apresentavam canal de lubrificação radial, e foi possível calcular valores de k entre 0,6 a 0,8 que variavam de acordo com a velocidade de deslizamento e o projeto do mancal. Quanto maior o k , maior é a diferença entre a temperatura de suprimento do mancal e a temperatura do óleo de entrada na sapata, e ocorrendo o inverso, menor será esta diferença que resulta numa temperatura do óleo de entrada na sapata menor e mais próxima da temperatura de suprimento.

Ezzat e Rohde (1973) consideraram um mancal retangular finito de deslizamento que possibilitava a variação tridimensional da temperatura no filme. As equações da continuidade, quantidade de movimento e da energia foram acopladas à equação da condução de calor e resolvidas numericamente. Eles compararam seus resultados segundo a teoria termohidrodinâmica com os resultados da clássica teoria isotérmica, os quais confirmavam muitas das observações previstas.

Gregory (1974) obteve experimentalmente a distribuição superficial de temperaturas de uma das sapatas de um mancal axial duplo de eixo horizontal, com diâmetros interno e externo iguais a 133,55 mm e 266,70 mm, respectivamente, constituído de dois conjuntos de sapatas de pivô central e ângulo do setor igual a 50°. A área efetiva do mancal era de

35548 mm² e os ensaios foram desenvolvidos com velocidades variando de 4000 a 11000 rpm, e carga axial (pressão unitária) na faixa de 0,7 a 2,1 MPa, enquanto que as espessuras de filme de óleo eram da ordem de 25 μm e 45 μm , respectivamente, para os lados sob carga e sem carga do mancal axial duplo. Um óleo mineral ISO 32 a uma temperatura de suprimento de 46°C foi utilizado com vazões de 102 a 205 l/min, tendo sido obtidas temperaturas médias superficiais das sapatas de 97 e 90°C, respectivamente, enquanto que as correspondentes perdas de potência por atrito obtidas por Gregory foram de 112 e 150 kW para uma rotação de 10000 rpm e uma “carga” de 0,7 MPa. Esses valores extremamente elevados de perda de potência se devem às altas vazões de óleo, alta rotação e ao método indireto de “avaliação” baseado num balanço de energia em que a perda de potência (quantidade de calor retirado pelo óleo circulante) é uma função apenas da vazão de óleo, da elevação de temperatura e do calor específico do óleo. Outros modos de transferência de calor, tais como, condução de calor para a base da máquina, convecção e radiação não foram levados em consideração.

Ettles (1975) apresentou um trabalho teórico, no qual, foi desenvolvido um programa computacional para cálculo de mancais de escora de sapata setoriais pivotadas, com base na solução conjunta das equações de Reynolds, da elasticidade e da energia. No cálculo são considerados o filme de óleo como sendo adiabático, a distorção térmica da sapata e o escoamento de óleo quente entre as sapatas. Resultados experimentais disponíveis na literatura foram usados na validação dos dados calculados via programa desenvolvido.

Pinkus e Lund (1981) consideraram a influência do efeito das forças centrífugas em vedadores e mancais de escora hidrodinâmicos de alta rotação. Nesse último caso, foi considerado que o óleo é introduzido apenas na entrada de cada sapata e foi mostrado que o efeito da força centrífuga produz uma escassez de lubrificante numa região sobre a sapata, localizada próxima ao raio interno e da saída, com uma conseqüente pressão menor que do ambiente a qual gera cavitação no óleo lubrificante que passa nesta região. Acima dos limites de operação laminar, o efeito centrífugo reduz consideravelmente a capacidade de carga e a forma do fluxo de lubrificante no mancal.

Vohr (1981) desenvolveu um estudo bastante interessante sobre o comportamento da temperatura de operação dos mancais axiais, onde descreve um método analítico que possibilita fazer a previsão desta temperatura de operação. Este método envolve a avaliação do calor retirado do mancal e do calor calculado pelo cisalhamento viscoso.

Kim *et al.* (1983) apresentaram um estudo teórico sobre uma análise tridimensional da performance termohidrodinâmica de uma região setorial do mancal axial de sapatas pivotadas.

Foram feitas comparações desta teoria com as outras, que são: isoviscosa e a bidimensional termohidrodinâmica. Também foi apresentada uma equação para o cálculo das espessuras do filme de óleo, na região da cunha, que leva em conta duas direções de inclinação que a sapata pivotada apresenta em operação, uma inclinação circunferencial e outra radial.

Gardner (1987) apresentou trabalho teórico e experimental sobre a análise da influência da posição de pivotamento, do diâmetro do disco de suporte do pivô e da espessura da sapata, nos parâmetros de desempenho de mancais de escora hidrodinâmicos de sapatas setoriais. Foi desenvolvido um programa computacional para cálculo dos parâmetros de desempenho do mancal, baseado no método das diferenças finitas utilizado para a solução das equações de Reynolds e da energia, também foi considerado no programa a influência da pressão e da distorção térmica na sapata e do carregamento de óleo quente entre as sapatas. Uma das conclusões obtidas foi que o menor valor encontrado para a máxima temperatura na sapata é apresentado na posição de pivô de 75% do arco no raio médio da sapata, a partir da borda de entrada.

Gardner (1988) apresentou um trabalho complementar ao trabalho de Gardner (1987). Baseado no trabalho de 1987, que estudou a influência de três parâmetros no comportamento em operação de mancais de escora, agora foi analisado a repetibilidade dos dados obtidos naqueles ensaios para outros modelos de mancais de escora e tipos diferentes de pivotamento das sapatas. Também foi analisado o comportamento dos mancais para posições de pivotamento entre 50 a 80% do comprimento radial do arco no raio médio da sapata, a partir da borda de entrada, e considerando dois tipos de materiais de sapatas.

Tieu (1991) desenvolveu um trabalho teórico e experimental sobre espessura do filme de óleo em um mancal de diâmetros interno e externo iguais a 451 mm e 549 mm, respectivamente. Apenas três sapatas foram utilizadas, sendo que o lubrificante (óleo ISO 46) era introduzido por um bocal tipo *spray* na entrada de cada sapata, no diâmetro médio. Deformações elásticas e térmicas das sapatas foram levadas em consideração no modelo teórico. Variação da espessura do filme de óleo na direção radial não foi levada em conta. As espessuras experimentais foram até 25% menores do que as obtidas teoricamente; isso foi atribuído a uma possível falta de óleo na região próxima à saída/raio interno da sapata.

Silva (1993) apresentou um trabalho teórico que se baseou na simplificação da equação clássica de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica, através da aplicação do método de elementos finitos, para posterior obtenção dos parâmetros de desempenho de um mancal radial finito de deslizamento. Também, utilizou-se de um método iterativo para cálculo das temperaturas de operação e da viscosidade do óleo lubrificante no mancal.

Mouallem (1996) desenvolveu um estudo minucioso para o cálculo dos parâmetros operacionais de um mancal axial de sapatas setoriais, aplicando o método numérico das diferenças finitas. A espessura do filme de óleo entre o colar giratório e as sapatas foi admitida constante na direção radial e variando apenas na direção circunferencial (*tapered land thrust bearing*), para várias inclinações e relações entre espessura mínima do filme de óleo e inclinação da sapata.

Almqvist *et al.* (2000) apresentaram uma comparação teórica/experimental sobre o comportamento de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas pivotadas. A parte teórica foi baseada na solução da equação de Reynolds pelo método das diferenças finitas na obtenção da distribuição de pressões hidrodinâmicas, também, foi analisado a influência do efeito térmico (análise termohidrodinâmico) e a oscilação da sapata nas direções radial e circunferencial. A parte experimental foi desenvolvida em banco de testes de mancais axiais para máquinas de eixo horizontal, cujo mancal estudado apresentava as seguintes características: diâmetro externo = 228,6 mm; diâmetro interno = 114,3 mm; número de sapatas = 6; ângulo da sapata = 50°; posição do pivô da sapata = 60% do comprimento circunferencial. O mancal estudado foi fabricado pela empresa Kingsbury que é a mesma que doou para o Laboratório de Tribologia da UNIFEI um mancal com as mesmas características do estudado neste artigo.

Dadouche *et al.* (2000) obtiveram, experimentalmente, espessuras de filme de óleo, distribuição de pressões e temperaturas superficiais das sapatas de um mancal axial de eixo vertical constituído por oito sapatas fixas, com 200 mm de diâmetro externo, para cargas variando de 1 a 8 kN e velocidades de rotação de até 2600 rpm. Para uma carga axial de 8 kN e uma rotação de 2600 rpm, Dadouche observou uma diferença de 8°C entre os pontos de mínima e de máxima temperaturas superficiais de uma das sapatas. Para a velocidade de 2000 rpm, foram observadas espessuras mínimas de filme de óleo iguais a 45 μm e 130 μm , para as cargas de 8 e 1 kN, respectivamente.

Glavastskikh (2001) apresentou resultados experimentais obtidos de um mancal axial duplo, de eixo horizontal, com diâmetros interno e externo iguais a 114,3 mm e 228,6 mm, respectivamente, constituído de dois conjuntos com seis sapatas setoriais pivotadas a 60% do comprimento circunferencial médio das mesmas. Um óleo mineral ISO 46 foi utilizado, com uma vazão constante de 15 l/min fornecido ao mancal à temperatura de 30°C, 40°C e 60°C. Quando a temperatura de suprimento foi aumentada de 30°C para 60°C foi observada uma redução de 30% na perda de potência. Foi concluído também que a perda de potência varia muito mais significativamente com a variação da velocidade de rotação do que com a variação da carga axial aplicada, o que era de se esperar. Dez termopares foram

convenientemente instalados cerca de 3 mm abaixo da superfície de duas sapatas, para obtenção da distribuição de temperaturas, sem preocupação em obter qualquer gradiente axial de temperaturas. Para uma “carga” de 2,0 MPa, velocidade de rotação de 1500 rpm e temperatura do óleo de suprimento de 40°C, a perda de potência foi de 3,1 kW e as temperaturas subsuperficiais foram de 53°C, 63°C e 67°C cerca de 10, 50 e 90% do comprimento circunferencial da sapata, respectivamente. Quando a velocidade foi aumentada para 3000 rpm, as temperaturas acima se elevaram para 57°C, 73°C e 85°C, respectivamente, e a perda de potência aumentou para 7,5 kW. De maneira semelhante, as temperaturas subsuperficiais do colar foram medidas a 25 e 75% da largura radial efetiva e resultaram iguais a 60,0 e 60,5°C, respectivamente, para a velocidade de 1500 rpm e iguais a 73 e 75°C para a velocidade de 3000 rpm.

Glavatskih *et al.* (2001) apresentaram um trabalho experimental sobre a monitoração simultânea da espessura do filme de óleo e das temperaturas de operação na sapata através da aplicação de um sensor de corrente parasita ou de corrente de Foucault. Aplicando este tipo de sensor sobre a superfície da sapata, foi possível a medição da espessura do filme de óleo e da temperatura na mesma posição. Os dados obtidos nesse trabalho se mostraram satisfatórios para a aplicação destes sensores em equipamentos industriais, como no caso de usinas hidrelétricas.

Schwarz *et al.* (2002) apresentaram um trabalho experimental sobre o comportamento do mancal de escora Kingsbury KV9 que mostra amplas variações da distribuição de temperatura, torque de atrito e perda de potência, que são parâmetros importantes de operação do mancal. Foram utilizados 3 tipos de sapatas pivotadas a 50, 60 e 66% do comprimento circunferencial médio da sapata e um óleo lubrificante ISO 32 com viscosidade de 27,2 mPa.s a 40°C e 4,6 mPa.s a 100°C, para suprimento do mancal. As condições empregadas nos ensaios foram as seguintes: velocidade de rotação do eixo de 500 rpm a 3500 rpm, carga aplicada de 12 kN a 24 kN, vazão de óleo de suprimento de 1,7 a 4,5 l/min e temperatura média do óleo de suprimento de 45°C. Observou-se que a sapata com pivô a 66% opera com temperatura e torque de atrito menores. Também foi observada a ocorrência de menor perda de potência e temperaturas operacionais mais elevadas para menor vazão de suprimento ou maior temperatura do óleo de suprimento.

Markin *et al.* (2003) apresentaram um trabalho teórico e experimental sobre o comportamento em operação de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas com dois tipos de pivotamento, um conjunto de sapatas de pivô esférico e outro conjunto de sapatas suportadas por molas. Também foi apresentada uma análise da influência dos tipos de óleo lubrificante

no comportamento, em operação, das sapatas suportadas por molas. Foi observada uma boa correlação entre os dados teóricos, obtidos através da aplicação do método dos elementos finitos, e os experimentais para os parâmetros da máxima temperatura do filme de óleo, distribuição de pressão e espessura do filme de óleo.

Schwarz *et al.* (2003) apresentaram um trabalho teórico/experimental sobre o mancal axial Kingsbury de 6 sapatas pivotadas a 50%, 60% e 66% do comprimento circunferencial da sapata. Na parte experimental, foi adotado um óleo ISO 32 e um amplo campo de vazões de óleo. Foram obtidas as temperaturas de operação do mancal para diferentes condições de carga aplicada, rotações e temperatura de óleo de suprimento. Também foram obtidas as temperaturas de operação nas sapatas e no colar giratório e o torque de atrito do mancal. Na parte teórica foi trabalhada a equação de Reynolds, obtendo também a capacidade de carga, vazões de óleo e viscosidade requerida, torque de atrito e perda de potência no mancal. Os seguintes valores de espessuras de filme de óleo na saída da sapata (h_{\min}) foram considerados no trabalho: 0,020 mm; 0,026 mm; 0,032 mm; 0,038 mm. Finalmente, foi feita a comparação dos resultados teóricos e experimentais.

Glavatskih (2004) apresentou um trabalho experimental sobre um novo método de monitoramento da temperatura na sapata de um mancal axial hidrodinâmico. A forma tradicional consiste em instalar termopares na sapata abaixo da camada de metal patente, resultando numa leitura indireta da temperatura do óleo. O novo método parte de uma nova forma de instalação do termopar dentro de um furo que está ligado, diretamente, a superfície da sapata e, em operação, o óleo quente proveniente da cunha de óleo, que se forma na superfície superior da sapata, é drenado pelo furo e passa diretamente no termopar, que fica exposto dentro da furação. Isso promove uma leitura direta da temperatura do óleo da cunha. O método mostrou uma melhora considerável em relação ao usual para a aplicação em mancais de sapatas tradicionais, com metal patente, e o mais adequado para sapatas com camada de PTFE, que apresenta a propriedade de isolamento térmico.

Glavatskih e DeCamillo (2004) apresentaram dados experimentais referentes à influência da variação da viscosidade do óleo sobre dois mancais de escora duplos, dispostos na horizontal, já utilizados em artigos anteriores, ensaiados com 2 tipos de óleos lubrificantes, óleo ISO VG 32 e ISO VG 68. Os dois mancais têm diâmetros externos de 228,0 mm e 267,0 mm e trabalharam com campos de velocidades médias e cargas de 10 a 30 m/s e 0,69 MPa, 1,38 MPa e 2,07 MPa e de 40 a 115 m/s e 0,69 a 3,45 MPa, respectivamente. O mancal de 228,0 mm foi suprido com uma vazão de óleo, praticamente constante, de 15 l/min para

todas as combinações de carga e rotação e para o de 267,0 mm, a vazão foi ajustada para cada combinação de carga e rotação conforme recomendações do fabricante.

Schwarz *et al.* (2005) mediram as espessuras do filme de óleo sobre uma sapata setorial pivotada, com um pivô esférico a 66% do ângulo do setor da sapata que é 50°. Os dados foram obtidos em um banco de ensaios com um mancal de escora Kingsbury KV9 para várias condições de carga, rotação e vazão de óleo lubrificante. O mancal estudado apresentava os seguintes dados: diâmetro externo = 228,6 mm; diâmetro interno = 114,3 mm; número de sapatas = 6. Foi mostrada a distribuição de temperatura de uma sapata instrumentada com vários termopares tipo K em diversos pontos subsuperficiais. Foram utilizados três sensores indutivos para se medir os sinais de deslocamento de dois pontos sob uma sapata e de um ponto sob a ponta do eixo, montado na posição vertical no banco de ensaios. Foi monitorada a resposta do mancal às variações de carga, rotação e vazão de alimentação. As conclusões mais importantes obtidas foram: a) através da medição das espessuras de filme de óleo sob a sapata, foi verificado que ocorre uma inclinação da sapata também na direção radial, além da esperada inclinação na direção circunferencial; b) as espessuras do filme de óleo e o torque de atrito crescem com a vazão de óleo lubrificante, enquanto que as temperaturas operacionais decrescem; c) inversamente, as espessuras do filme de óleo diminuem com a carga axial aplicada, enquanto as temperaturas e o torque de atrito aumentam; d) o torque de atrito, as espessuras do filme de óleo e temperaturas operacionais se elevam com o aumento da rotação do eixo. Durante o monitoramento, as espessuras do filme de óleo apresentaram valores entre 0,035 mm e 0,057 mm.

Galvão (2006) apresentou um trabalho teórico/experimental sobre o comportamento em operação de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas. Na parte experimental utilizou-se um mancal formado por 6 sapatas setoriais, pivotadas a 66%, do fabricante Kingsbury, modelo KV9, em banco de ensaios de eixo vertical. Durante os ensaios, foram medidas as temperaturas de operação, torque de atrito, carga aplicada, vazão de óleo lubrificante na entrada da cuba do mancal e os deslocamentos de uma sapata, em operação, para determinação das espessuras do filme de óleo formadas sobre ela. Na parte teórica trabalhou-se com a equação bidimensional isoviscosa de Reynolds simplificada pela aplicação do método das diferenças finitas. Também, na parte teórica, apresentou-se uma equação para o cálculo das espessuras do filme de óleo sobre a sapata que leva em consideração duas direções de movimento, uma na direção circunferencial e outra na direção radial. Após a obtenção da distribuição de pressões, foram calculados os parâmetros de desempenho do mancal e as posições de pivotamento da sapata em função do centro de pressão calculado.

Galvão *et al.* (2012) apresentaram um trabalho baseado em Galvão (2006), complementado com um método iterativo para determinação das temperaturas de operação do mancal. O método proposto permitiu o cálculo das temperaturas do óleo lubrificante na região compreendida entre as superfícies da sapata e do colar giratório. Partindo-se de um valor conhecido da temperatura de suprimento do mancal pode-se determinar as temperaturas de mistura, efetiva e de saída do óleo lubrificante na região da sapata/colar giratório.

Kasai *et al.* (2012) desenvolveram criteriosos testes em laboratório, para lubrificantes sintéticos constituídos por óleo base tipo “polialfaolefina” (PAD) adicionados com polímeros do tipo “polimetacrilato” (PMA) de três diferentes pesos moleculares. Os testes foram realizados em um banco de ensaios na Universidade de Poitiers, com um mancal radial de diâmetro nominal 100 mm e folga radial de 85 μm a 90 μm , revestimento de babbitt, com eixo a 500 rpm, 1000 rpm e também 2000 rpm num teste inicial. Três lubrificantes finais foram apresentados, com as seguintes viscosidades às temperaturas de 40°C, 60°C e 80°C: Óleo 1 (PAD com PMA de peso molecular de 25000) com 18,17 mPa.s a 40°C, 10,83 mPa.s a 60°C e 7,1 mPa.s a 80°C; Óleo 2 (PAD com PMA de peso molecular de 190000) com 16,6 mPa.s a 40°C, 10,73 mPa.s a 60°C e 7,46 mPa.s a 80°C; Óleo 3 (PAD com PMA de peso molecular de 370000) com 13,64 mPa.s a 40°C, 8,85 mPa.s a 60°C e 6,18 mPa.s a 80°C.

DePellegrin e Hargreaves (2012) apresentaram um trabalho teórico sobre o comportamento, em operação, de mancais de escora de sapatas setoriais, suportada por molas, com sistema hidrostático instalado. Foram simulados três tipos de projeto de bolsa de suprimento hidrostático (parâmetros estudados: tamanho e perfil) na sapata e feita a verificação com a simulação de uma sapata plana ou sem bolsa. Foi aplicada a equação isoviscosa de Reynolds em coordenadas cartesianas e resolvida pelo método das diferenças finitas. Observou-se que a presença da bolsa de suprimento hidrostático tem influência positiva e negativa no comportamento da sapata. Referente à influência positiva está a redução da fricção e do desgaste nas partidas e paradas, bem como para os casos de baixa rotação do equipamento. A influência negativa está relacionada à redução da eficiência em alguns parâmetros de desempenho, para altas rotações do mancal, nos três tipos de bolsa estudados.

Galvão *et al.* (2013) apresentaram um trabalho teórico sobre o desempenho de mancais de sapatas setoriais pivotadas para diferentes posições de pivotamento. Verificou-se que existem posições de pivotamento que apresentam condição de operação de máxima capacidade de carga e outra de mínima perda de potência no mancal. A máxima capacidade de carga apresentou-se no ângulo de pivotamento de 60% e a mínima perda de potência no ângulo de

pivotamento de 66,7% do comprimento circunferencial no raio médio da sapata, partindo da borda de entrada. Também foi discutido que a coordenada do raio de pivotamento é tão importante quanto a coordenada do ângulo e foi mostrado que para se chegar ao equilíbrio da sapata este valor deve ser aumentado na direção do raio externo, em conjunto com o aumento do ângulo do pivô na direção da borda de saída da sapata, dentro de certos limites.

3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

Será apresentado neste capítulo todo o equacionamento para a análise em operação de mancais axiais hidrodinâmicos de sapatas setoriais pivotadas, com a utilização de um programa computacional feito em linguagem FORTRAN.

Primeiramente, será mostrada a metodologia para o cálculo da viscosidade absoluta do óleo lubrificante utilizado no mancal, em função de uma determinada temperatura de operação obtida na sapata. A viscosidade absoluta será calculada para os óleos lubrificantes classificados segundo a norma ISO.

Referente à espessura do filme de óleo, parâmetro importante a ser aplicado, posteriormente, com a equação de Reynolds, será apresentada uma equação que considera as direções radial e angular da sapata, r e θ , na determinação da distribuição de espessuras de filme de óleo lubrificante formada entre a superfície da sapata e o colar giratório.

O cálculo da distribuição de pressões hidrodinâmica formada sobre a superfície da sapata será feito com o auxílio da equação bidimensional isoviscosa de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica. A solução desta equação será obtida através da utilização do método numérico das diferenças finitas e de algumas hipóteses simplificadoras.

Após a solução da equação de Reynolds e obtenção da distribuição de pressões hidrodinâmicas sobre a superfície da sapata, é possível calcular os parâmetros de desempenho do mancal, que são: capacidade de carga, centro de pressão, vazões de óleo entre o colar e cada sapata, perda de potência, torque de atrito, coeficiente de atrito e elevação da temperatura do óleo lubrificante desde a entrada até a saída de cada sapata.

Ao final do capítulo será apresentado o método iterativo usado na obtenção das temperaturas de operação do mancal e das coordenadas do centro de pressão ou de pivotamento da sapata.

3.1. Determinação da viscosidade absoluta do óleo lubrificante

Na literatura são apresentadas algumas equações utilizadas para relacionar a viscosidade do óleo lubrificante com a sua temperatura. Dentre estas, segundo Stachowiak e Batchelor (2005), a mais utilizada é a equação empírica de Walther, padronizada pela norma ASTM D 341. Esta equação conduz a valores de viscosidade muito precisos em uma ampla faixa de temperaturas, sendo portanto utilizada para gerar gráficos viscosidade-temperatura para óleos lubrificantes minerais e sintéticos sob condições normais de operação.

A equação 3.1, de Walther, é apresentada na sua forma mais conhecida na literatura:

$$\log \log(\eta + 0,6) = k_1 \log(T + 273,15) + k_2 \quad (3.1)$$

A equação 3.1 apresenta η como viscosidade absoluta em cP, T como temperatura do óleo lubrificante em °C, k_1 e k_2 como constantes referentes ao óleo lubrificante utilizado. As constantes k_1 e k_2 podem ser determinadas com a utilização de dois pares de valores de temperatura e viscosidade conhecidos (T_1, η_1) e (T_2, η_2), que substituídas na equação de Walther, resulta em um sistema de duas equações com duas incógnitas, como segue:

$$\log \log(\eta_1 + 0,6) = k_1 \log(T_1 + 273,15) + k_2 \quad (3.2)$$

$$\log \log(\eta_2 + 0,6) = k_1 \log(T_2 + 273,15) + k_2 \quad (3.3)$$

Aplicando-se propriedade de logaritmos, a solução do sistema de equações, equação 3.2 e 3.3, resulta nas seguintes equações das constantes k_1 e k_2 :

$$k_1 = \frac{\log\left(\frac{\log(\eta_1 + 0,6)}{\log(\eta_2 + 0,6)}\right)}{\log\left(\frac{T_1}{T_2}\right)} \quad (3.4)$$

$$k_2 = \log(\log(\eta_1 + 0,6)) - k_1 \log T_1 \quad (3.5)$$

A Tabela 3.1 apresenta os valores calculados de k_1 e k_2 , para os tipos de óleos lubrificantes industriais classificados conforme a norma ISO 3448. Para a obtenção de k_1 e k_2 foram utilizados valores de viscosidade absoluta em cP nas temperaturas de 40 e 100°C. Estes valores foram extraídos de gráficos viscosidade-temperatura e tabelas encontradas nos catálogos de fabricantes e distribuidores de óleos lubrificantes, para óleos lubrificantes com índice de viscosidade igual a 100 (IV = 100), que apresentam alteração da viscosidade com a temperatura correspondentes aos óleos industriais em geral.

Tabela 3.1 – Valores de k_1 e k_2 calculados para as temperaturas de 40 e 100°C e viscosidade absoluta para vários tipos de óleo lubrificantes classificados segundo a norma ISO 3448.

<i>Tipo de óleo</i>	T_1 [°C]	η_1 [cP = 10^{-3} Pa.s]	T_2 [°C]	η_2 [cP = 10^{-3} Pa.s]	k_1	k_2
ISO 10	40	8,5	100	2,3	-4,161528	10,367981
ISO 15	40	13	100	2,9	-4,187297	10,504892
ISO 22	40	18	100	3,3	-4,360931	10,987442
ISO 32	40	28	100	4,2	-4,334233	10,980443
ISO 46	40	38	100	5,5	-4,011661	10,212576
ISO 68	40	60	100	7	-4,021210	10,286968
ISO 100	40	85	100	9	-3,860215	9,920256
ISO 150	40	120	100	12	-3,635910	9,392677
ISO 220	40	180	100	16	-3,508148	9,108947
ISO 320	40	275	100	21	-3,443221	8,980868
ISO 460	40	400	100	26	-3,436800	8,992829
ISO 680	40	230	100	36	-3,263576	8,580798
ISO 1000	40	325	100	42	-3,440044	9,059423
ISO 1500	40	450	100	50	-3,497840	9,227544

A norma ISO 3448 define que o óleo lubrificante é classificado segundo a viscosidade cinemática, em cSt, na temperatura de 40°C.

No presente trabalho, para o cálculo da viscosidade do óleo lubrificante, será utilizada a equação de Walther rearranjada na seguinte forma:

$$\eta = 10^{10^{k_1 \log T + k_2}} - 0,6 \quad (3.6)$$

ou,

$$\eta = 10^E - 0,6 \quad ; \quad E = 10^{k_1 \log T + k_2} \quad (3.7)$$

A equação de Walther rearranjada, equação 3.6, será utilizada no programa computacional para o cálculo dos parâmetros de desempenho de mancais axiais hidrodinâmicos de sapatas setoriais pivotadas, em conjunto com um método iterativo aplicado na determinação das temperaturas de operação no mancal, o qual será explicado na seção 3.4.7.

3.2. Equação para determinação da espessura do filme de óleo

Para a obtenção das pressões hidrodinâmicas formadas entre a superfície setorial de cada sapata e o colar giratório foi necessário determinar uma equação para calcular as espessuras de filme de óleo lubrificante que se formam sobre a sapata, considerando a geometria setorial definida pelas coordenadas do ângulo e do raio da sapata, θ e r , e por duas direções de inclinação.

Alguns trabalhos como os de Michell (1905), Pinkus (1958), Mouallem (1996) e Markin *et al.* (2003), apresentam uma equação mais simplificada que considera, somente, a variação da espessura em relação à direção do ângulo da sapata, o que só poderia ocorrer no caso de sapatas retangulares. Também, existem trabalhos que apresentam equação mais completa, como os de Kim *et al.* (1983), Galvão (2006) e (2013).

Nesta seção apresenta-se também uma equação para determinação da espessura do filme de óleo, baseado na teoria apresentada em Galvão (2006) e com ajustes propostos por Galvão (2013).

A Figura 3.1 mostra dois eixos perpendiculares entre si, interceptando-se no ponto correspondente à posição do pivô da sapata considerada, bem como os ângulos de inclinação α_r e α_θ , em relação a esses eixos referenciais. Os seguintes parâmetros adicionais estão mostrados na Figura 3.1: U , velocidade tangencial no colar giratório; R_e e R_i , respectivamente, raio externo e raio interno da sapata; θ , ângulo qualquer entre 0 e θ_0 (ângulo da sapata); h_p , espessura do filme de óleo na posição de pivotamento da sapata; h_{rs} , espessura do filme de óleo na interseção do eixo θ com a borda de saída da sapata; r_{0p} , raio de pivotamento da sapata; θ_p , ângulo de pivotamento da sapata.

Durante a operação do mancal (rotação do eixo) cada sapata poderá sofrer minúsculas inclinações α_r e α_θ em torno dos eixos θ e r , respectivamente, conforme mostrado na Figura 3.1 e também na Figura 3.2. Assim, a espessura do filme de óleo em qualquer ponto entre as superfícies do colar e da sapata é dada pela soma da espessura h_p e dos acréscimos da espessura do filme de óleo, Δh_r e Δh_θ , formados pelas inclinações referentes aos eixos r e θ , conforme Figura 3.2. Os acréscimos Δh_θ e Δh_r indicados, respectivamente, pelas letras “a” e “b” na Figura 3.2, estão compreendidos entre os eixos θ e r no plano da superfície da sapata (eixos indicados por linha traço-ponto) e os eixos referentes às inclinações (eixos indicados por linha tracejada). Para um mancal de eixo vertical, os acréscimos “a” e “b” seriam na direção vertical, conforme mostrado na Figura 3.2.

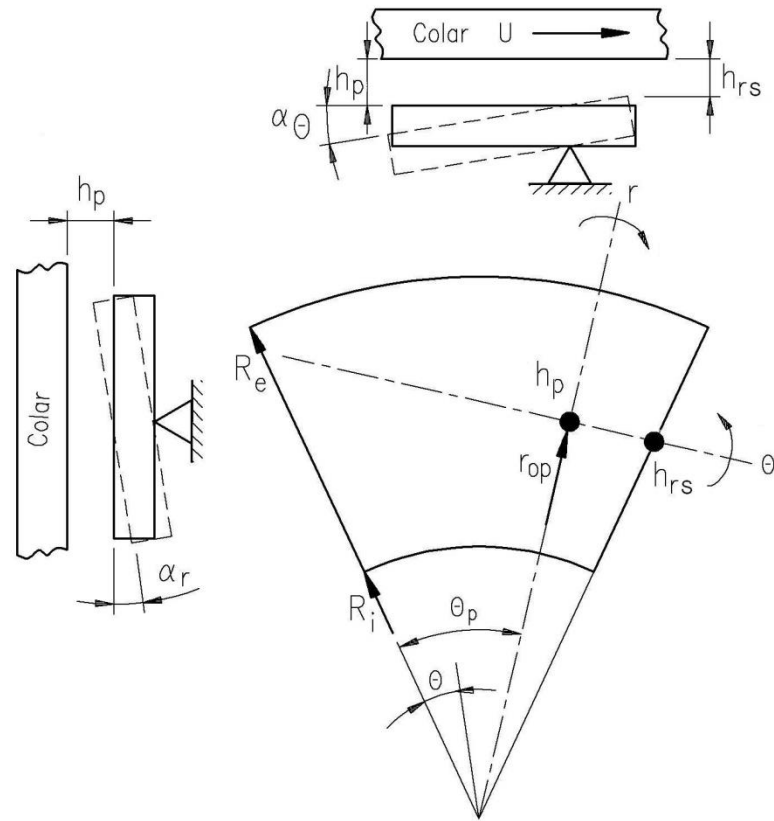


Figura 3.1 – Sapata setorial mostrando o ponto de pivotação nas coordenadas r_{op} e θ_p , os eixos r e θ , a espessura do filme de óleo de referência, h_p , e a espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} .

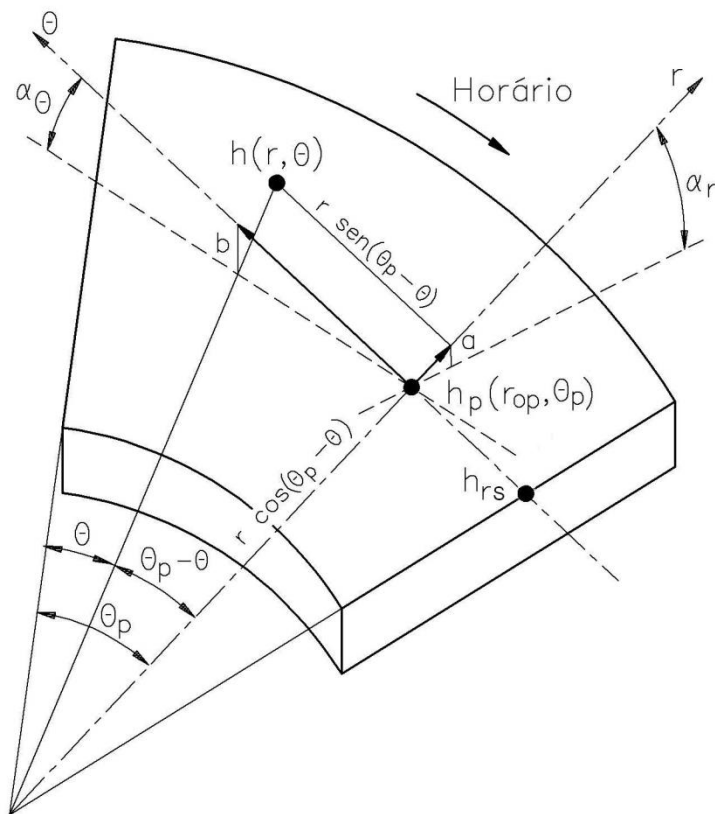


Figura 3.2 – Geometria básica da superfície setorial da sapata para o cálculo das espessuras do filme de óleo num ponto qualquer $h(r, \theta)$, em função das espessuras de referência h_p e h_{rs} .

Para a dedução da equação que rege a distribuição das espessuras do filme de óleo, visualizou-se um triângulo retângulo sobre a superfície da sapata, com um vértice no ponto $h(r, \theta)$, outro no centro do mancal e o terceiro na intersecção do eixo r com a reta perpendicular ao eixo r e que passa pelo ponto $h(r, \theta)$, conforme mostrado na Figura 3.2. O raio r será a hipotenusa do triângulo de referência mostrado na Figura 3.2, de modo que o cateto oposto ao ângulo $(\theta_p - \theta)$ terá o comprimento de:

$$\text{cateto oposto} = r \text{ sen}(\theta_p - \theta) \quad (3.8)$$

e, também conforme a Figura 3.2, o cateto adjacente, com origem no centro do mancal, será:

$$\text{cateto adjacente} = r \text{ cos}(\theta_p - \theta) \quad (3.9)$$

Levando-se em conta que para ângulos muito pequenos o seno do ângulo é aproximadamente igual ao valor do próprio ângulo expresso em radianos, o acréscimo de espessura de filme de óleo em relação ao eixo θ é obtido multiplicando-se a equação 3.8 pelo valor do ângulo de inclinação α_θ , em radianos, como segue:

$$\Delta h_\theta = \alpha_\theta [r \text{ sen}(\theta_p - \theta)] \quad (3.10)$$

Para o cálculo do acréscimo de espessura de filme de óleo em relação ao eixo r , considere-se a diferença entre o cateto adjacente, equação 3.9, e o raio de pivotamento, isto é:

$$\text{diferença} = r \text{ cos}(\theta_p - \theta) - r_{0p} \quad (3.11)$$

Multiplicando-se, então, a equação 3.11 pelo valor do ângulo de inclinação α_r (em radianos), obtém-se:

$$\Delta h_r = \alpha_r [r \text{ cos}(\theta_p - \theta) - r_{0p}] \quad (3.12)$$

Somando as equações 3.10 e 3.12 à espessura h_p , resulta:

$$h(r, \theta) = h_p + \alpha_\theta r \text{ sen}(\theta_p - \theta) + \alpha_r [r \text{ cos}(\theta_p - \theta) - r_{0p}] \quad (3.13)$$

Desta forma, a equação 3.13 possibilita o cálculo da espessura do filme de óleo em qualquer ponto sobre a superfície de uma sapata de geometria setorial. Utilizando esta equação no programa computacional, consegue-se determinar a distribuição de espessuras de filme de óleo sobre uma superfície setorial discretizada numa malha de $n \times m$ pontos, conforme será comentado mais a frente neste capítulo.

A equação 3.13 foi implementada no programa computacional para calcular as espessuras de filme de óleo necessárias à determinação da distribuição de pressões hidrodinâmicas, obtidas a partir da equação de Reynolds. As espessuras de filme de óleo calculadas foram adimensionalizadas dividindo os valores já calculados pelo valor da espessura do filme de óleo no ponto de pivotamento da sapata setorial (h_p).

Nem todas as variáveis utilizadas na equação 3.13 são impostas diretamente no programa computacional, as quais são necessárias para a obtenção das espessuras de filme de óleo nos vários pontos da malha discretizada. As variáveis h_p e α_θ entram indiretamente na equação 3.13, pois são calculadas pelas equações 3.14 e 3.15 que as relacionam com as variáveis de entrada h_{rs} , fator K , r_{op} e θ_p .

$$h_p = \frac{h_{rs}}{K} \quad (3.14)$$

$$\alpha_\theta = \text{arc sen} \left[\frac{h_p(1-K)}{r_{op} \tan(\theta_0 - \theta_p)} \right] \quad (3.15)$$

A variável h_p está relacionada com a espessura h_{rs} , que está localizada no cruzamento da borda de saída da sapata com o eixo θ , mostrado na Figura 3.2, e com a variável fator K , que é a razão entre o valor de h_{rs} e h_p . Com isso, obtém-se um valor do fator K para cada posição de pivotamento da sapata, variando-se este parâmetro de 0 a 1, respectivamente, o ângulo do pivô na saída da sapata ($\theta_p = 50^\circ$) e o ângulo do pivô no meio da sapata ($\theta_p = 25^\circ$). A variável α_θ também está relacionada com a variável fator K e com as variáveis h_p , r_{op} e θ_p .

É interessante enfatizar que muitos trabalhos na literatura consideram o mancal Michell, conforme Michell (1905), que apresenta a variação da espessura do filme de óleo somente na direção circunferencial, e aplicam a lubrificação elastohidrodinâmica. Dessa forma, partem de uma distribuição incorreta de espessuras de filme de óleo e depois introduzem um método complexo, tais como o elastohidrodinâmico ou EHD.

3.3. Solução da equação de Reynolds pela aplicação do método de diferenças finitas

A equação bidimensional isoviscosa de Reynolds, deduzida e apresentada por Galvão (2006), foi resolvida com a aplicação de algumas hipóteses simplificadoras e do método de diferenças finitas (MDF). Este método consiste na substituição dos termos diferenciais parciais da equação por termos discretos. Pode-se obter isto através da discretização de uma malha sobre uma região, que neste caso será a superfície de uma sapata, e impor condições de contorno sobre a região trabalhada.

As seguintes hipóteses simplificadoras são aplicadas a equação de Reynolds, mas considerando um fluido incompressível escoando entre uma sapata e o colar de escora em regime isotérmico:

- O meio é contínuo;
- O fluido é newtoniano;
- O escoamento é laminar;
- Não há deslizamento entre o fluido e a superfície de contato;
- As forças de campo e de inércia no fluido são desprezadas;
- A viscosidade do fluido é constante ao longo do filme. Esta hipótese não se verifica normalmente, mas pode ser considerada, admitindo-se uma determinada temperatura média do filme de lubrificante (uma vez que a viscosidade depende da temperatura);
- A massa específica do fluido é constante;
- A espessura do filme é muito pequena em relação às dimensões das demais superfícies.

O MDF é um método numérico usado para a solução de equações diferenciais, tendo sido utilizado em muitos trabalhos tais como os de Pinkus (1958), Pinkus e Lund (1981) e Kim *et al.* (1983).

Neste trabalho, este método foi utilizado para a solução da equação bidimensional isoviscosa de Reynolds, deduzida por Galvão (2006). Após a adimensionalização da equação de Reynolds, obteve-se uma equação que calcula o valor adimensional da pressão hidrodinâmica no filme de óleo em qualquer ponto de uma malha discretizada sobre a superfície de uma sapata setorial, na região compreendida entre as superfícies da sapata e do colar giratório. A Figura 3.3 mostra uma típica distribuição de pressões sobre a superfície de uma sapata setorial.

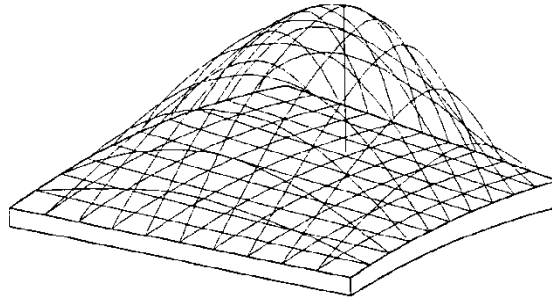


Figura 3.3 – Exemplo de distribuição de pressões sobre a superfície de uma sapata setorial.

Em todos os casos, os cálculos são baseados no estudo de uma única sapata e as propriedades do mancal completo são encontradas, combinando os resultados adequadamente.

A sapata foi considerada numa posição inclinada e fixa, com uma espessura h_0 do filme de óleo considerada variável tanto em relação ao raio r como à variável circunferencial θ , de acordo com a equação 3.13. A viscosidade absoluta do óleo lubrificante, η , foi admitida constante a uma temperatura operacional média na sapata.

A equação 3.16 é a equação bidimensional isoviscosa de Reynolds que será trabalhada nesta pesquisa, cuja forma foi obtida e apresentada por Galvão (2006). Nesta equação, inicialmente, as variáveis com índice 0 (zero) indicam valores dimensionais, como segue:

$$\frac{\partial}{\partial r_0} \left(r_0 h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial r_0} \right) + \frac{1}{r_0} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) = 6\eta U \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \quad (3.16)$$

Posteriormente, para transformar a equação 3.16 para a forma adimensional, foram usadas as equações 3.17 a 3.21.

$$r = \frac{r_0}{R_e} \quad (3.17)$$

$$h = \frac{h_0}{h_p} \quad (3.18)$$

$$p = \frac{p_0}{\eta N} \left(\frac{h_{rs}}{L} \right)^2 \quad (3.19)$$

$$U = 2\pi r_0 N = 2\pi r R_e N \quad (3.20)$$

$$K = \frac{h_{rs}}{h_p} \quad (3.21)$$

Substituindo-se as equações 3.17 a 3.21 em 3.16 e simplificando, obtém-se, finalmente, a equação de Reynolds na forma adimensional, como segue:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 12 \pi r \left(\frac{R_e}{L} \right)^2 K^2 \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (3.22)$$

Para resolver esta equação, isto é, determinar a distribuição de pressões em cada ponto de uma região discretizada, define-se a região e as condições de discretização sobre a superfície de uma sapata setorial, conforme mostrado na Figura 3.4.

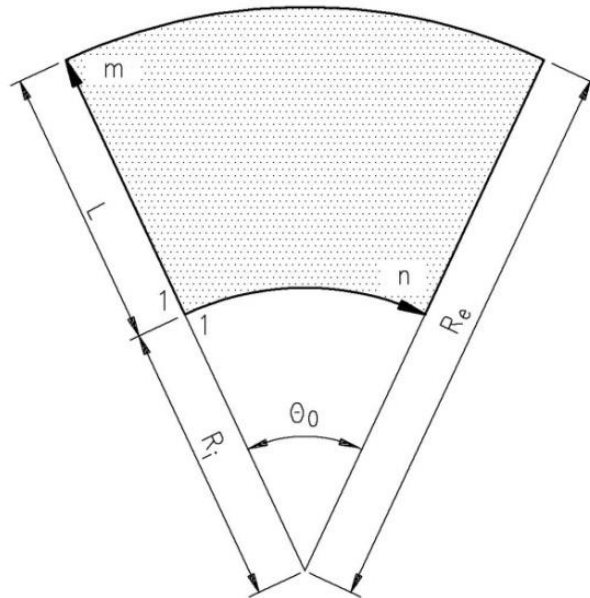


Figura 3.4 – Domínio de integração.

Inicialmente, a superfície da sapata setorial, denominada de domínio de integração, Figura 3.4, foi dividida uniformemente em setores elementares, sendo n_p e m_p o número de divisões segundo θ e r , respectivamente. As variáveis contínuas θ e r foram substituídas pelas variáveis discretas i e j , respectivamente. Para simplificar a representação da malha, o domínio de integração de forma setorial foi esquematizado para uma forma retangular, conforme mostrado na Figura 3.5.

Para complementar, as seguintes considerações ou condições de contorno estão relacionadas com a Figura 3.5:

- i , variando de 1 a n , corresponde à variável angular θ da sapata.
- j , variando de 1 a m , corresponde à largura radial r da sapata.

- Nos pontos nodais das linhas 1 e m , as pressões são nulas.
- Nos pontos nodais das colunas 1 e n , as pressões também são nulas.

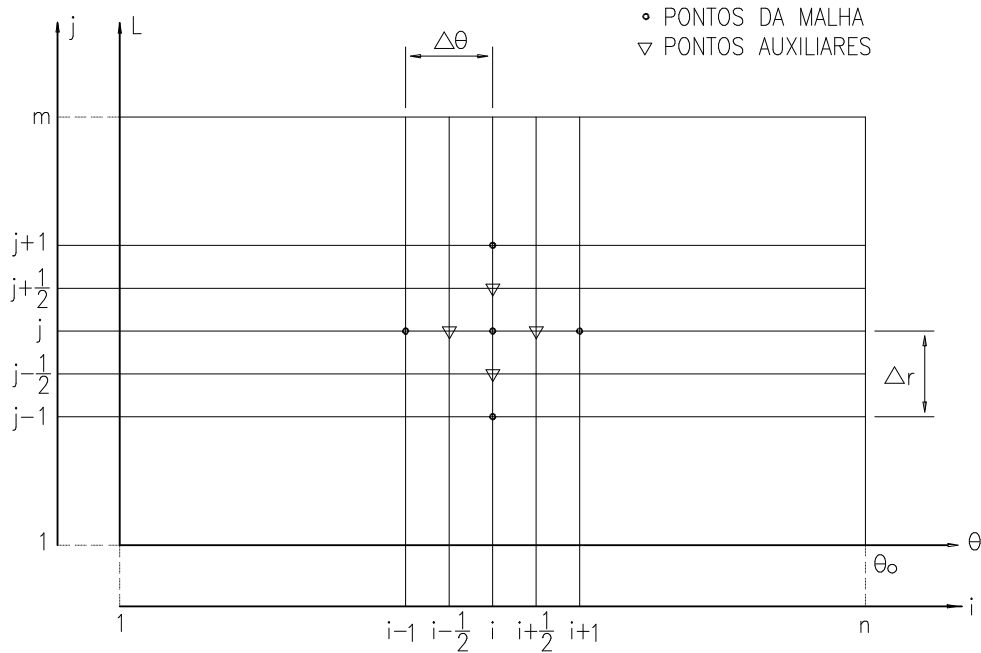


Figura 3.5 – Malha no domínio de integração.

Os pontos demarcados por círculo correspondem aos pontos da malha e, devido à equação de diferenças finitas, utilizaram-se outros pontos, demarcados por triângulo e chamados de pontos auxiliares, situados a meia distância entre dois pontos consecutivos da malha, quer na direção radial, quer na direção circunferencial. O valor da pressão p no ponto de coordenadas i e j é função do valor da pressão nos pontos circunvizinhos. Assim, as relações seguintes transformam as equações de diferenciais parciais em diferenças finitas:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right)_{i,j} = \frac{(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r})_{i,j+\frac{1}{2}} - (r h^3 \frac{\partial p}{\partial r})_{i,j-\frac{1}{2}}}{\Delta r} =$$

$$r_{i,j+\frac{1}{2}} h^3_{i,j+\frac{1}{2}} \left(\frac{p_{i,j+1} - p_{i,j}}{\Delta r^2} \right) - r_{i,j-\frac{1}{2}} h^3_{i,j-\frac{1}{2}} \left(\frac{p_{i,j} - p_{i,j-1}}{\Delta r^2} \right) \quad (3.23)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_{i,j} = \frac{1}{r_{i,j}} \frac{(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta})_{i+\frac{1}{2},j} - (h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta})_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta \theta} =$$

$$\frac{1}{r_{i,j}} h^3_{i+\frac{1}{2},j} \left(\frac{p_{i+1,j} - p_{i,j}}{\Delta \theta^2} \right) - \frac{1}{r_{i,j}} h^3_{i-\frac{1}{2},j} \left(\frac{p_{i,j} - p_{i-1,j}}{\Delta \theta^2} \right) \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial h}{\partial \theta_{i,j}} = \frac{h_{i+\frac{1}{2},j} - h_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta \theta} \quad (3.25)$$

Nas equações 3.23, 3.24 e 3.25, os intervalos $\Delta \theta$ e Δr definem as distâncias que separam dois pontos consecutivos nas direções circunferencial e radial, respectivamente. É conveniente, mas não necessário, que $\Delta \theta$ seja igual a Δr . Substituindo estas relações na equação 3.22 e retirando os parênteses obtêm-se:

$$\begin{aligned} & \frac{r_{i,j+\frac{1}{2}} h_{i,j+\frac{1}{2}}^3}{\Delta r^2} p_{i,j+1} - \frac{r_{i,j+\frac{1}{2}} h_{i,j+\frac{1}{2}}^3}{\Delta r^2} p_{i,j} - \frac{r_{i,j-\frac{1}{2}} h_{i,j-\frac{1}{2}}^3}{\Delta r^2} p_{i,j} + \frac{r_{i,j-\frac{1}{2}} h_{i,j-\frac{1}{2}}^3}{\Delta r^2} p_{i,j-1} + \\ & \frac{h_{i+\frac{1}{2},j}^3}{r_{i,j} \Delta \theta^2} p_{i+1,j} - \frac{h_{i+\frac{1}{2},j}^3}{r_{i,j} \Delta \theta^2} p_{i,j} - \frac{h_{i-\frac{1}{2},j}^3}{r_{i,j} \Delta \theta^2} p_{i,j} + \frac{h_{i-\frac{1}{2},j}^3}{r_{i,j} \Delta \theta^2} p_{i-1,j} = \\ & 12 \pi r_{i,j} \left(\frac{R_e}{L} \right)^2 K^2 \frac{h_{i+\frac{1}{2},j}}{\Delta \theta} - 12 \pi r_{i,j} \left(\frac{R_e}{L} \right)^2 K^2 \frac{h_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta \theta} \end{aligned} \quad (3.26)$$

Como foi observado que a espessura h do filme de lubrificante varia com r e θ , as expressões acima podem ser escritas em função somente dos pontos principais da malha mostrada na Figura 3.5, utilizando-se as seguintes substituições:

$$h_{i,j+\frac{1}{2}} = \frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2} \quad (3.27)$$

$$h_{i,j-\frac{1}{2}} = \frac{h_{i,j} + h_{i,j-1}}{2} \quad (3.28)$$

$$h_{i+\frac{1}{2},j} = \frac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2} \quad (3.29)$$

$$h_{i-\frac{1}{2},j} = \frac{h_{i,j} + h_{i-1,j}}{2} \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial h}{\partial \theta} = \frac{h_{i+\frac{1}{2},j} - h_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta \theta} = \frac{\frac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2} - \frac{h_{i,j} + h_{i-1,j}}{2}}{\Delta \theta} = \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2 \Delta \theta} \quad (3.31)$$

$$r_{i,j+\frac{1}{2}} = \frac{r_{i,j+1} + r_{i,j}}{2} = \frac{r_{j+1} + r_j}{2} \quad (3.32)$$

$$r_{i,j-\frac{1}{2}} = \frac{r_{i,j-1} + r_{i,j}}{2} = \frac{r_{j-1} + r_j}{2} \quad (3.33)$$

$$r_{i,j} = r_j \quad (3.34)$$

Assim, substituindo-se as relações de 3.27 a 3.34 na equação 3.26, resulta:

$$\begin{aligned} & \frac{\left(\frac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j+1} - \frac{\left(\frac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j} - \frac{\left(\frac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j} + \\ & \frac{\left(\frac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j-1} + \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2} p_{i+1,j} - \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2} p_{i,j} - \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2} p_{i,j} + \\ & \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2} p_{i-1,j} = 12 \pi r_j \left(\frac{R_e}{L}\right)^2 K^2 \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)}{\Delta \theta} - 12 \pi r_j \left(\frac{R_e}{L}\right)^2 K^2 \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)}{\Delta \theta} \quad (3.35) \end{aligned}$$

Agrupando os termos de modo adequado e isolando p , a pressão num ponto qualquer i e j será:

$$\begin{aligned} p_{i,j} = & \frac{\frac{\left(\frac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j+1} + \frac{\left(\frac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} p_{i,j-1} + \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2} p_{i+1,j}}{\left[\frac{\left(\frac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2}\right] + \left[\frac{\left(\frac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2}\right] + \left[\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2}\right] + \left[\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2}\right]} + \\ & \frac{\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2} p_{i-1,j} - 6 \pi r_j \left(\frac{R_e}{L}\right)^2 K^2 \left[\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)}{\Delta \theta} - \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)}{\Delta \theta}\right]}{\left[\frac{\left(\frac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2}\right] + \left[\frac{\left(\frac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2}\right] + \left[\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2}\right] + \left[\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2}\right]} \quad (3.36) \end{aligned}$$

Finalmente, a equação 3.36 pode ser escrita simplificadamente, da seguinte maneira:

$$p_{i,j} = A1_{i,j} p_{i,j+1} + A2_{i,j} p_{i,j-1} + A3_{i,j} p_{i+1,j} + A4_{i,j} p_{i-1,j} + A5_{i,j} \quad (3.37)$$

Os valores $p_{i,j}$ se referem aos valores das pressões calculadas no ponto $p_{i,j}$, ao passo que os fatores $A1 \dots A5$, equações 3.38 a 3.42, são os coeficientes da equação de diferenças finitas:

$$A1_{i,j} = \frac{\left(\frac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2 \text{denom}_{i,j}} \quad (3.38)$$

$$A2_{i,j} = \frac{\left(\frac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2 \text{denom}_{i,j}} \quad (3.39)$$

$$A3_{i,j} = \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2 \text{denom}_{i,j}} \quad (3.40)$$

$$A4_{i,j} = \frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2 \text{denom}_{i,j}} \quad (3.41)$$

$$A5_{i,j} = \frac{-6 \pi r_j \left(\frac{Re}{L}\right)^2 K^2 \left[\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{\Delta \theta}\right) - \left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{\Delta \theta}\right)\right]}{\text{denom}_{i,j}} = \frac{-6 \pi r_j \left(\frac{Re}{L}\right)^2 K^2 \left[\left(\frac{h_{i+1,j}-h_{i-1,j}}{\Delta \theta}\right)\right]}{\text{denom}_{i,j}} \quad (3.42)$$

$$\text{denom}_{i,j} = \left[\frac{\left(\frac{r_{j+1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j+1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} \right] + \left[\frac{\left(\frac{r_{j-1}+r_j}{2}\right)\left(\frac{h_{i,j}+h_{i,j-1}}{2}\right)^3}{\Delta r^2} \right] + \left[\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i+1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2} \right] + \left[\frac{\left(\frac{h_{i,j}+h_{i-1,j}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2} \right] \quad (3.43)$$

Na programação FORTRAN, são usadas duas notações para indicar a pressão hidrodinâmica em cada ponto, isto é: $pn_{i,j}$, que é a pressão da iteração atual, e $p_{i,j}$, que é a pressão da iteração anterior. Posto que quando se estiver calculando $pn_{i,j}$, os valores $p_{i,j-1}$ e $p_{i-1,j}$ já foram calculados para a mais nova iteração, é conveniente utilizá-los na equação, para acelerar a convergência. Assim, a equação 3.37 pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$pn_{i,j} = A1_{i,j}p_{i,j+1} + A2_{i,j}pn_{i,j-1} + A3_{i,j}p_{i+1,j} + A4_{i,j}pn_{i-1,j} + A5_{i,j} \quad (3.44)$$

Devido às condições de contorno adotadas, a equação 3.44 poderá ser escrita para cada nó situado no interior do domínio de integração, obtendo-se então um sistema de $(n-2) \times (m-2)$ equações com $n \times m$ incógnitas, onde n e m são os números de pontos segundo i e j , respectivamente. Portanto, para que as $n \times m$ incógnitas possam ser determinadas há necessidade de se obter mais $[2(m+n)-4]$ equações, o que pode ser feito impondo-se as condições de pressão já conhecidas em cada ponto nos contornos do domínio de integração.

A equação 3.44 pode ser resolvida pelo método iterativo de sobre-relaxação (Bejan 1984). Para se utilizar o método de sobre-relaxação, deve-se somar e subtrair $p_{i,j}$ na equação 3.44 e escrevê-la da seguinte forma:

$$pn_{i,j} = p_{i,j} + \lambda_0 (A1_{i,j}p_{i,j+1} + A2_{i,j}pn_{i,j-1} + A3_{i,j}p_{i+1,j} + A4_{i,j}pn_{i-1,j} + A5_{i,j} - p_{i,j}) \quad (3.45)$$

O parâmetro λ_0 , chamado de parâmetro de sobre-relaxação ótimo, o qual tem a função de acelerar o processo de cálculo iterativo, pode ser determinado pela equação 3.46:

$$\lambda_0 = \frac{2 \left[1 - (1 - \lambda)^{\frac{1}{2}} \right]}{\lambda} \quad (3.46)$$

sendo λ calculado por:

$$\lambda = \left[\frac{\cos\left(\frac{\pi}{n}\right) + \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta r}\right)^2 \cos\left(\frac{\pi}{m}\right)}{1 + \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta r}\right)^2} \right]^2 \quad (3.47)$$

No programa computacional, a condição de convergência do cálculo da distribuição de pressões foi assegurada pela imposição de um valor de tolerância igual a 1.10^{-4} , para se comparar com a diferença calculada num ponto para as interações atuais e anteriores. Quando o valor da diferença calculada numa determinada iteração for menor que o valor de tolerância fixado, considera-se que o programa tenha convergido. Se o programa não convergir em função deste parâmetro, então, é imposto um limite de parada do processo iterativo, que foi fixado arbitrariamente em 1000 iterações.

3.4. Determinação dos parâmetros de desempenho do mancal

Serão apresentados nesta seção os seguintes parâmetros de desempenho do mancal desenvolvidos neste trabalho, que são: capacidade de carga e pressão média na sapata; centro de pressão da sapata; vazões de óleo lubrificante na sapata; perda de potência, torque de atrito e coeficiente de atrito na sapata; elevação da temperatura do óleo sobre a sapata; e temperaturas de operação do mancal.

3.4.1. Capacidade de carga e pressão média no mancal

A capacidade de carga de uma sapata é a força que a mesma é capaz de suportar hidrodinamicamente e pode ser calculada após a obtenção do valor das pressões em cada ponto do domínio de integração. A capacidade de carga é calculada através da equação 3.48:

$$F_0 = \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} p_0 r_0 d\theta dr_0 \quad (3.48)$$

Das equações 3.17 a 3.21, a pressão p_0 e o raio r_0 podem ser escritos em função de seus correspondentes adimensionais p e r , isto é:

$$p_0 = p \eta N \left(\frac{L}{h_{rs}} \right)^2 \quad (3.49)$$

$$r_0 = r R_e \quad (3.50)$$

$$dr_0 = R_e dr \quad (3.51)$$

Substituindo as equações 3.49 a 3.51 em 3.48, fazendo a adimensionalização das variáveis, a capacidade de carga pode ser escrita da seguinte forma:

$$F_0 = \int_{\frac{R_i}{R_e}}^1 \int_0^{\theta_0} p \eta N R_e^2 \left(\frac{L}{h_{rs}} \right)^2 r d\theta dr \quad (3.52)$$

A equação 3.52 pode ser discretizada como segue:

$$F_0 = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n p_{(i,j)} \eta N R_e^2 \left(\frac{L}{h_{rs}} \right)^2 r_{(j)} \Delta r \Delta \theta \quad (3.53)$$

ou,

$$F_0 = \eta N R_e^2 \left(\frac{L}{h_{rs}} \right)^2 \Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n p_{(i,j)} r_{(j)} \quad (3.54)$$

A parte discreta da equação 3.54 será designada por F e representa a capacidade de carga adimensional, como segue:

$$F = \Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n p_{(i,j)} r_{(j)} \quad (3.55)$$

Assim, a capacidade de carga dimensional, F_0 , toma o seguinte aspecto:

$$F_0 = \eta N R_e^2 \left(\frac{L}{h_{rs}} \right)^2 F \quad (3.56)$$

A área efetiva de carga, A_s , de uma sapata setorial de ângulo θ_0 (em radianos) é dada por:

$$A_s = \frac{\theta_0}{2} (R_e^2 - R_i^2) \quad (3.57)$$

de modo que a área efetiva total, A , de um mancal com número Z de sapatas setoriais será:

$$A = \frac{\theta_0}{2} (R_e^2 - R_i^2) Z \quad (3.58)$$

A capacidade de carga pode ser considerada como sendo igual ao produto da pressão média pela área da sapata, isto é:

$$F_0 = P_m A_s = P_m \left[\frac{\theta_0}{2} (R_e^2 - R_i^2) \right] \quad (3.59)$$

Igualando-se as equações 3.54 e 3.59, tem-se:

$$\eta N R_e^2 \left(\frac{L}{h_{rs}} \right)^2 \Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n p_{(i,j)} r_{(j)} = P_m \left[\frac{\theta_0}{2} (R_e^2 - R_i^2) \right] \quad (3.60)$$

Portanto, a pressão média, P_m , é dada por:

$$P_m = \frac{2 \eta N R_e^2 \left(\frac{L}{h_{rs}} \right)^2}{\theta_0 (R_e^2 - R_i^2)} \Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n p_{(i,j)} r_{(j)} \quad (3.61)$$

A solução dos somatórios da equação 3.61, isto é, da capacidade de carga adimensional, F , equação 3.55, pode ser obtida através do método de Simpson, descrito no apêndice C, conforme Merian e Kraige (2002).

Para calcular F , a integral em cada linha da malha discretizada sobre a sapata setorial foi resolvida através da equação a seguir:

$$\begin{aligned} \text{Integração de Simpson} = \frac{\Delta\theta}{3} \{ & 4[p_{2,j} r_j + p_{4,j} r_j + \dots + p_{np,j} r_j] + \\ & 2[p_{3,j} r_j + p_{5,j} r_j + \dots + p_{n1,j} r_j] \} \end{aligned} \quad (3.62)$$

Os valores $p_{1,j}$ e $p_{n,j}$ não apareceram na equação acima, por serem nulos, devido a estarem nos contornos do domínio de integração na sapata, onde as pressões são nulas. Após a obtenção dos valores resultantes da integração de todas as linhas na direção circunferencial, aplica-se novamente o método de Simpson na direção radial, obtendo-se assim a capacidade de carga adimensional, F , de cada sapata.

3.4.2. Centro de pressão da sapata

A determinação das coordenadas do centro de pressão é obtida pela aplicação do somatório dos momentos das forças atuantes sobre a superfície da sapata em relação aos eixos de coordenadas x e y , com origem no centro geométrico do mancal, conforme Figura 3.6.

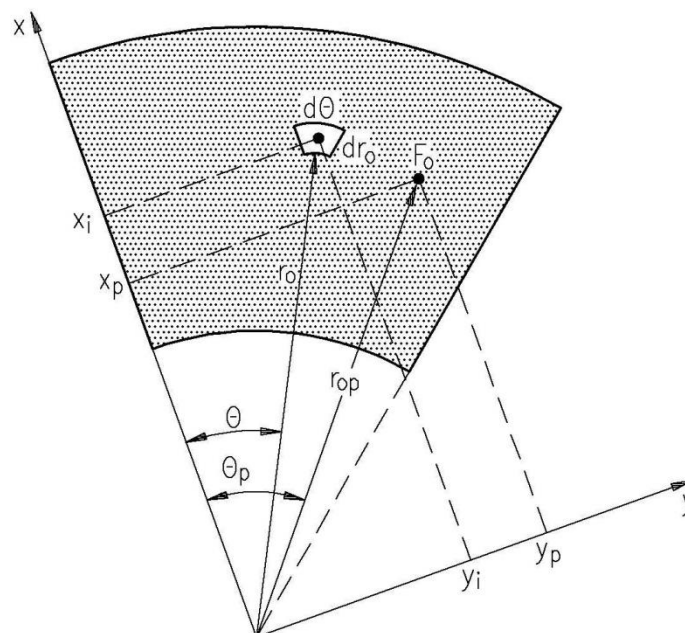


Figura 3.6 – Sistema de eixos usados na determinação das coordenadas do centro de pressão da sapata.

O centro de pressão corresponde ao centro de equilíbrio da sapata em função das forças de pressão atuantes sobre a mesma. Em função deste cálculo pode-se, então, obter as coordenadas do centro de pressão que equivalem as coordenadas de pivotamento da sapata.

Definiram-se, inicialmente, as seguintes coordenadas dimensionais:

- x_p e y_p – coordenadas cartesianas do centro de pressão ou de pivotamento da sapata;
- x_i e y_i – coordenadas cartesianas de um elemento de área sobre a superfície da sapata;
- θ_p e r_{0p} – coordenadas polares do centro de pressão ou de pivotamento da sapata;
- θ e r_0 – coordenadas polares de um elemento de área sobre a superfície da sapata;

Considerando-se inicialmente o elemento setorial de coordenadas θ e r_0 , Figura 3.6, e área $dA = r_0 d\theta dr_0$, onde atua a pressão p_0 , o momento da força resultante F_0 em relação ao eixo y deve ser igual à soma dos momentos das forças elementares, isto é:

$$F_0 x_p = \int \int p_0 x r_0 d\theta dr_0 \quad (3.63)$$

Da Figura 3.6, têm-se as seguintes relações geométricas:

$$x_i = r_0 \cos \theta \quad e \quad y_i = r_0 \sin \theta \quad (3.64)$$

Substituindo x_i na equação 3.63 resulta:

$$F_0 x_p = \int \int p_0 r_0 \cos \theta r_0 dr_0 d\theta \quad (3.65)$$

Substituindo-se as relações de adimensionalização dadas nas equações 3.49 a 3.51 e 3.56, resulta:

$$\eta N R_e^2 \left(\frac{L}{hrs}\right)^2 F x_p = \int \int p \eta N \left(\frac{L}{hrs}\right)^2 r^2 R_e^3 \cos \theta dr d\theta \quad (3.66)$$

ou,

$$\eta N R_e^2 \left(\frac{L}{hrs}\right)^2 F x_p = \eta N R_e^3 \left(\frac{L}{hrs}\right)^2 \int \int p r^2 \cos \theta dr d\theta \quad (3.67)$$

Designando-se por $r_i = R_i / R_e$ o raio adimensional interno, a coordenada adimensional x_p do centro de pressão é dada por:

$$x_p = \frac{R_e}{F} \int_0^{\theta_0} \int_{r_i}^1 p r^2 \cos \theta dr d\theta \quad (3.68)$$

Aplicando-se a mesma seqüência para o momento da força resultante em relação ao eixo x , obtém-se a coordenada adimensional y_p , isto é:

$$y_p = \frac{R_e}{F} \int_0^{\theta_0} \int_{r_i}^1 p r^2 \text{sen } \theta dr d\theta \quad (3.69)$$

As equações 3.68 e 3.69 tomam o seguinte aspecto na forma discretizada.

$$x_p = \frac{R_e}{F} \Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n p_{(i,j)} r_{(i)}^2 \cos \theta_{(i)} \quad (3.70)$$

$$y_p = \frac{R_e}{F} \Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n p_{(i,j)} r_{(i)}^2 \text{sen } \theta_{(i)} \quad (3.71)$$

Para transformar as coordenadas do centro de pressão, ou de pivotamento da sapata, de cartesianas para polar, têm-se:

$$r_{0p} = \sqrt{x_p^2 + y_p^2} \quad (3.72)$$

$$\theta_p = \text{arc tg } \frac{y_p}{x_p} \quad (3.73)$$

A determinação das coordenadas do centro de pressão da sapata é feita através de um processo iterativo implementado no programa computacional. Inicia-se o processo iterativo supondo valores para o raio e ângulo do centro de pressão da sapata, r_{0p} e θ_p , os quais são usados para a determinação da distribuição de espessuras de filme de óleo adimensionais e, posteriormente, a distribuição de pressões hidrodinâmicas adimensionais.

Após a obtenção da distribuição de pressões adimensionais, são calculadas as novas coordenadas do centro de pressão e, também, são feitas a subtração das novas coordenadas pelas coordenadas iniciais e, em módulo, são comparadas com um fator de convergência de

10^{-3} . Na seção 3.4.7, que descreve o método de cálculo usado para determinar as temperaturas de operação do mancal, é apresentado um fluxograma do programa computacional, Figura 3.10, que demonstra a sequência de cálculos relatados aqui.

As diferenças entre as coordenadas foram nomeadas por DIFR e DIFTETA, que são as diferenças entre as coordenadas do centro de pressão, ou de pivotamento da sapata, na direção r e θ nas iterações atual e anterior. Enquanto DIFR e DIFTETA não se tornarem menores que o fator de convergência, o programa computacional continuará fazendo as iterações. Em cada iteração o programa guarda os últimos valores calculados das coordenadas e, ao iniciar uma nova iteração, substitui as coordenadas iniciais dos cálculos pelas coordenadas obtidas na iteração anterior.

As coordenadas do centro de pressão, ou de pivotamento da sapata, foram obtidas para valores do fator K variando de 0,9 a 0,2, respectivamente, a posição próxima do centro da sapata e a posição próxima da borda de saída da sapata.

3.4.3. Vazão de óleo na direção circunferencial

As equações das vazões foram obtidas considerando-se inicialmente as condições de escoamento de um fluido newtoniano entre duas placas não paralelas, conforme mostrado no apêndice B, Figura B.1. Considerando-se um elemento setorial de área $r_0 d\theta dr_0$, a vazão de óleo na direção circunferencial, Q_c , entre as superfícies do colar giratório e do elemento setorial considerado é dada pelo produto da velocidade na direção circunferencial pela área transversal ao fluxo considerado (área esta constituída pelo produto $dy dr_0$ da espessura do filme de óleo e do elemento de raio), isto é:

$$Q_c = \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{h_0} u dy dr_0 \quad (3.74)$$

sendo u a velocidade do fluido na direção tangencial, dada pela equação B.13. Considerando-se que a sapata é estacionária, isto é, $U_1 = 0$ e fazendo $U_2 = U$, a equação B.13 pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$u = \frac{1}{2\eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y (y - h_0) + \frac{y}{h_0} U \quad (3.75)$$

Substituindo-se a equação 3.75 em 3.74 resulta:

$$Q_c = \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{h_0} \left[\frac{1}{2\eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} (y^2 - h_0 y) + \frac{y}{h_0} U \right] dy dr_0 \quad (3.76)$$

Integrando-se a equação 3.76 em relação a y , obtém-se:

$$Q_c = \int_{R_i}^{R_e} \left[\frac{1}{2\eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \left| \frac{y^3}{3} - \frac{h_0 y^2}{2} \right|_0^{h_0} + \left| \frac{y^2}{2h_0} \right|_0^{h_0} U \right] dr_0 \quad (3.77)$$

Substituindo-se os limites de integração e agrupando-se convenientemente, resulta na seguinte equação para o cálculo da vazão circunferencial através da seção transversal considerada:

$$Q_c = \int_{R_i}^{R_e} \left(\frac{U h_0}{2} - \frac{h_0^3}{12\eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) dr_0 \quad (3.78)$$

Nos itens seguintes, a equação 3.78 será adaptada para considerar as vazões na saída e na entrada de cada sapata, indicadas respectivamente por Q_S e Q_E na Figura 3.7.

Vazões de óleo na saída da sapata

A Figura 3.7 mostra o sentido de rotação do colar sobre uma sapata, as direções de vazão e os vetores unitários referentes à cada direção de vazão.

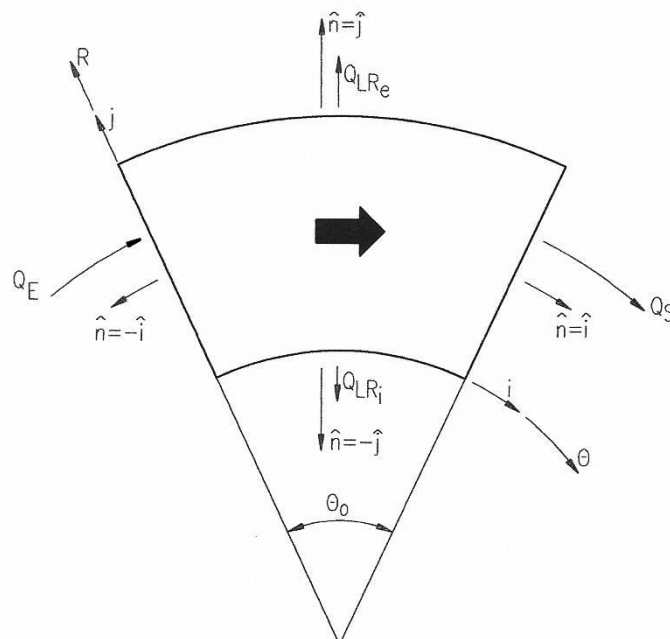


Figura 3.7 – Direções e convenção do sinal das vazões.

Considerando-se que o colar gira no sentido horário, conforme indicado na Figura 3.7, a vazão circunferencial na saída da sapata terá o sentido horário, que será considerado como positivo. Assim, esta vazão será considerada como o produto da equação 3.78 pelo vetor unitário \hat{n} , indicado na Figura 3.7, isto é:

$$Q_S = \int_{R_i}^{R_e} \hat{n} \cdot \left(\frac{U h_0}{2} - \frac{h_0^3}{12 \eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) dr_0 \quad (3.79)$$

Conforme evidenciado na equação 3.79, na ausência de uma pressão de alimentação, a vazão de lubrificante na saída da sapata é constituída de uma componente devida ao cisalhamento e outra devida ao gradiente de pressão.

O vetor unitário é considerado positivo ou negativo, dependendo do sentido dos eixos. Como o vetor \hat{n} na saída da sapata é igual a $+\hat{i}$, o produto escalar acima não muda de sinal, de modo que a equação 3.79 pode ser desmembrada e escrita da seguinte maneira:

$$Q_S - \int_{R_i}^{R_e} \frac{U h_0}{2} dr_0 = \int_{R_i}^{R_e} \frac{-h_0^3}{12 \eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} dr_0 \quad (3.80)$$

O primeiro membro da equação 3.80 pode ser expresso de uma maneira conveniente, em função de uma velocidade tangencial no raio externo $U_{Re} = 2\pi R_e N$, da largura radial L e da espessura h_p do filme de óleo (na posição correspondente ao pivotamento da sapata) e de uma vazão adimensional q_S , da seguinte maneira:

$$Q_S - \int_{R_i}^{R_e} \frac{U h_0}{2} dr_0 = q_S \frac{U_{Re}}{2} L h_p = q_S \pi R_e N L h_p \quad (3.81)$$

Comparando-se as equações 3.81 e 3.80, pode-se escrever:

$$q_S \pi R_e N L h_p = \int_{R_i}^{R_e} \frac{-h_0^3}{12 \eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} dr_0 \quad (3.82)$$

Para representar o segundo membro da equação 3.82 na forma adimensional, as seguintes relações foram usadas:

$$h_0^3 = h^3 h_p^3 \quad (3.83)$$

$$\partial p_0 = \partial p \eta N \left(\frac{L}{hrs} \right)^2 \quad (3.84)$$

$$\partial r_0 = R_e \partial r \quad (3.85)$$

$$r_0 = r R_e \quad (3.86)$$

$$dr_0 = R_e dr \quad (3.87)$$

Substituindo as relações de 3.83 a 3.87 em 3.82, resulta:

$$q_S = \frac{1}{\pi R_e N L h_p} \int_{\frac{R_i}{R_e}}^1 \frac{-h^3 h_p^3}{12 \eta r R_e} \eta N \left(\frac{L}{hrs} \right)^2 \frac{\partial p}{\partial \theta} R_e dr \quad (3.88)$$

Simplificando a equação anterior, resulta finalmente:

$$q_S = \frac{-L}{12 \pi R_e K^2} \int_{\frac{R_i}{R_e}}^1 \frac{h^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_0} dr \quad (3.89)$$

Numericamente, para determinar q_S na saída da sapata, deve-se calcular o gradiente de pressão na fronteira radial correspondente do setor. Para isto, supõe-se que o campo de pressão é uma função de segundo grau na direção ortogonal a essa fronteira. Assim, para calcular o gradiente de pressão usa-se uma aproximação de diferenças regressivas de três pontos, Smith (1989). A Figura 3.8 mostra os pontos da malha e também os coeficientes das equações que calculam as derivadas tanto progressivas quanto regressivas nas direções circunferencial e radial.

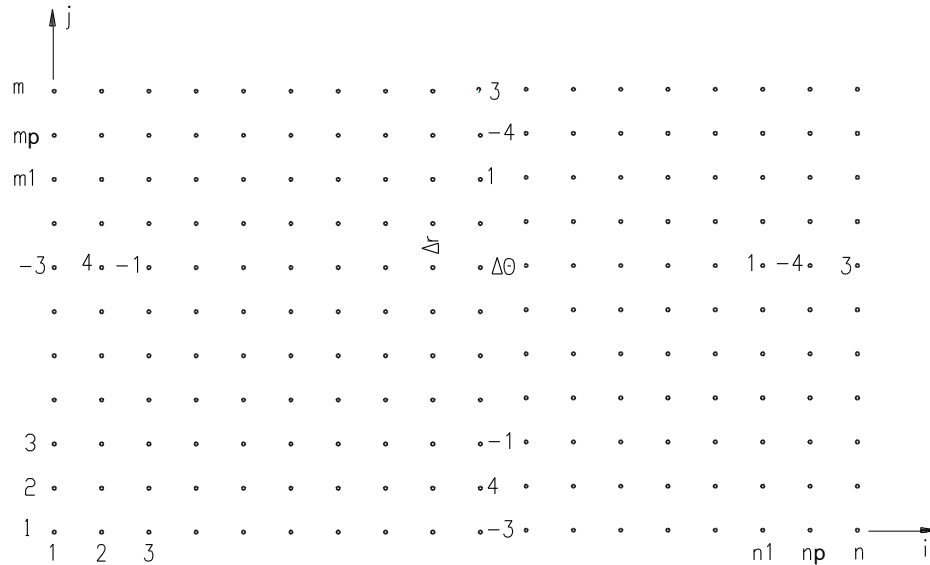


Figura 3.8 – A malha e os coeficientes das pressões para calcular as derivadas.

Assim, para $i = n$, tem-se:

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_0} = \frac{3 p_n(n,j) - 4 p_n(np,j) + p_n(n1,j)}{2 \Delta \theta} \tag{3.90}$$

A pressão $p_n(n,j)$ é nula para qualquer j . Posteriormente, para facilitar o procedimento, o integrando da equação 3.89 foi representado por “integrandos”, onde o sufixo “s” foi utilizado para indicar a saída da sapata, da seguinte maneira:

$$integrandos_j = \frac{h_{(n,j)}^3}{r_{(j)}} \frac{\partial p}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_0} \tag{3.91}$$

Portanto, após a discretização, a integral pode ser resolvida utilizando o método de Simpson, como segue:

$$\begin{aligned} \int_{R_e}^{R_i} \frac{h^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_0} dr &= \frac{\Delta r}{3} \sum_{j=1}^m integrandos_j \\ &= \frac{\Delta r}{3} [2 (integrandos_3 + integrandos_5 + \dots + integrandos_{m1}) + \\ &\quad 4(integrandos_2 + integrandos_4 + \dots + integrandos_{mp})] \end{aligned} \tag{3.92}$$

Os $integrandos_l$ e $integrandos_m$ são nulos e, portanto, não apareceram na equação acima e a vazão adimensional q_S , equação 3.89, toma o seguinte aspecto:

$$q_S = \frac{-L \Delta r \sum_{j=1}^m integrandos_j}{36 \pi R_e K^2} \quad (3.93)$$

O termo referente ao cisalhamento do filme de óleo, da equação 3.79, pode ser representado como mostrado a seguir, em função da velocidade tangencial em cada ponto da malha na saída da sapata:

$$\int \frac{U h_0}{2} dr_0 = \pi N \int_{R_i}^{R_e} r_0 h_0 dr_0 \quad (3.94)$$

Adimensionalizando a equação 3.94 pela substituição das equações 3.18, 3.50 e 3.51, também, fazendo a discretização da mesma, resulta:

$$\int \frac{U h_0}{2} dr_0 = \pi N R_e^2 h_p \Delta r \sum_{j=1}^m r_{(j)} h_{(n,j)} \quad (3.95)$$

O termo discreto apresentado na equação anterior também será resolvido com a aplicação do método de Simpson.

Finalmente, considerando-se as equações 3.95, 3.82 e 3.80, a vazão de óleo na saída da sapata, Q_S , pode ser expressa da seguinte maneira:

$$Q_S = q_S \pi R_e N L h_p + \pi N R_e^2 h_p \frac{\Delta r}{3} \sum_{j=1}^m r_{(j)} h_{(n,j)} \quad (3.96)$$

A equação 3.96 pode ser rearranjada da seguinte forma:

$$Q_S = \pi N R_e L h_p \left[q_S + \frac{R_e}{L} \frac{\Delta r}{3} \sum_{j=1}^m r_{(j)} h_{(n,j)} \right] \quad (3.97)$$

Assim, denominando-se por q_{0S} os valores entre colchetes, tem-se:

$$Q_S = \pi N R_e L h_p q_{0S} \quad (3.98)$$

Vazão de óleo na entrada da sapata

Para calcular a vazão na entrada, utiliza-se a mesma equação 3.78, porém com o sinal invertido, pois nesse caso o vetor unitário da Figura 3.7 é igual a $-\hat{i}$, resultando:

$$Q_E = \int_{R_i}^{R_e} \left(-\frac{U h_0}{2} + \frac{h_0^3}{12 \eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) dr_0 \quad (3.99)$$

Da Figura 3.8, para $i = 1$ e $\theta = 0$, tem-se:

$$\left. \frac{\partial p}{\partial \theta} \right|_{\theta=0} = \frac{-3 p_n(1,j) + 4 p_n(2,j) - p_n(3,j)}{2 \Delta \theta} \quad (3.100)$$

Com j variando de 1 a m , neste caso, para $p_n(1, j) = 0$, tem-se:

$$\int_{\frac{R_i}{R_e}}^1 \frac{h^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \Big|_{\theta=0} dr = \frac{\Delta r}{3} \sum_{j=1}^m \text{integrandoe}_j \quad (3.101)$$

$$q_E = \frac{L \Delta r \sum_{j=1}^m \text{integrandoe}_j}{36 \pi R_e K^2} \quad (3.102)$$

Analogamente ao que foi feito para a vazão na saída da sapata, obtém-se a vazão na entrada da sapata usando-se a mesma solução para o termo do cisalhamento do filme de óleo, de aspecto semelhante à equação 3.95, de modo que a vazão de entrada será calculada por:

$$Q_E = q_E \pi R_e N L h_p - \pi N R_e^2 h_p \frac{\Delta r}{3} \sum_{j=1}^m r_{(j)} h_{(1,j)} \quad (3.103)$$

A equação 3.103 pode ser reescrita como segue:

$$Q_E = \pi N R_e L h_p \left[q_E - \frac{R_e}{L} \frac{\Delta r}{3} \sum_{j=1}^m r_{(j)} h_{(1,j)} \right] \quad (3.104)$$

Assim, denominando por q_{0E} os valores entre colchetes, tem-se:

$$Q_E = \pi N R_e L h_p q_{0E} \quad (3.105)$$

3.4.4. Vazão de óleo na direção radial

Com base no escoamento de um fluido entre duas placas paralelas, conforme Figura B.1, e considerando um elemento setorial de área $r_0 d\theta dr_0$, a vazão de óleo na direção radial, Q_R , entre as superfícies do colar giratório e do elemento setorial considerado é dada pelo produto da velocidade na direção radial pela área transversal ao fluxo considerado (área esta constituída pelo produto $r_0 d\theta dy$ do arco elementar e da espessura do filme de óleo), isto é:

$$Q_R = \int_0^{\theta_0} \int_0^{h_0} w dy r_0 d\theta \quad (3.106)$$

onde, w é a velocidade do fluido na direção radial, dada pela equação B.23. Considerando-se que $W_1 = 0$ e $W_2 = W$ a equação B.23 pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} y (y - h_0) + \frac{y}{h_0} W \quad (3.107)$$

Considerando-se também que $W = 0$, pois a sapata é estacionária, a velocidade radial do fluido, será:

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} y (y - h_0) \quad (3.108)$$

Substituindo-se a equação 3.108 em 3.106, integrando-se em relação a y e agrupando-se convenientemente, resulta na seguinte equação para o cálculo da vazão radial através da seção transversal considerada:

$$Q_R = \int_0^{\theta_0} \left(\frac{-h_0^3 r_0}{12\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} \right) d\theta \quad (3.109)$$

Vazão de óleo no raio interno da sapata

A vazão no raio interno, isto é, em $r_0 = R_i$ e de acordo com a convenção estabelecida para o sinal mostrada na Figura 3.7, pode ser representada por:

$$Q_{LR_i} = \int_0^{\theta_0} \hat{n} \cdot \left(\frac{-h_0^3 r_0}{12\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} \right) d\theta \quad (3.110)$$

A solução da equação 3.109 foi a mesma usada para a equação 3.79, só que nesta equação não se encontra o termo referente ao cisalhamento do filme de óleo lubrificante. Expressando-se arbitrariamente o termo referente ao gradiente de pressão em função de uma velocidade tangencial $U_{Re} = 2\pi R_e N$, da largura radial L e da espessura h_p do filme de óleo no pivô, a vazão radial no raio interno da sapata pode ser expressa da seguinte maneira:

$$Q_{LR_i} = q_{R_i} \frac{U_{Re}}{2} L h_p = q_{R_i} \pi N L R_e h_p \quad (3.111)$$

Igualando as equações 3.109 e 3.111 e simplificando-se, obtém-se:

$$q_{R_i} = \frac{-1}{\pi R_e N L h_p} \int_0^{\theta_0} \frac{h_0^3}{12 \eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} d\theta \quad (3.112)$$

Utilizando-se as equações 3.83 a 3.87 para adimensionalizar a equação 3.112, resulta:

$$q_{R_i} = \frac{-L}{12 \pi R_e K^2} \int_0^{\theta_0} h^3 r \frac{\partial p}{\partial r} d\theta \quad (3.113)$$

Na equação 3.110, o produto escalar muda de sinal, pois o vetor unitário \hat{n} é igual a $-\hat{j}$, de modo que a equação 3.113 toma a seguinte forma:

$$q_{R_i} = \frac{L}{12 \pi R_e K^2} \int_0^{\theta_0} h^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \Big|_{r=R_i/R_e} d\theta \quad (3.114)$$

Numericamente, para determinar q_{R_i} , deve-se calcular o gradiente de pressão na fronteira correspondente ao arco interno do setor. Este gradiente é uma aproximação de diferenças progressivas de três pontos, conforme mostrado na Figura 3.8. Assim para $i = 1$ e $r = R_i/R_e$, tem-se:

$$\frac{\partial p}{\partial r} \Big|_{r=R_i/R_e} = \frac{-3 pn(i,1) + 4 pn(i,2) - pn(i,3)}{2 \Delta r} \quad (3.115)$$

Sendo $pn(i,1) = 0$, pois está na fronteira, e com i variando de 1 a n , para cada i foi calculado o integrando mostrado a seguir:

$$integrandori_i = h_{(i,1)}^3 r_{(1)} \left. \frac{\partial p}{\partial r} \right|_{\frac{R_i}{R_e}} \quad (3.116)$$

Portanto, após a discretização, a integral pode ser resolvida utilizando o método de Simpson, como segue:

$$\begin{aligned} \int_0^{\theta_0} h^3 r \left. \frac{\partial p}{\partial r} \right|_{\frac{R_i}{R_e}} d\theta &= \frac{\Delta\theta}{3} \sum_{i=1}^n integrandori_i \\ &= \frac{\Delta\theta}{3} [2 (integrandori_3 + integrandori_5 + \dots + integrandori_{n1}) + \\ &\quad 4(integrandori_2 + integrandori_4 + \dots + integrandori_{np})] \end{aligned} \quad (3.117)$$

Os $integrandori_i$ e $integrandori_n$ são nulos e, portanto, não apareceram na equação acima e a vazão adimensional q_{R_i} , equação 3.114, toma o seguinte aspecto:

$$q_{R_i} = \frac{L \Delta\theta \sum_{i=1}^n integrandori_i}{36 \pi R_e K^2} \quad (3.118)$$

A equação 3.118 é utilizada, portanto, para calcular a vazão adimensional de óleo no raio interno da sapata. Passando para a forma dimensional, tem-se:

$$Q_{LR_i} = \pi N R_e L h_p q_{R_i} \quad (3.119)$$

Vazão de óleo no raio externo da sapata

A vazão de óleo no raio externo da sapata, isto é, em $r_0 = R_e$, de acordo com a convenção estabelecida para o sinal, vetor unitário \hat{n} igual ao vetor $-\hat{j}$, mostrada na Figura 3.7, pode ser representada por:

$$Q_{LR_e} = \int_0^{\theta_0} \hat{n} \cdot \left(\frac{-h_0^3 r_0}{12 \eta} \frac{\partial p_0}{\partial r_0} \right) d\theta \quad (3.120)$$

O termo compreendido entre parênteses será chamado de q_{Re} . Isolando-se q_{Re} e efetuando-se as mesmas substituições e simplificações adotadas no item anterior para a adimensionalização, resulta na equação seguinte:

$$q_{Re} = \frac{-L}{12 \pi R_e K^2} \int_0^{\theta_0} h^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \Big|_{r=1} d\theta \quad (3.121)$$

Numericamente, para determinar q_{Re} , deve-se calcular o gradiente de pressão na fronteira correspondente ao arco externo do setor. Assim, com $i = m$ e $r = 1$, têm-se:

$$\frac{\partial p}{\partial r} \Big|_{r=1} = \frac{pn(i,m1) - 4pn(i,mp) + 3pn(i,m)}{2 \Delta r} \quad (3.122)$$

Com i variando de 1 a n , neste caso, para $pn(i,m) = 0$, tem-se:

$$integrandore_i = h_i^3 r_m \frac{\partial p}{\partial r} \Big|_{r=1} \quad (3.123)$$

Portanto, após a discretização, a integral pode ser resolvida utilizando o método de Simpson, como segue:

$$q_{Re} = \frac{-L \Delta \theta \sum_{i=1}^n integrandore_i}{36 \pi R_e K^2} \quad (3.124)$$

A equação 3.124 é utilizada, portanto, para calcular a vazão adimensional de óleo no raio externo da sapata. Passando para a forma dimensional, resulta:

$$Q_{LR_e} = \pi N R_e L h_p q_{Re} \quad (3.125)$$

3.4.5. Perda de potência, torque de atrito e coeficiente de atrito

A perda de potência no mancal é a potência dissipada pelo cisalhamento no fluido. Conforme mostrado no apêndice B, a tensão de cisalhamento no filme de óleo, $\tau_{y\theta}$, e a velocidade em qualquer ponto do filme de fluido, u , são dadas pelas equações B.1 e B.13.

Segundo a lei de Newton para um escoamento viscoso, a tensão de cisalhamento, $\tau_{y\theta}$, no filme de óleo é dada pelo produto da viscosidade, η , pela derivada da velocidade, u , em relação à y . Assim, a partir da equação B.13 obtém-se:

$$\tau_{y\theta} = \frac{1}{2 r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} (2y - h_0) + (U_2 - U_1) \frac{\eta}{h_0} \quad (3.126)$$

Considerando $U_1 = 0$, devido à sapata estar fixa, e $U_2 = U$, pelo colar giratório estar em movimento, tem-se:

$$\tau_{y\theta} = \frac{1}{2 r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} (2y - h_0) + \frac{U \eta}{h_0} \quad (3.127)$$

A força elementar de atrito, dF_a , que se opõe ao movimento do colar giratório, será então a tensão de cisalhamento multiplicada pela área elementar:

$$dF_a = \tau_{y\theta} dA = \tau_{y\theta} r_0 d\theta dr_0 \quad (3.128)$$

A perda de potência na superfície móvel é obtida multiplicando-se a força de atrito pela velocidade, isto é:

$$dH_0 = U dF_a = U \tau_{y\theta} dA \quad (3.129)$$

Lembrando que $U=2\pi r_0 N$ e substituindo a equação 3.127 na equação 3.129, obtém-se:

$$dH_0 = 2 \pi r_0 N \left(\frac{\eta}{2 r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} [2y - h_0] + \frac{2 \pi r_0 N \eta}{h_0} \right) dA \quad (3.130)$$

Considerando-se que na superfície móvel o valor de y é igual a h_0 e que a área elementar é dada por $dA=r_0 d\theta dr_0$, tem-se:

$$dH_0 = 2 \pi r_0 N \eta \left(\frac{h_0}{2 \eta r_0} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} + \frac{2 \pi r_0 N}{h_0} \right) r_0 d\theta dr_0 \quad (3.131)$$

Assim, a perda de potência por atrito em cada sapata do mancal será obtida integrando-se a equação 3.131. Resultando na seguinte equação:

$$H_0 = 4 \pi^2 N^2 \eta \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \left(\frac{r_0^3}{h_0} + \frac{r_0 h_0}{4 \pi N \eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) d\theta dr_0 \quad (3.132)$$

Para facilitar, a integral da equação 3.132 será decomposta da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} & \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \left(\frac{r_0^3}{h_0} + \frac{r_0 h_0}{4 \pi N \eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) d\theta dr_0 \\ &= \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \frac{r_0^3}{h_0} d\theta dr_0 + \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \frac{r_0 h_0}{4 \pi N \eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} d\theta dr_0 \end{aligned} \quad (3.133)$$

As integrais do segundo membro da equação 3.133 podem ser adimensionalizadas mediante substituição das equações 3.49, 3.50 e 3.51, resultando:

$$\begin{aligned} & \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \left(\frac{r_0^3}{h_0} + \frac{r_0 h_0}{4 \pi N \eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) d\theta dr_0 \\ &= \frac{R_e^4}{h_p} \int_{R_i/R_e}^1 \int_0^{\theta_0} \frac{r^3}{h} d\theta dr + \frac{R_e^2 L^2 h_p}{4 \pi h_{rs}^2} \int_{R_i/R_e}^1 \int_0^{\theta_0} r h \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta dr \end{aligned} \quad (3.134)$$

Substituindo-se então a equação 3.134 na equação 3.132, tem-se:

$$H_0 = 4 \pi^2 N^2 \eta \left(\frac{R_e^4}{h_p} \int_{R_i/R_e}^1 \int_0^{\theta_0} \frac{r^3}{h} d\theta dr + \frac{R_e^2 L^2 h_p}{4 \pi h_{rs}^2} \int_{R_i/R_e}^1 \int_0^{\theta_0} r h \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta dr \right) \quad (3.135)$$

ou, agrupando-se convenientemente, resulta:

$$H_0 = \frac{\pi \eta N^2 R_e^4}{h_p} \left(4 \pi \int_{R_i/R_e}^1 \int_0^{\theta_0} \frac{r^3}{h} d\theta dr + \frac{L^2}{K^2 R_e^2} \int_{R_i/R_e}^1 \int_0^{\theta_0} r h \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta dr \right) \quad (3.136)$$

ou, ainda,

$$H_0 = \frac{\pi \eta N^2 R_e^4}{h_p} \left(4 \pi H_1 + \frac{L^2}{K^2 R_e^2} H_2 \right) \quad (3.137)$$

Os termos em integrais duplas foram designados por H_1 e H_2 e solucionados através da discretização das equações e da utilização do método de Simpson. Estes valores fazem parte do termo adimensional da equação da perda de potência. As expressões de H_1 e H_2 estão mostradas a seguir, nas formas de integrais e discretizadas:

$$H_1 = \int_{R_e}^1 \int_0^{\theta_0} \frac{r^3}{h} d\theta dr \implies H_1 = \Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \frac{r_{(j)}^3}{h_{(i,j)}} \quad (3.138)$$

$$H_2 = \int_{R_e}^1 \int_0^{\theta_0} r h \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta dr \implies H_2 = \Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n r_{(j)} h_{(i,j)} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (3.139)$$

O valor H_2 foi calculado usando o método de Simpson, sendo que o valor de $\partial p / \partial \theta$, da equação 3.139, foi calculado de maneira diferente para os vários pontos da malha mostrada na Figura 3.8, como segue:

- Na coluna 1, a derivada é uma aproximação progressiva de três pontos, então, tem-se:

$$\left. \frac{\partial p}{\partial \theta} \right|_{\theta=0} = \frac{-3 p_{n(i,1)} + 4 p_{n(i,2)} - p_{n(i,3)}}{2 \Delta \theta} \quad (3.140)$$

- Na coluna n, a derivada é uma aproximação regressiva de três pontos, então, tem-se:

$$\left. \frac{\partial p}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta_0} = \frac{3 p_{n(n,j)} - 4 p_{n(np,j)} + p_{n(1,j)}}{2 \Delta \theta} \quad (3.141)$$

- Nas colunas de 2 a np, a derivada é a aproximação central apresentada a seguir:

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{p_{n_{i+1,j}} - p_{n_{i-1,j}}}{2 \Delta \theta} \quad (3.142)$$

Assim, após calcular os valores de H_1 e H_2 , podem-se denominar os termos entre parênteses da equação 3.137 de “perda de potência adimensional”, designada pela letra H . Desta forma, a equação 3.137 pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$H_0 = \frac{\pi \eta N^2 R_e^4}{h_p} H \quad (3.143)$$

A viscosidade média operacional requerida para o óleo lubrificante no mancal (entre cada sapata e o colar) pode ser obtida a partir da equação 3.56, como segue:

$$\eta = \frac{F_0}{F N R_e^2} \left(\frac{h_{rs}}{L} \right)^2 \quad (3.144)$$

Substituindo-se a equação 3.144 na equação 3.143, resulta na seguinte equação usada no programa computacional para o cálculo da perda de potência na sapata:

$$H_0 = \frac{\pi N R_e^2 F_0 h_{rs}}{L^2} H^* \quad \text{sendo} \quad H^* = \frac{K H}{F} \quad (3.145)$$

Tendo-se a perda de potência, o torque de atrito pode ser calculado pela seguinte equação:

$$M_t = \frac{H_0}{2 \pi N} \quad (3.146)$$

De maneira semelhante, pode-se calcular o coeficiente de atrito como segue:

$$\mu = \frac{H_0}{U F_0} \quad (3.147)$$

3.4.6. Elevação da temperatura do óleo na sapata

Para se determinar a elevação da temperatura do lubrificante, desde a coordenada de entrada $\theta = 0$ até a saída $\theta = \theta_0$, costuma-se admitir que o calor gerado por atrito no mancal ou perda de potência é totalmente transferido para o lubrificante. Essa hipótese é tanto mais correta, quanto maior for a velocidade de rotação do colar.

Segundo Raimondi e Boyd (1955), a temperatura média do lubrificante que passa sobre a sapata pode ser calculada por:

$$T_m = T_e + 0,5 (T_s - T_e) \quad (3.148)$$

ou,

$$T_m = T_e + 0,5 \Delta T \quad (3.149)$$

sendo:

T_m = temperatura média do filme de lubrificante sobre a sapata;

ΔT = elevação da temperatura do lubrificante, desde a entrada até a saída da sapata;

T_e = temperatura do lubrificante na entrada da cunha de óleo, em $\theta = 0$;

T_s = temperatura do lubrificante na saída da cunha de óleo, em $\theta = \theta_0$,

tendo-se designado por “cunha de óleo” o volume instantâneo de óleo entre cada sapata e o colar giratório, volume este que pode ser “visualizado” nas Figuras 1.1 e 1.2.

Admitindo-se ainda que a temperatura do lubrificante que sai pelo raio interno e raio externo da sapata seja igual a $T_m = (T_s + T_e) / 2$, a equação do balanço de energia resulta:

$$F_a U + Q_E \rho c_p T_e = (Q_E - Q_{LRe} - Q_{LRi}) \rho c_p T_s + (Q_{LRe} + Q_{LRi}) \rho c_p \frac{T_e + T_s}{2} \quad (3.150)$$

sendo:

$F_a U$ = quantidade de calor devido à perda de potência.

$Q_E \rho c_p T_e$ = quantidade de calor no óleo na entrada da sapata.

$(Q_E - Q_{LRe} - Q_{LRi}) \rho c_p T_s$ = quantidade de calor no óleo na saída da sapata.

$(Q_{LRe} + Q_{LRi}) \rho c_p \frac{T_e + T_s}{2}$ = quantidade de calor no óleo que sai pelo raio interno e raio externo da sapata.

Considerando-se $\Delta T = T_s - T_e$ e reagrupando-se convenientemente as parcelas de calor da equação 3.150, tem-se:

$$F_a U = Q_E \rho c_p \Delta T \left[1 - \frac{Q_{LRe}}{Q_E} \left(\frac{1}{2} \right) - \frac{Q_{LRi}}{Q_E} \left(\frac{1}{2} \right) \right] \quad (3.151)$$

Finalmente, como $F_a U = H_0$, a elevação da temperatura do óleo lubrificante será:

$$\Delta T = \frac{2 H_0}{\rho c_p [2 Q_E - (Q_{LRe} + Q_{LRi})]} \quad (3.152)$$

Substituindo-se na equação 3.152 a variável H_0 pela equação 3.145 e, também, as vazões, Q_E , Q_{LRe} e Q_{LRi} , pelas respectivas equações 3.105, 3.125 e 3.119, obtém-se:

$$\Delta T = \frac{2 \pi N R_e^2 F_0 h_{rs} K H}{\rho c_p L^2 F (\pi N R_e L h_p) [2 q_{0E} - (q_{Re} + q_{Ri})]} \quad (3.153)$$

ou,

$$\Delta T = \frac{F_0 R_e}{\rho c_p L^3 F} \frac{2 K^2 H}{[2 q_{0E} - (q_{Re} + q_{Ri})]} \quad (3.154)$$

3.4.7. Temperaturas de operação do mancal

Para uma análise completa da operação de um mancal hidrodinâmico é necessário considerar a influência térmica na lubrificação hidrodinâmica, visto que há uma grande dependência entre a viscosidade do óleo lubrificante e a temperatura. A relação de dependência viscosidade-temperatura, a qual pode ser apresentada na forma de gráficos ou relações empíricas, já foi discutida neste capítulo, seção 3.1, através das equações 3.6 ou 3.7.

A equação bidimensional isoviscosa de Reynolds utilizada neste trabalho não é suficiente para prever com precisão o comportamento hidrodinâmico de mancais axiais de deslizamento, principalmente nos casos onde o óleo lubrificante sofre uma variação substancial da temperatura durante operação até atingir o regime (equilíbrio térmico).

Na literatura é possível encontrar diferentes métodos propostos para considerar os efeitos térmicos na análise preditiva do comportamento hidrodinâmico de mancais de deslizamento. O método iterativo utilizado neste trabalho foi proposto inicialmente por Swift (1937) e utilizado por Silva (1993), em seu trabalho sobre mancais radiais hidrodinâmicos.

A Figura 3.9 mostra as temperaturas e vazões, utilizadas neste método, nas posições de entrada, T_{mist} e Q_E , saída, T_s e Q_S , raio interno, T_m e Q_{LRe} , e raio externo, T_m e Q_{LRi} , em uma sapata setorial, considerando a rotação do colar giratório no sentido horário. Também, na posição de entrada da sapata, lado esquerdo, estão indicadas a temperatura e a vazão de óleo de suprimento do mancal, T_{sup} e Q_{sup} , necessárias para a determinação da temperatura de mistura, T_{mist} , e da vazão de entrada na sapata, Q_E .

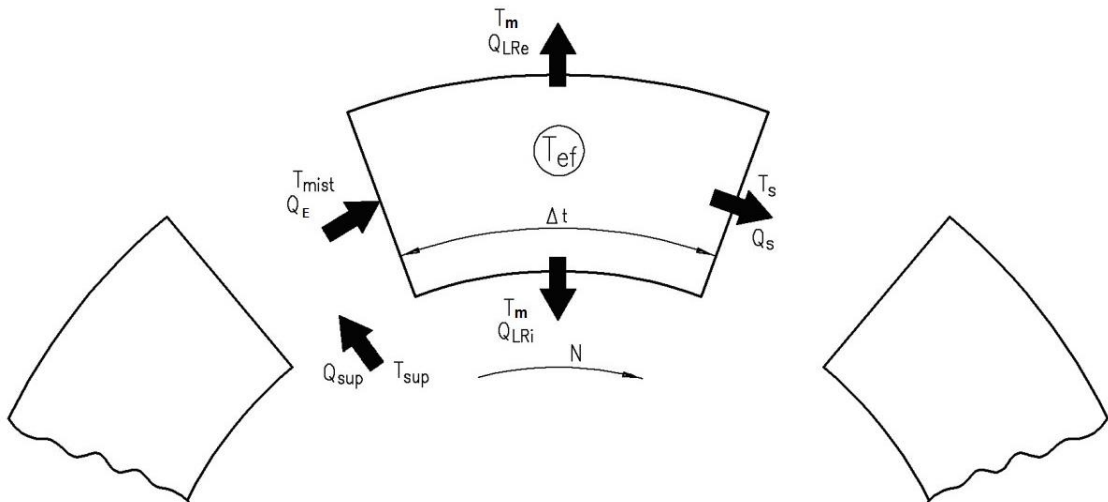


Figura 3.9 – Posição das temperaturas e vazões sobre uma sapata setorial.

A equação para o cálculo da temperatura efetiva de um mancal operando em regime foi obtida através de um balanço de energia, conforme Raimondi e Boyd (1958), a qual tem a seguinte forma ajustada ao processo de cálculo iterativo:

$$T_{ef}^{(k+1)} = T_{mist}^{(k+1)} + fT \Delta T^{(k)} \quad (3.155)$$

sendo:

$T_{ef}^{(k+1)}$ = temperatura efetiva na iteração k+1;

$T_{mist}^{(k+1)}$ = temperatura de mistura na entrada da sapata, na iteração k+1;

fT = coeficiente da posição de leitura da temperatura (constante empírica);

$\Delta T^{(k)}$ = elevação de temperatura na iteração k.

O coeficiente fT aplicado no trabalho de Raimondi e Boyd (1958) foi de 0,5, igual ao valor apresentado na equação 3.149 para o cálculo da T_m , que representava a média das temperaturas do filme de óleo na entrada e na saída da sapata. Este valor, também, representa as temperaturas do filme de óleo nos raios interno e externo da sapata. Neste trabalho foi adotado um valor de fT igual a 0,75 para a determinação da T_{ef} , com base nos dados experimentais apresentados no trabalho de Glavatskih e DeCamilo (2004), que mostra que a posição de 75% do comprimento radial e angular, respectivamente, a partir do raio interno e da entrada da sapata, apresenta a máxima temperatura de operação do mancal.

A temperatura de mistura, T_{mist} , é resultado da mistura do óleo de suprimento com o óleo de saída da sapata e é dada pelas seguintes relações:

$$T_S^{(k)} = T_{mist}^{(k)} + \Delta T^{(k)} \quad (3.156)$$

$$T_{mist}^{(k+1)} = \frac{Q_S T_S^{(k)} + (Q_{LRe} + Q_{LRi}) T_{sup}}{Q_E} \quad (3.157)$$

sendo:

$T_S^{(k)}$ = temperatura do óleo na saída da sapata na iteração k;

T_{sup} = temperatura do óleo de suprimento do mancal;

Q_S = vazão de óleo na saída da sapata;

Q_E = vazão de óleo na entrada da sapata;

Q_{LRe} = vazão de óleo no raio externo da sapata;

Q_{LRi} = vazão de óleo no raio interno da sapata;

O método consiste, inicialmente, no cálculo da temperatura do óleo na saída da sapata na iteração k, equação 3.156, após, calcula-se a temperatura de mistura na iteração k+1, equação 3.157, que é usada no cálculo da temperatura efetiva na iteração k+1, equação 3.155.

Em cada iteração deste método são recalculados os parâmetros de desempenho do mancal, devido ao cálculo sucessivo das temperaturas de operação que causam a mudança do valor da viscosidade absoluta do óleo lubrificante aplicado na análise. Os parâmetros de desempenho foram determinados para uma viscosidade absoluta média do óleo lubrificante calculado para uma temperatura média do óleo na sapata, conforme equação 3.149. Para se calcular a temperatura média a equação 3.149 deverá ser ajustada, este ajuste consiste na substituição da variável temperatura de entrada do óleo T_e pela temperatura de mistura T_{mist} .

A convergência do método é alcançada quando o valor, em módulo, da diferença entre a temperatura efetiva na iteração k pela iteração k+1 apresentar valor menor ou igual ao fator de convergência de 0,05, ou $|T_{ef}^{(k)} - T_{ef}^{(k+1)}| \leq 0,05^\circ\text{C}$.

A Figura 3.10 apresenta o fluxograma do programa computacional desenvolvido, no qual é possível identificar o percurso dos métodos iterativos adotados na determinação das coordenadas do centro de pressão e das temperaturas de operação do mancal.

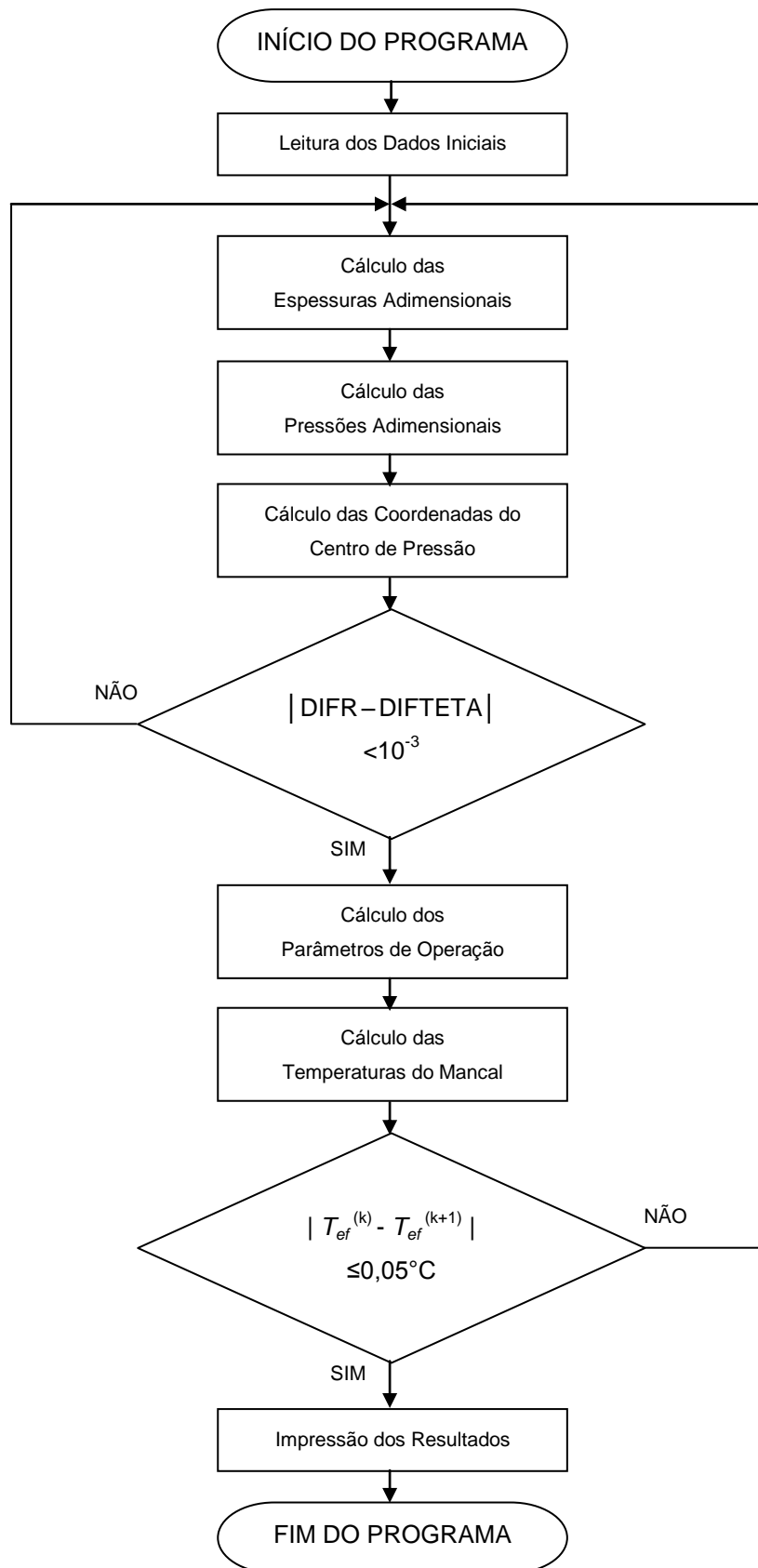


Figura 3.10 – Fluxograma do programa computacional.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Inicialmente a análise será realizada para o comportamento dos parâmetros de desempenho do mancal em termos adimensionais. Mais especificamente, a “capacidade de carga adimensional”, F , e a perda de potência adimensional, H , serão obtidas computacionalmente em função do fator de inclinação tangencial K , equação 3.14, e da inclinação radial α_r . Para valores do fator $K = h_{rs} / h_p$ variando de 0,2 a 0,9 será mostrado que a “capacidade de carga adimensional” passa por um valor máximo para fator $K = 0,65$ enquanto que a perda de potência adimensional passa por um valor mínimo para fator $K = 0,53$. Posteriormente, será feita a análise do comportamento dos parâmetros de desempenho do mancal, em termos dimensionais, isto é, “Capacidade de Carga” F_0 [N] e Perda de Potência H_0 [W], por exemplo. Os óleos lubrificantes mais empregados na indústria em geral, isto é, ISO 32, ISO 46 e ISO 68 serão utilizados para a obtenção dos parâmetros de desempenho, principalmente para fator $K = 0,65$ (que corresponde ao posicionamento do pivô a 60% do ângulo θ das sapatas) e fator $K = 0,53$ (pivô a 66,7% do ângulo θ das sapatas).

As distribuições de espessuras de filme de óleo, as distribuições de pressões hidrodinâmicas e também os parâmetros de desempenho do mancal, obtidos pela simulação computacional, serão apresentados em forma de tabelas e gráficos. Estes dados foram gerados em função da variação dos seguintes fatores de operação: tipo de óleo lubrificante (ISO 15, 22, 32, 46, 68 e óleo sintético); fator $K = 0,65$ (referente à posição do pivô tradicionalmente usada na indústria), fator $K = 0,53$ e, em alguns casos fator $K = 0,9$ a 0,2; ângulo de inclinação radial α_r (0 rad, -0,0003 rad e 0,0003 rad); temperatura de suprimento do mancal T_{sup} (30, 40, 50 e 60°C); velocidade de rotação do colar N (500, 1000, 1500, 2000, 2500 e 3000 rpm); espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata h_{rs} (0,010 mm, 0,015 mm, 0,030 mm, 0,045 mm e 0,060 mm). A espessura $h_{rs} = 0,010$ mm foi usada somente na análise da distribuição de espessuras de filme de óleo e na distribuição das pressões hidrodinâmicas.

A definição dos dados de operação, informados no parágrafo anterior, foi feita com base em valores encontrados em aplicações industriais, utilizados no banco de ensaios do Laboratório de Tribologia da UNIFEI e apresentados pela literatura. Pode-se citar os trabalhos de Glavatskih e Decamillo (2004), Schwarz *et al.* (2005) e Galvão *et al.* (2013).

Nas simulações numéricas foram utilizadas as dimensões de um mancal axial fabricado pela empresa Kingsbury, existente no banco de ensaios do Laboratório de Tribologia da UNIFEI, composto por seis sapatas pivotadas, com diâmetros interno e externo iguais a 114,3 mm e 228,6 mm, respectivamente.

4.1. Definição da dimensão da malha de diferenças finitas

Para se definir a dimensão da malha apropriada para o cálculo dos parâmetros de desempenho do mancal axial hidrodinâmico, é necessário que se estabeleça um critério para escolher o número de pontos adequados no domínio de integração.

A Tabela 4.1 apresenta os valores de “número de iterações” necessárias à convergência do método, o tempo computacional gasto “*CPU*” e a capacidade de carga adimensional “*F*”, que varia com o dimensão da malha, para os seguintes valores do fator *K*: 0,9 , 0,65 , 0,53 e 0,2. Estes valores foram obtidos para malhas de dimensão 30x30 a 300x300.

As Figuras 4.1 e 4.2, obtidas a partir da Tabela 4.1, mostram o aumento do tempo computacional por iteração versus o número de pontos da malha, para os valores do fator *K* = 0,65 e 0,53. A definição da dimensão da malha será feita somente para os valores do fator *K* = 0,65 e 0,53, pois eles representam as principais condições de operação de um mancal axial, conforme Galvão (2006) resultam na condição de máxima capacidade de carga e de mínima perda de potência, respectivamente.

Pode-se notar nas Figuras 4.1 e 4.2 o aumento significativo do tempo computacional por iteração a partir da malha 100x100, isto é, uma variação relativamente pequena do número de pontos resulta num aumento considerável do tempo computacional e do número de iterações.

O tempo computacional por número de iterações, isoladamente, não justifica o uso de uma malha ou outra. Por este motivo são geradas as Figuras 4.3 e 4.4 que apresentam a variação da capacidade de carga adimensional, *F*, versus o número de pontos. O valor de *F* converge para um valor de 0,20471 a partir da malha 200x200, para fator *K* = 0,65, e converge para um valor de 0,18690 a partir da malha 250x250, para fator *K* = 0,53.

Com base no exposto acima, escolheu-se a dimensão da malha em 270x270, pois a convergência do parâmetro *F* estará garantida para os dois valores do fator *K* analisados.

Tabela 4.1 – Estudo comparativo da convergência versus o número de pontos da malha, para quatro valores do fator K .

<i>Malhas</i>	<i>N° de Pontos (NP)</i>	<i>K</i>	<i>N° de Iterações</i>	<i>CPU [s]</i>	<i>CPU / N° de iterações</i>	<i>F</i>
30x30	900	0,9	65	0,01	0,0001538	0,09948
50x50	2500	0,9	106	0,02	0,0001887	0,09955
70x70	4900	0,9	147	0,05	0,0003401	0,09957
90x90	8100	0,9	188	0,1	0,0005319	0,09958
100x100	10000	0,9	208	0,12	0,0005769	0,09958
150x150	22500	0,9	310	0,421	0,0013581	0,09959
200x200	40000	0,9	417	0,981	0,0023525	0,09959
250x250	62500	0,9	517	1,903	0,0036809	0,09959
270x270	72900	0,9	579	2,514	0,0043420	0,09959
300x300	90000	0,9	666	4,046	0,0060751	0,09959
30x30	900	0,65	65	0,01	0,000153846	0,20435
50x50	2500	0,65	109	0,03	0,000275229	0,20459
70x70	4900	0,65	150	0,04	0,000266667	0,20465
90x90	8100	0,65	190	0,09	0,000473684	0,20468
100x100	10000	0,65	213	0,13	0,000610329	0,20468
150x150	22500	0,65	315	0,421	0,001336508	0,20470
200x200	40000	0,65	418	0,991	0,002370813	0,20471
250x250	62500	0,65	533	1,963	0,003682927	0,20471
270x270	72900	0,65	579	2,534	0,004376511	0,20471
300x300	90000	0,65	655	3,916	0,005978626	0,20471
30x30	900	0,53	66	0,01	0,000151515	0,18632
50x50	2500	0,53	109	0,02	0,000183486	0,18670
70x70	4900	0,53	152	0,05	0,000328947	0,18680
90x90	8100	0,53	195	0,09	0,000461538	0,18684
100x100	10000	0,53	216	0,13	0,000601852	0,18685
150x150	22500	0,53	324	0,431	0,001330247	0,18688
200x200	40000	0,53	429	1,001	0,002333333	0,18689
250x250	62500	0,53	537	2,013	0,003748603	0,18690
270x270	72900	0,53	573	2,554	0,004457243	0,18690
300x300	90000	0,53	656	3,705	0,005647866	0,18690
30x30	900	0,2	70	0	0	0,02656
50x50	2500	0,2	117	0,01	0,000085470	0,02857
70x70	4900	0,2	165	0,05	0,000303030	0,02945
90x90	8100	0,2	212	0,1	0,000471698	0,02992
100x100	10000	0,2	235	0,14	0,000595745	0,03008
150x150	22500	0,2	353	0,461	0,001305949	0,03053
200x200	40000	0,2	470	1,112	0,002365957	0,03071
250x250	62500	0,2	590	2,163	0,003666102	0,03081
270x270	72900	0,2	652	2,854	0,004377301	0,03084
300x300	90000	0,2	755	3,705	0,004907285	0,03087

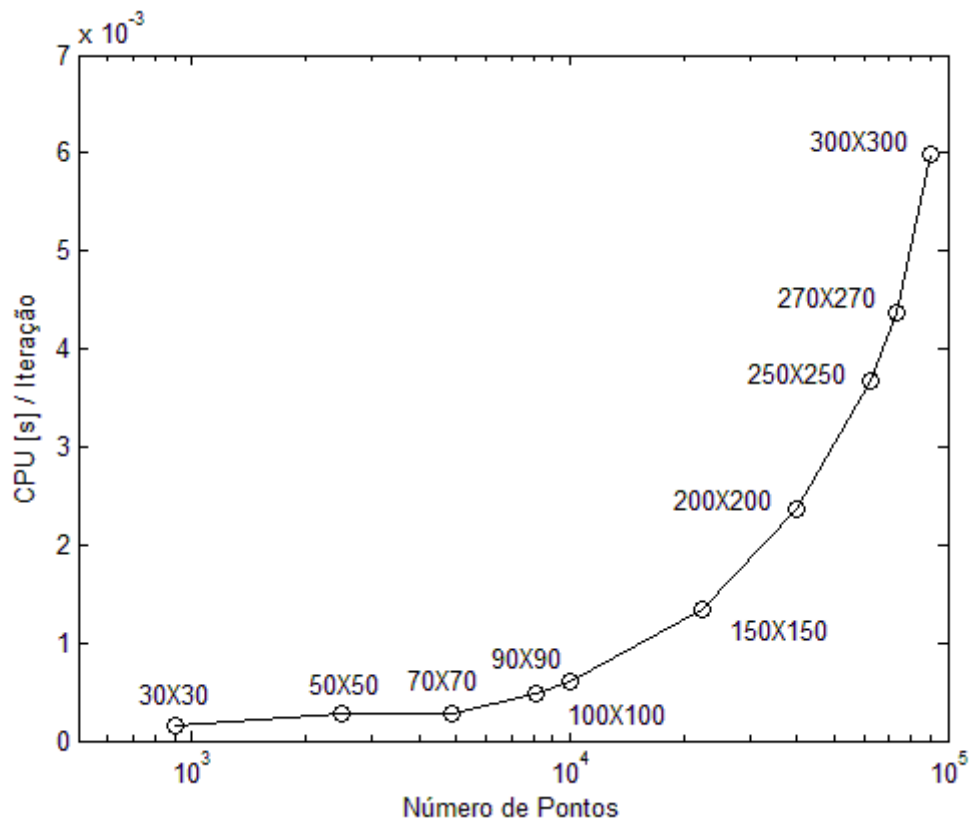


Figura 4.1 – Tempo de CPU [s] por iteração versus número de pontos da malha, para fator $K = 0,65$.

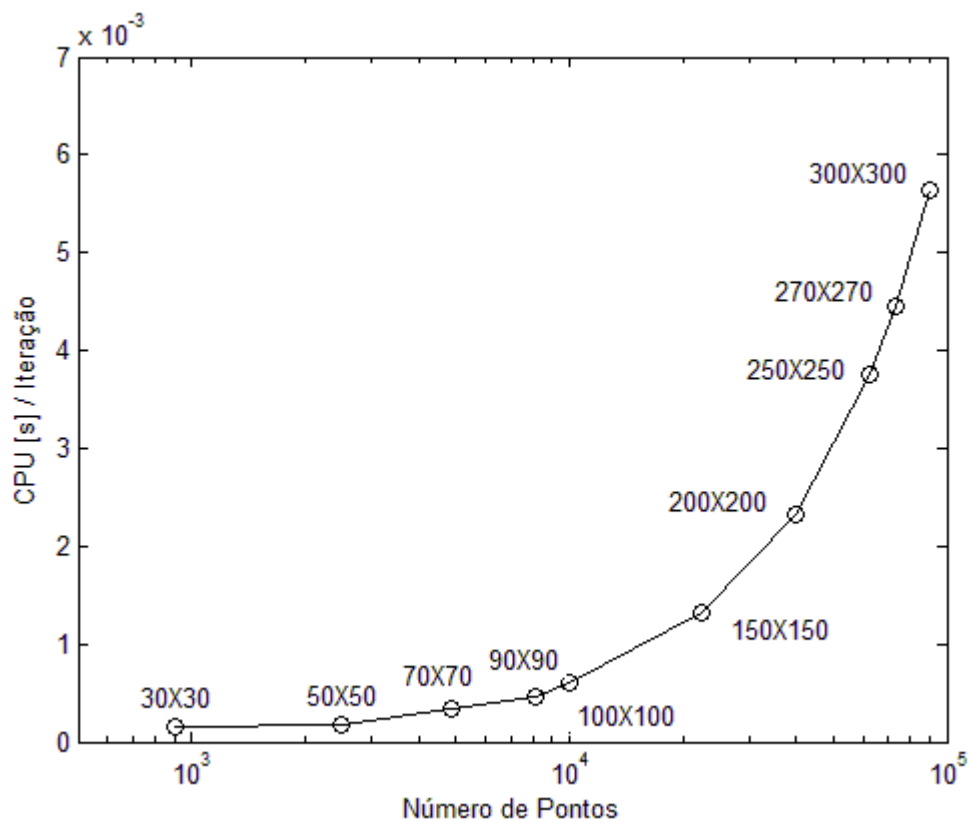


Figura 4.2 – Tempo de CPU [s] por iteração versus número de pontos da malha, para fator $K = 0,53$.

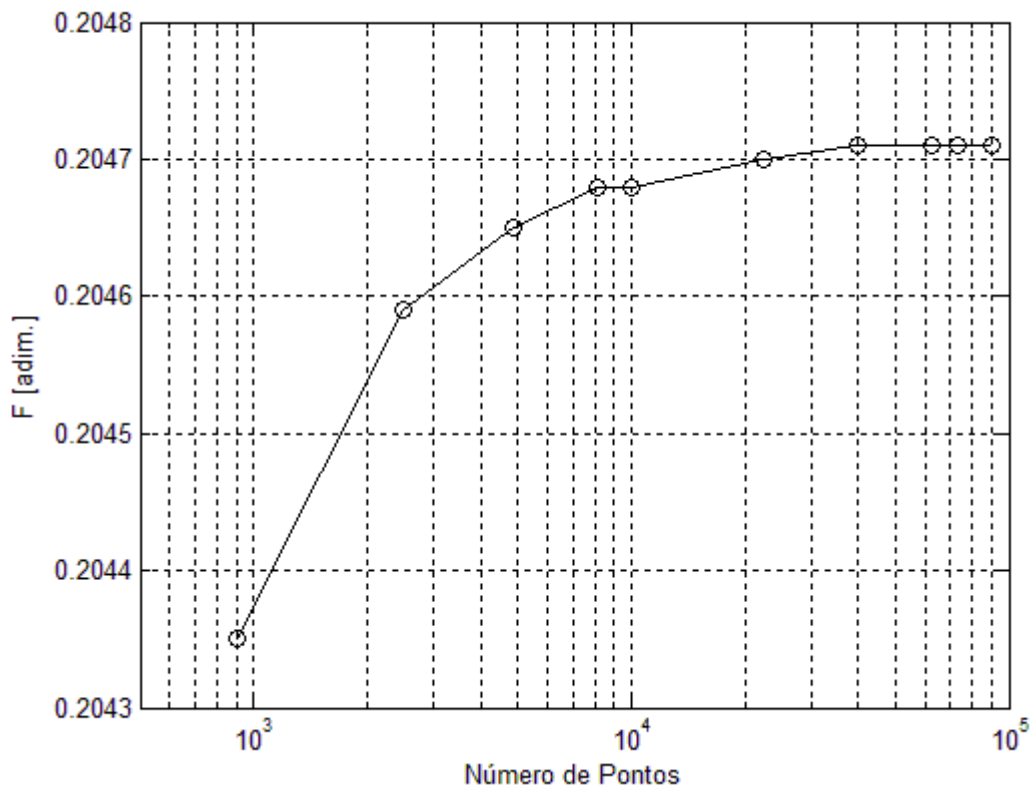


Figura 4.3 – Capacidade de carga adimensional, F , versus número de pontos da malha, para fator $K = 0,65$.

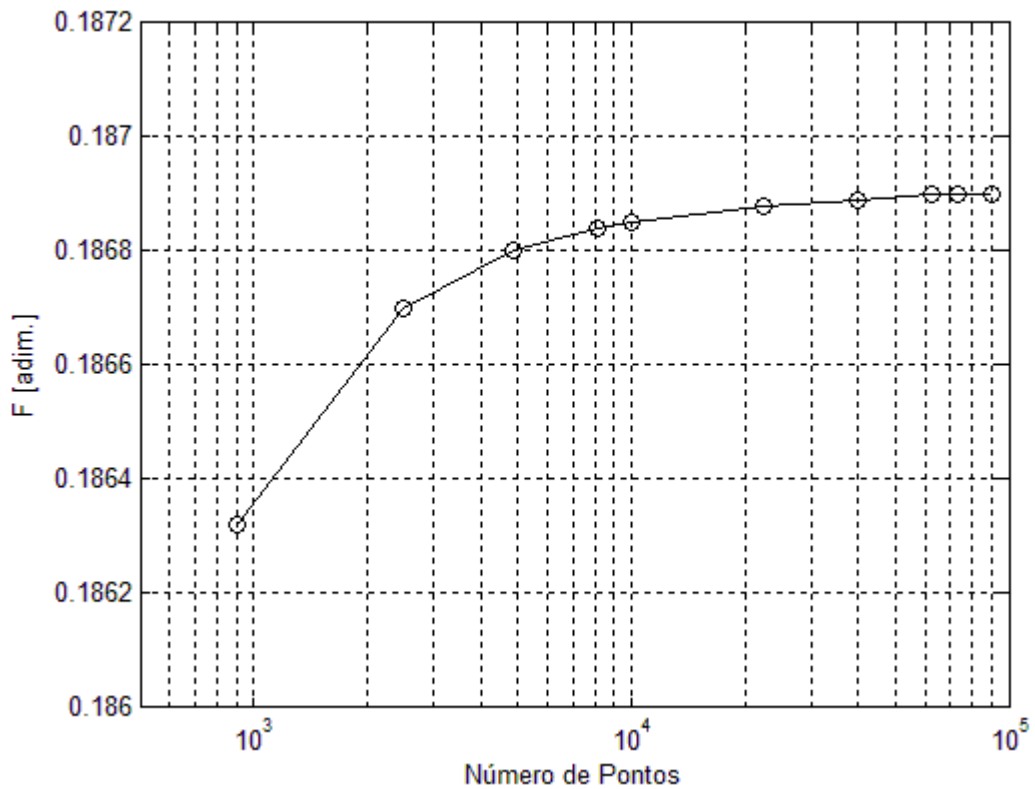


Figura 4.4 – Capacidade de carga adimensional, F , versus número de pontos da malha, para fator $K = 0,53$.

4.2. Espessura do filme de óleo lubrificante

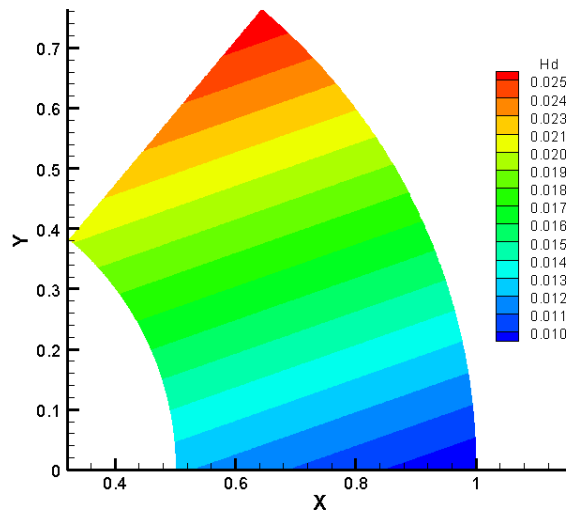
Conforme descrito na Seção 3.2, juntamente com as Figuras 3.1 e 3.2, as espessuras do filme de óleo lubrificante são formadas entre as superfícies de cada sapata e do colar giratório. A sapata, que é a peça estacionária do conjunto, tem liberdade de inclinação em duas direções, o que influencia o valor das espessuras formadas entre as superfícies ou na região chamada de cunha de óleo. Na direção circunferencial foi definido o ângulo α_θ que está relacionado diretamente com o valor do fator K e h_{rs} , ao passo que, na direção radial foi definido o ângulo α_r que será estudado nas simulações com os seguintes valores: 0, -0,0003 e 0,0003 rad.

Todos os dados a serem apresentados nesta seção estarão na forma dimensional, com as unidades de comprimento em [mm] e de ângulo em [rad].

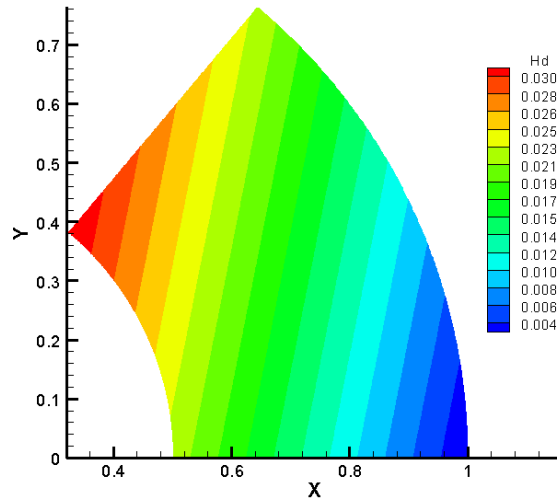
A Figura 4.5 mostra a distribuição de espessuras de filme de óleo sobre a superfície da sapata, considerando uma espessura do filme de óleo na saída $h_{rs} = 0,010$ mm, fator $K = 0,65$ e para três valores de α_r : 0, -0,0003 e 0,0003 rad. Pode-se observar que a mudança do valor de α_r causa alteração nas espessuras do filme de óleo, o que pode ser observado comparando as figuras para $\alpha_r = -0,0003$ e 0,0003 rad, respectivamente, inclinação na direção do raio interno da sapata e do raio externo, diante da figura de distribuição de espessuras obtida para o caso de sapatas sem inclinação na direção radial, isto é $\alpha_r = 0$ rad. As espessuras do filme de óleo apresentam diminuição sobre a superfície da sapata no sentido horário, respectivamente, entrada e saída da sapata, devido à inclinação α_θ encontrada na direção circunferencial. Também, apresentou-se uma redução significativa das espessuras localizadas na proximidade do raio externo e do raio interno para $\alpha_r = -0,0003$ e 0,0003 rad, respectivamente.

A Figura 4.6 mostra a distribuição de espessuras de filme de óleo sobre a superfície da sapata, para fator $K = 0,53$, mantendo-se a espessura do filme de óleo na saída $h_{rs} = 0,010$ mm e $\alpha_r = 0$, -0,0003 e 0,0003 rad. Pode-se observar que o comportamento apresentado é similar ao mostrado na Figura 4.5 e relatado no parágrafo anterior, mas com uma diferença significativa nas espessuras apresentadas para $\alpha_r = -0,0003$ e 0,0003 rad.

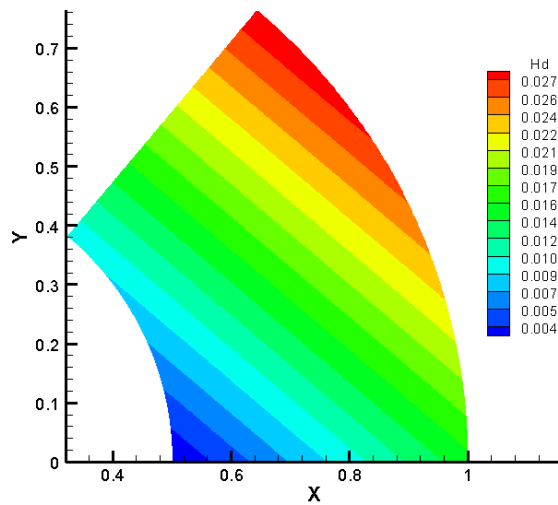
As distribuições de espessuras mostradas nas Figuras 4.5 e 4.6 estão montadas dentro dos eixos de coordenadas cartesianas indicadas por x e y , convertidas para essas coordenadas pela aplicação da equação 3.64.



$\alpha_r = 0 \text{ rad}$

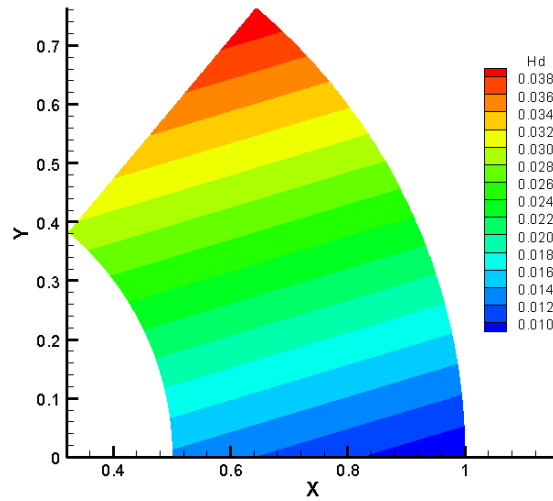


$\alpha_r = -0,0003 \text{ rad}$ (inclinação na direção do raio interno)

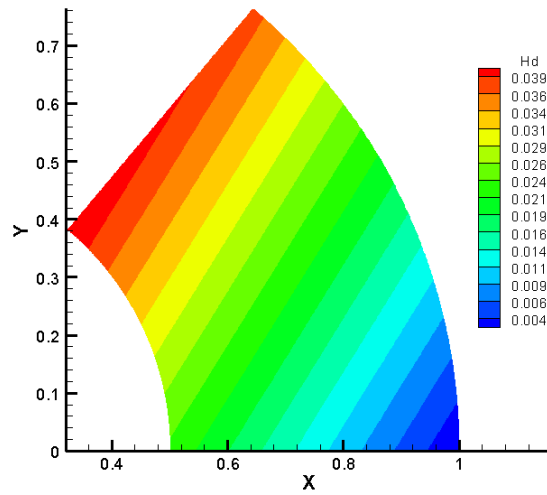


$\alpha_r = 0,0003 \text{ rad}$ (inclinação na direção do raio externo)

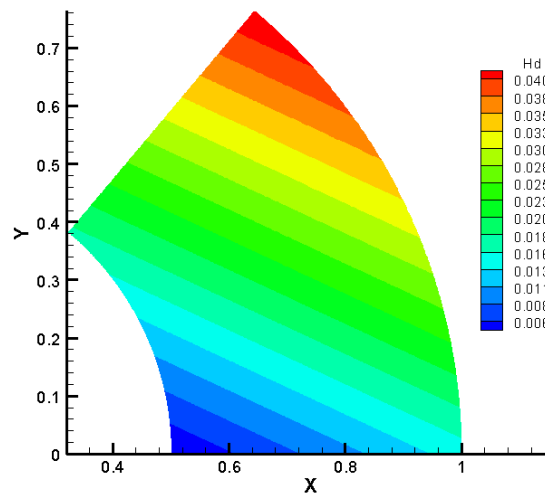
Figura 4.5 – Distribuição das espessuras do filme de óleo [mm] devido à mudança do ângulo α_r , para fator $K = 0,65$ e $h_{rs} = 0,010 \text{ mm}$.



$\alpha_r = 0 \text{ rad}$



$\alpha_r = -0,0003 \text{ rad}$ (inclinação na direção do raio interno)



$\alpha_r = 0,0003 \text{ rad}$ (inclinação na direção do raio externo)

Figura 4.6 – Distribuição das espessuras do filme de óleo [mm] devido à mudança do ângulo α_r , para fator $K = 0,53$ e $h_{rs} = 0,010 \text{ mm}$.

As Tabelas 4.2 a 4.7 foram geradas a partir de uma malha de 270x270, sendo que uma rotina foi implementada no programa computacional para imprimir as distribuições de espessuras de filme de óleo a cada 10 linhas e colunas. Desta forma resultou na distribuição “reduzida” de 28x28 indicada em cada uma destas tabelas e que corresponderia aos pontos na superfície da sapata setorial.

As Tabelas 4.2 a 4.4, geradas para fator $K = 0,65$, mostram a distribuição de espessuras de filme de óleo sobre a superfície da sapata, para a mesma espessura de referencia do filme de óleo na saída $h_{rs} = 0,010$ mm e diferentes valores de α_r . As posições de entrada e do raio interno estão identificadas nas tabelas. Pode-se notar que a Tabela 4.3, para $\alpha_r = -0,0003$ rad, apresenta valor mínimo da espessura do filme de óleo na posição do raio externo com a borda de saída da sapata ($\theta = 50^\circ$) de 0,003 mm, menor que o valor de 0,009 mm apresentado para a distribuição com $\alpha_r = 0$ rad (0°). Também, na Tabela 4.4 com $\alpha_r = 0,0003$ rad, pode-se notar comportamento similar, mas com o valor da mínima espessura do filme de óleo, localizado na posição do raio interno com a borda de saída da sapata ($\theta = 50^\circ$), de 0,002 mm, valor inferior ao encontrado para $\alpha_r = 0$ rad (0°) de 0,012 mm.

As Tabelas 4.5 a 4.7, geradas para fator $K = 0,53$, mostram a distribuição de espessuras de filme de óleo sobre a superfície da sapata, para a mesma espessura do filme de óleo na saída $h_{rs} = 0,010$ mm e diferentes valores de α_r . As posições de entrada e do raio interno estão identificadas nas tabelas. Pode-se notar o mesmo comportamento relatado no parágrafo acima, também, com a alteração da posição do mínimo filme de óleo sobre a borda de saída da sapata ($\theta = 50^\circ$) conforme a mudança do ângulo α_r . A Tabela 4.6 para $\alpha_r = -0,0003$ rad apresenta um valor mínimo do filme de óleo de 0,001 mm, bem menor que o valor de 0,008 mm mostrado na Tabela 4.5, para $\alpha_r = 0$ rad. Para a inclinação no sentido oposto, isto é, para $\alpha_r = 0,0003$ rad a Tabela 4.7 apresenta um valor de espessura mínima igual a 0,003 mm (localizada no raio interno e na saída da sapata) em relação ao valor de 0,013 mm da Tabela 4.5, para $\alpha_r = 0$ rad.

4.3. Pressão hidrodinâmica

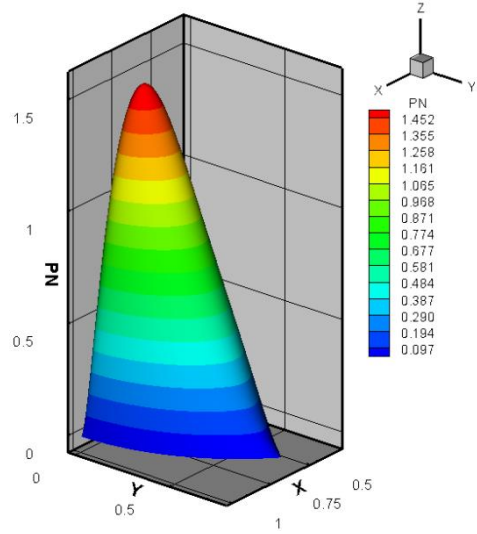
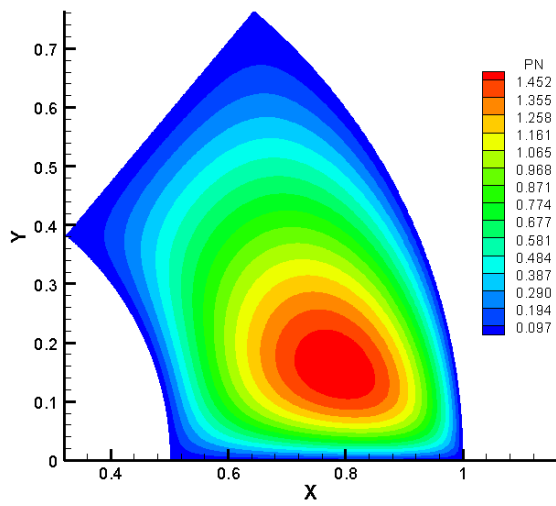
A distribuição de pressões hidrodinâmica formada sobre a superfície da sapata, obtida através da utilização da equação de Reynolds, que foi resolvida pelo MDF, em conjunto com a distribuição de espessuras de filme de óleo, é necessária para a determinação dos parâmetros de desempenho de um mancal axial hidrodinâmico.

Todos os resultados a serem apresentados nesta seção estarão na forma adimensional, portanto, não haverá a influência da viscosidade do óleo sobre eles.

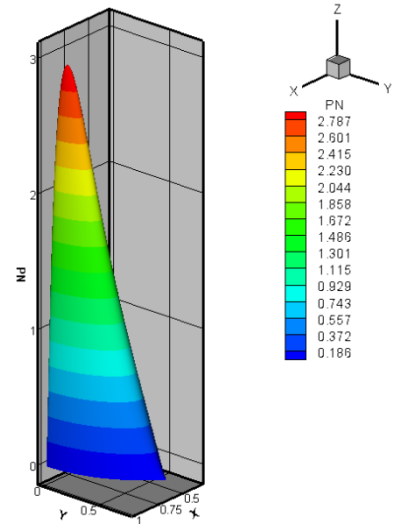
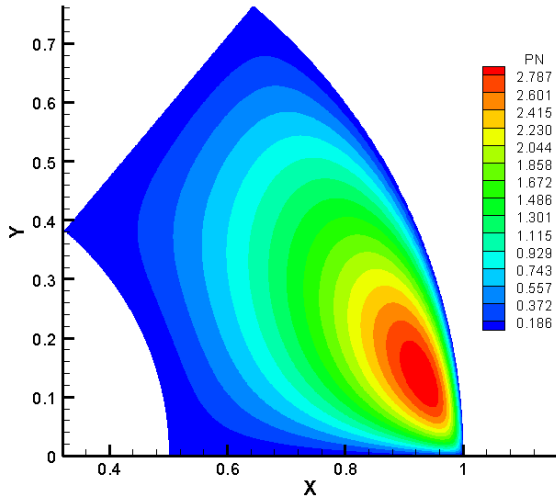
A Figura 4.7 mostra a distribuição de pressões adimensional formada sobre a superfície da sapata diante da variação do ângulo α_r , para fator $K = 0,65$. Também é mostrada a visualização em 3D das respectivas distribuições. Pode-se observar que as distribuições de pressão para $\alpha_r = -0,0003$ e $0,0003$ rad apresentam diferenças significativas na geometria em comparação com a distribuição obtida para $\alpha_r = 0$ rad. Observa-se, também, que a região de máxima pressão hidrodinâmica, região em vermelho, se desloca para próximo do raio externo e interno para os valores de $\alpha_r = -0,0003$ e $0,0003$ rad, respectivamente. A alteração na distribuição de espessuras do filme de óleo em função de α_r resulta em variação na distribuição de pressões, com valores de pressão adimensional máxima superiores aos encontrados para $\alpha_r = 0$ rad.

A Figura 4.8 mostra a distribuição de pressões adimensional formada sobre a superfície da sapata, para fator $K = 0,53$, diante da variação do ângulo α_r . Pode-se observar um comportamento similar ao relatado no parágrafo anterior, mas com a apresentação de valores de máxima pressão superiores aos obtidos para fator $K = 0,65$, para $\alpha_r = 0$ e $\alpha_r = -0,0003$ rad. No entanto, para $\alpha_r = 0,0003$ rad, isto é, para inclinação na direção do raio externo resultou uma distribuição de pressão adimensional com menor intensidade para fator $K = 0,53$ em relação àquela obtida para fator $K = 0,65$.

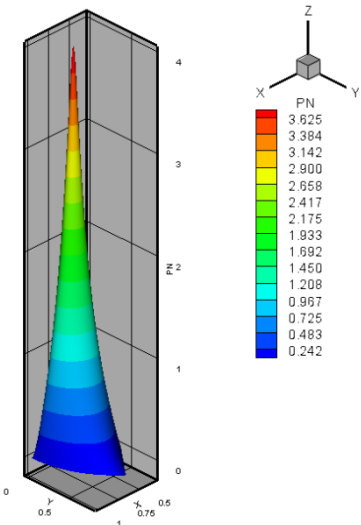
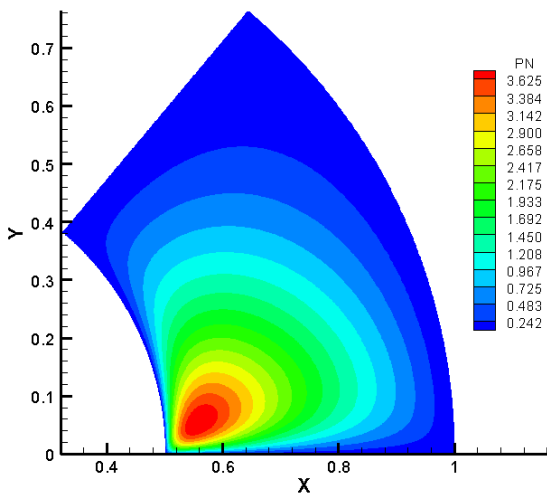
Deve-se sempre ter em mente que quando se aumenta a intensidade da carga atuante no mancal, resulta em uma redução nas espessuras do filme de óleo e conseqüente elevação nas pressões hidrodinâmicas.



$\alpha_r = 0 \text{ rad}$

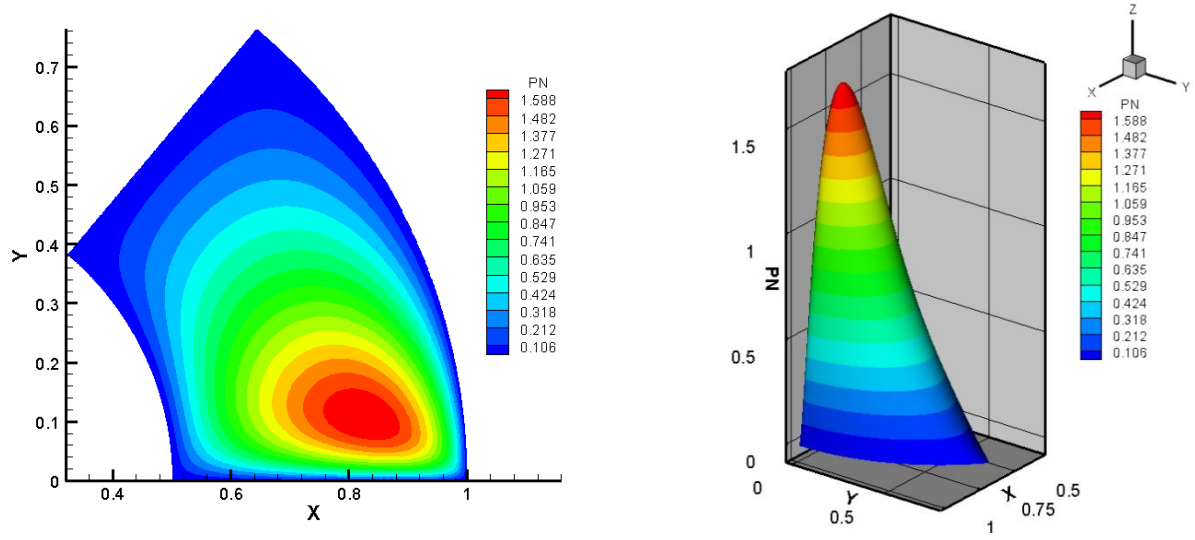


$\alpha_r = -0,0003 \text{ rad}$ (inclinação na direção do raio interno)

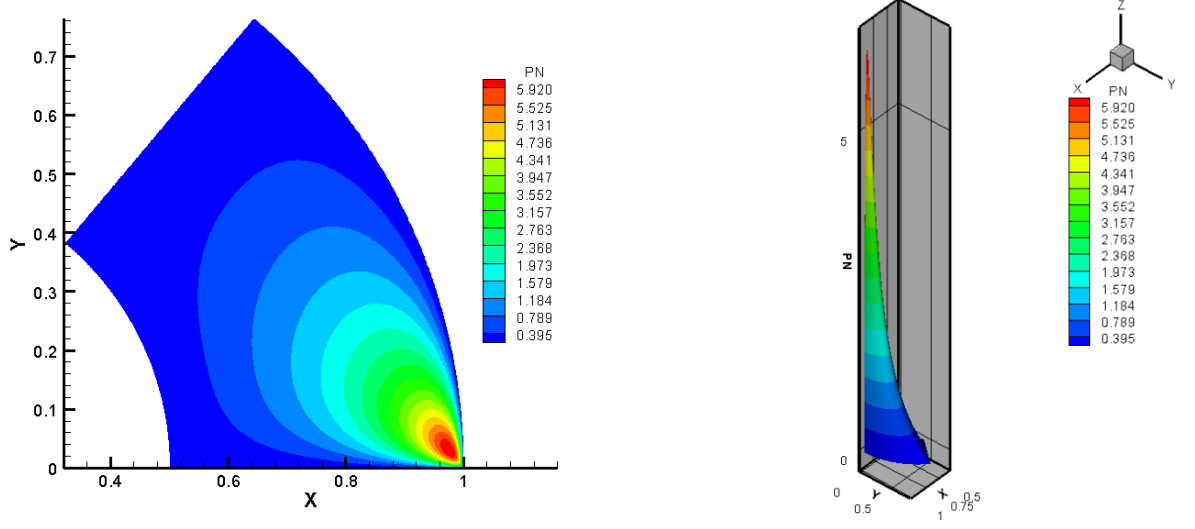


$\alpha_r = 0,0003 \text{ rad}$ (inclinação na direção do raio externo)

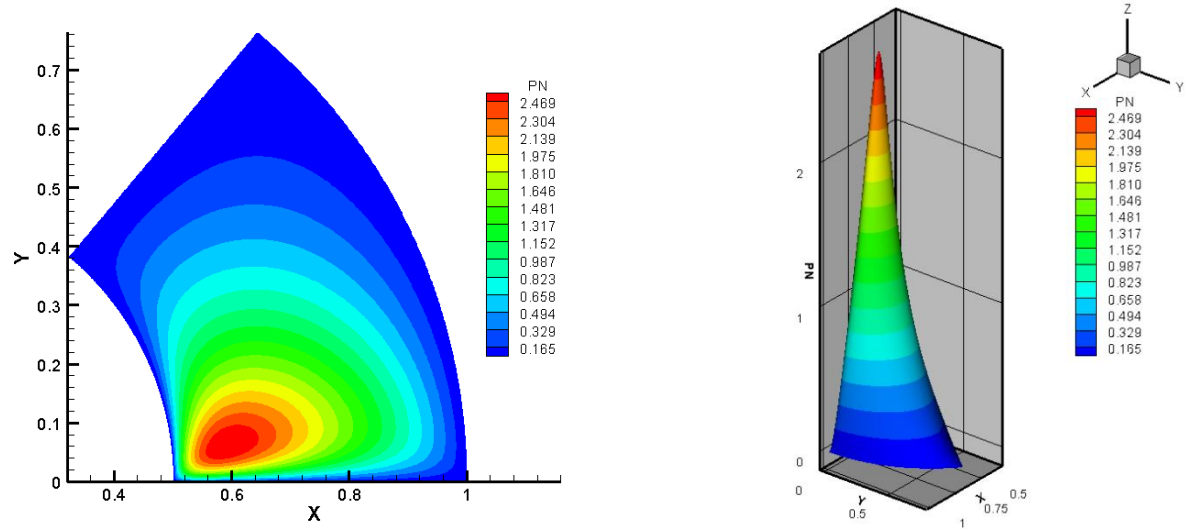
Figura 4.7 – Distribuição das pressões hidrodinâmicas adimensionais devido à mudança do ângulo α_r , para fator $K = 0,65$ e $h_{rs} = 0,010 \text{ mm}$.



$\alpha_r = 0$ rad



$\alpha_r = -0,0003$ rad (inclinação na direção do raio interno)



$\alpha_r = 0,0003$ rad (inclinação na direção do raio externo)

Figura 4.8 – Distribuição das pressões hidrodinâmicas adimensionais devido à mudança do ângulo α_r , para fator $K = 0,53$ e $h_{rs} = 0,010$ mm.

As Tabelas 4.8 a 4.13 foram geradas a partir de uma malha de 270x270, sendo que uma rotina foi implementada no programa computacional para imprimir as distribuições de pressão a cada 10 linhas e colunas. Desta forma resultou na distribuição “reduzida” de 28x28 indicada em cada uma destas tabelas e que corresponderia aos pontos na superfície da sapata setorial.

As Tabelas 4.8 a 4.10, geradas para fator $K = 0,65$, mostram as distribuições de pressão adimensional sobre a superfície da sapata setorial para a mesma espessura do filme de óleo na saída $h_{rs} = 0,010$ mm e diferentes valores de α_r . As posições de entrada e do raio interno estão identificadas nas tabelas. Pode-se notar que a Tabela 4.9, para $\alpha_r = -0,0003$ rad, apresenta um valor máximo de pressão adimensional igual a 2,966 localizado próximo ao raio externo e na coluna $\theta = 42,59^\circ$, superior ao valor de 1,548 da distribuição com $\alpha_r = 0$ rad, na coluna $\theta = 38,88^\circ$. Também, na Tabela 4.10 para $\alpha_r = 0,0003$ rad, pode-se notar um comportamento similar, mas para um valor de máxima pressão adimensional igual a 3,863, localizado na posição do raio interno na coluna $\theta = 44,44^\circ$, que, também, é superior ao valor encontrado para $\alpha_r = 0$ rad. Os valores de máxima pressão estão destacados em vermelho.

As Tabelas 4.11 a 4.13, geradas para fator $K = 0,53$, mostram as distribuições de pressão adimensional sobre a superfície da sapata setorial para a mesma espessura do filme de óleo na saída $h_{rs} = 0,010$ mm e diferentes valores de α_r . As posições de entrada e do raio interno estão identificadas nas tabelas. Pode-se notar o mesmo comportamento relatado no parágrafo acima, também, com a alteração da posição da máxima pressão hidrodinâmica conforme a mudança do ângulo α_r . A Tabela 4.12 para $\alpha_r = -0,0003$ rad, apresenta um valor máximo da pressão adimensional igual a 6,151 e localizado na coluna $\theta = 48,14^\circ$ bem maior que o valor de 1,694 na coluna $\theta = 42,59^\circ$ na Tabela 4.11, $\alpha_r = 0$ rad. A Tabela 4.13 para $\alpha_r = 0,0003$ rad, apresenta um valor máximo da pressão adimensional de 2,628 localizado na coluna $\theta = 44,44^\circ$, que também é superior ao valor encontrado para $\alpha_r = 0$ rad. Os valores de máxima pressão estão destacados em vermelho.

4.4. Capacidade de carga

A capacidade de carga, ou carga aplicada à sapata, foi obtida a partir da integração numérica das pressões hidrodinâmicas e será o primeiro parâmetro de desempenho do mancal a ser avaliado.

A Figura 4.9 mostra que a “capacidade de carga adimensional” para cada sapata do mancal aumenta com o valor do fator K , no intervalo $K = 0,2$ (que identifica a posição do pivotamento na sapata mais próxima da borda de saída, isto é, $\theta = 42,55^\circ$) até $K = 0,65$ (que corresponde à máxima capacidade de carga adimensional, $\theta = 30^\circ$, aproximadamente) e decresce no intervalo $K = 0,65$ até $K = 0,9$ (que identifica a posição do pivotamento mais próxima do centro da sapata, isto é, $\theta = 26,39^\circ$).

Também pode-se observar na Figura 4.9 que a inclinação da sapata na direção do raio interno ($\alpha_r = -0,0003$ rad) resulta numa curva superior à obtida para $\alpha_r = 0$ rad. A curva gerada para a inclinação da sapata na direção do raio externo ($\alpha_r = 0,0003$ rad) mostra um leve deslocamento para cima referente à curva para $\alpha_r = 0$ rad, o que demonstra não haver diferença significativa entre elas.

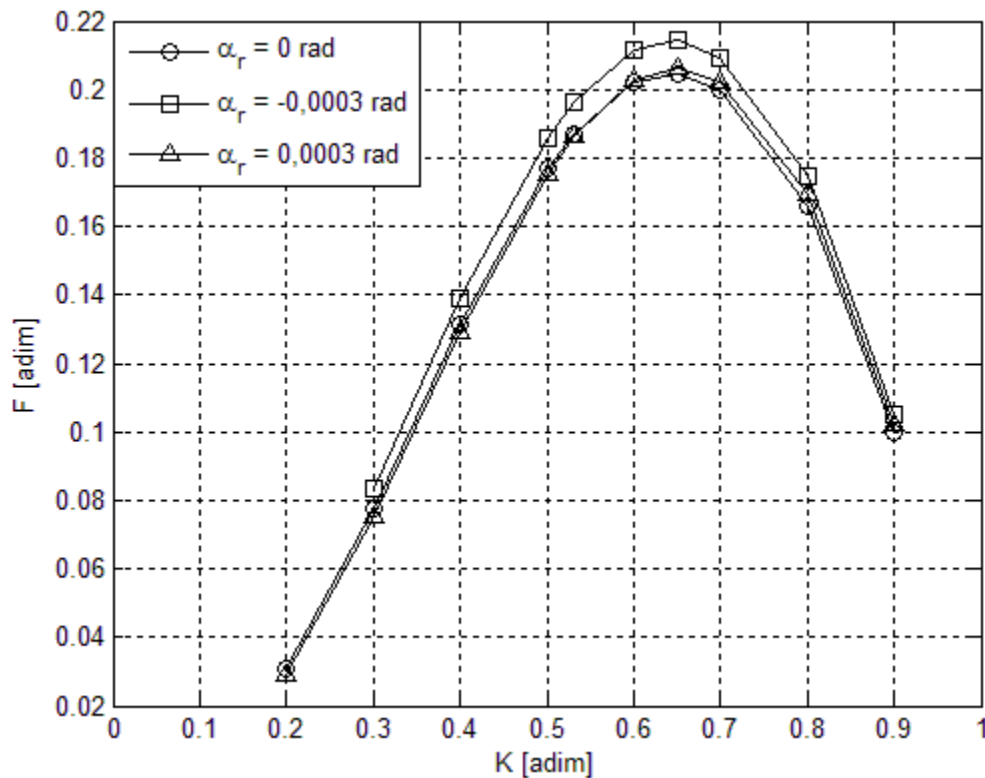


Figura 4.9 – Capacidade de carga adimensional, F , versus fator K , para $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

A Tabela 4.14 mostra os valores de capacidade de carga adimensional gerados para fator K variando de 0,2 a 0,9 e com suas respectivas coordenadas de pivotamento, θ_p e r_{0p} , tanto para os ângulos de inclinação radial $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad. Esses valores foram usados na construção da Figura 4.9. A Tabela 4.14, para fator $K = 0,2$ e $\alpha_r = -0,0003$ rad, mostra o escrito “Sem cálculo” no valor de F , devido ao contato metálico entre as superfícies da sapata e do colar giratório isto resultou na parada imediata do cálculo no programa computacional.

Tabela 4.14 – Valores de capacidade de carga adimensional, F , e coordenadas de pivotamento, θ_p e r_{0p} , calculados para valores do fator K e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

K	Coordenadas do Centro de Pressão para $\alpha_r = 0$ rad		Capacidade de Carga Adimensional - F		
	θ_p [graus]	r_{0p} [mm]	$\alpha_r = 0$ [rad]	$\alpha_r = -0,0003$ [rad]	$\alpha_r = 0,0003$ [rad]
0,2	42,55	92,65	0,030823	Sem cálculo	0,029118
0,3	39,39	90,17	0,077491	0,083434	0,075217
0,4	36,59	88,79	0,131162	0,138861	0,128981
0,5	34,05	87,93	0,176739	0,185775	0,175545
0,53	33,33	87,75	0,186897	0,196151	0,186181
0,6	31,77	87,40	0,202097	0,211693	0,202557
0,65	30,73	87,21	0,204737	0,214368	0,206052
0,7	29,75	87,07	0,199834	0,209256	0,201979
0,8	27,97	86,88	0,166174	0,174474	0,169363
0,9	26,39	86,79	0,099592	0,105121	0,102452

A Figura 4.9 e a Tabela 4.14 foram geradas partindo da consideração de que a “viscosidade média operacional” do óleo lubrificante à temperatura média T_m seja aquela obtida pela equação 3.144.

A Figura 4.10 mostra o comportamento da capacidade de carga adimensional, F , diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , para valores de fator $K = 0,65$ e $0,53$ e ângulo $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad. A capacidade de carga adimensional se apresenta constante diante da variação de h_{rs} , para $\alpha_r = 0$ rad. Entretanto, ela decresce com o aumento do h_{rs} , para $\alpha_r = -0,0003$ e $0,0003$ rad. Também pode ser visto, o decréscimo da capacidade de carga adimensional com a variação do valor do fator K de 0,65 para 0,53. Isto demonstra concordância com a explicação já apresentada para a adoção dos dois valores do fator K , pois representam as condições de operação da sapata que resultam em máxima capacidade de carga e mínima perda de potência, respectivamente.

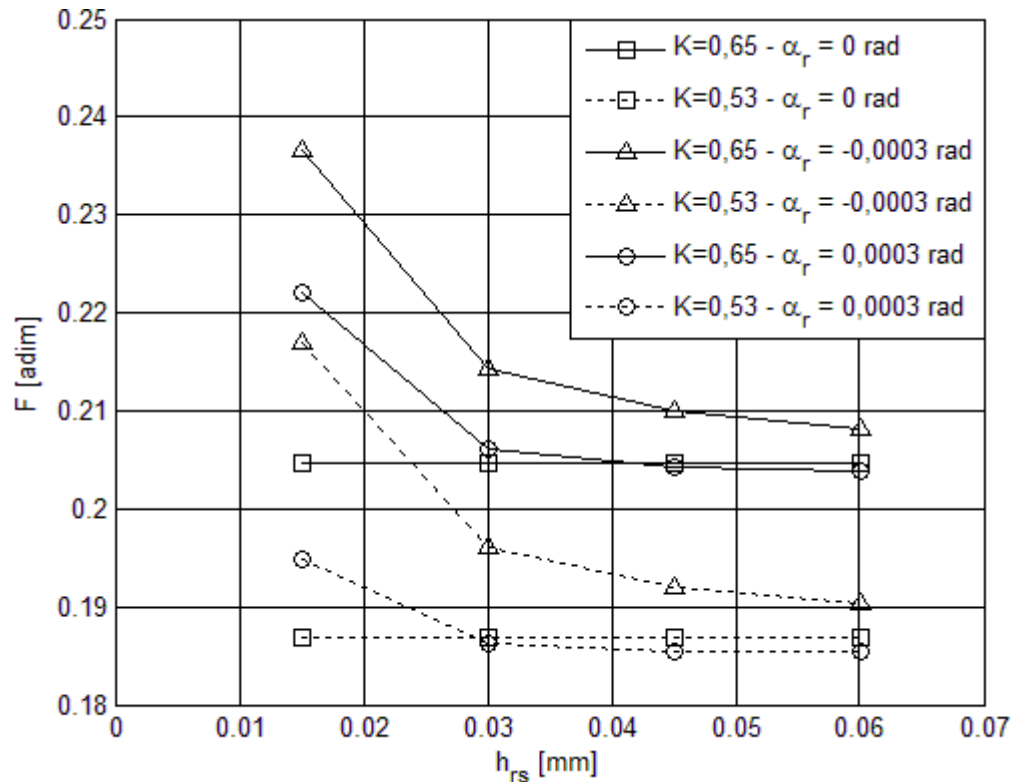


Figura 4.10 – Capacidade de carga adimensional, F , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

As Figuras 4.11, 4.12 e 4.13 apresentam a variação da capacidade de carga dimensional, F_0 , diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , velocidade de rotação, N , e temperatura do óleo de suprimento do mancal, T_{sup} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$, $\alpha_r = 0$, $-0,0003$ e $0,0003$ rad e óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68. Conforme mostrado nessas três figuras, F_0 aumenta com a utilização dos óleos de maior viscosidade. Da mesma maneira pode-se observar nas três figuras a variação de F_0 em relação ao ângulo α_r , sendo maior para $\alpha_r = -0,0003$ rad, em comparação com os valores de $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad.

A Figura 4.11 mostra a redução de F_0 com o aumento da espessura h_{rs} e com o aumento do valor do fator K de $0,53$ para $0,65$.

A Figura 4.12 mostra o aumento de F_0 com a velocidade de rotação, N . Pode-se observar também a redução de F_0 com o aumento do valor do fator K de $0,53$ para $0,65$.

A Figura 4.13 mostra a redução de F_0 com o aumento de T_{sup} , e também com o aumento do valor do fator K de $0,53$ para $0,65$.

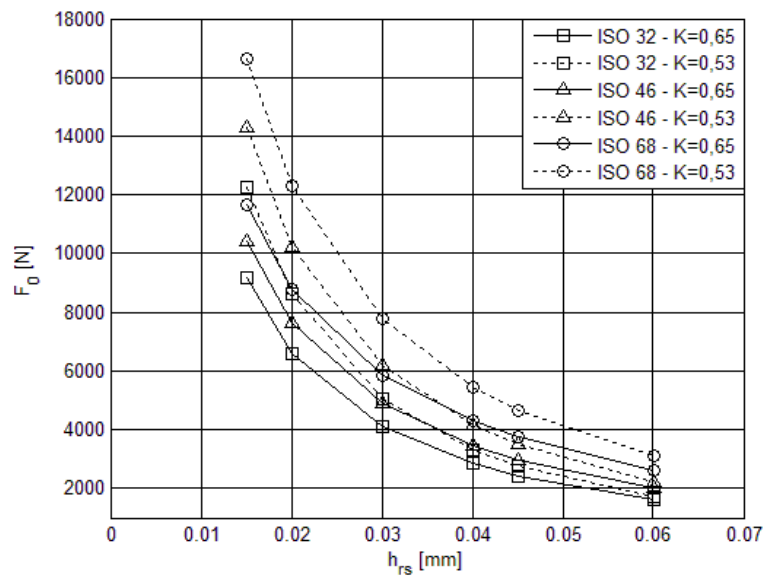
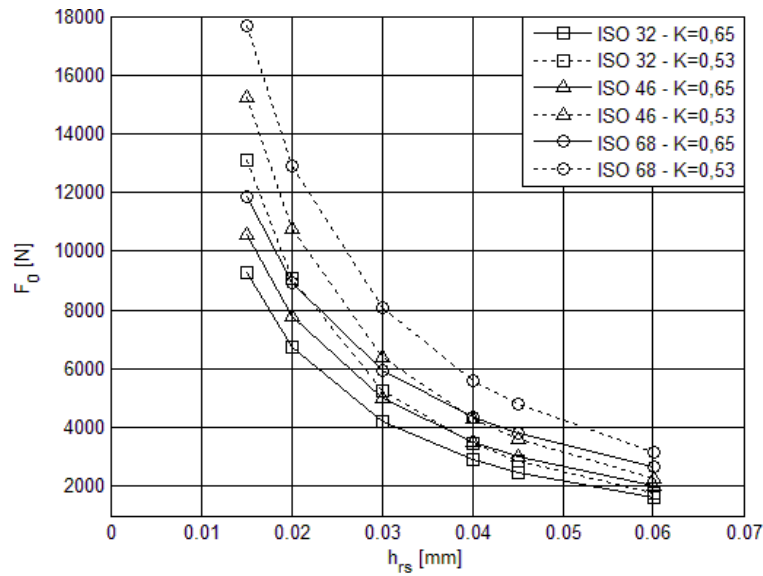
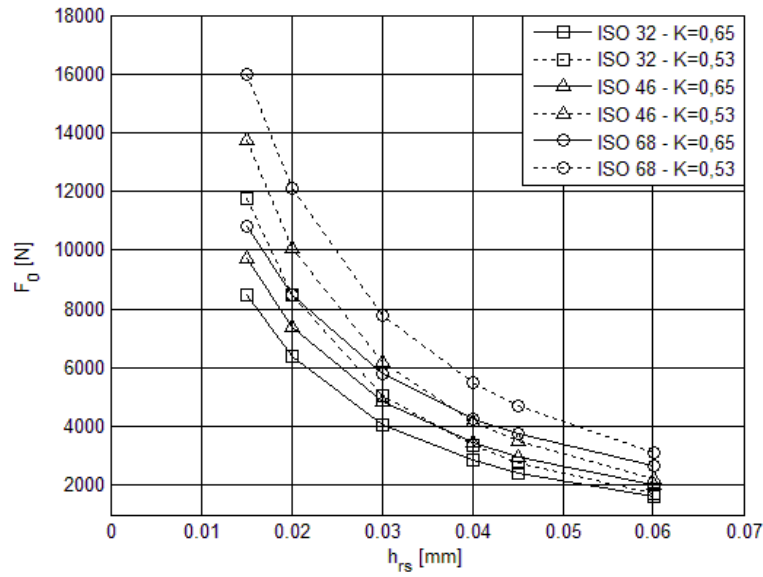


Figura 4.11 – Capacidade de carga, F_0 , versus h_{rs} , para $N = 2000 \text{ rpm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

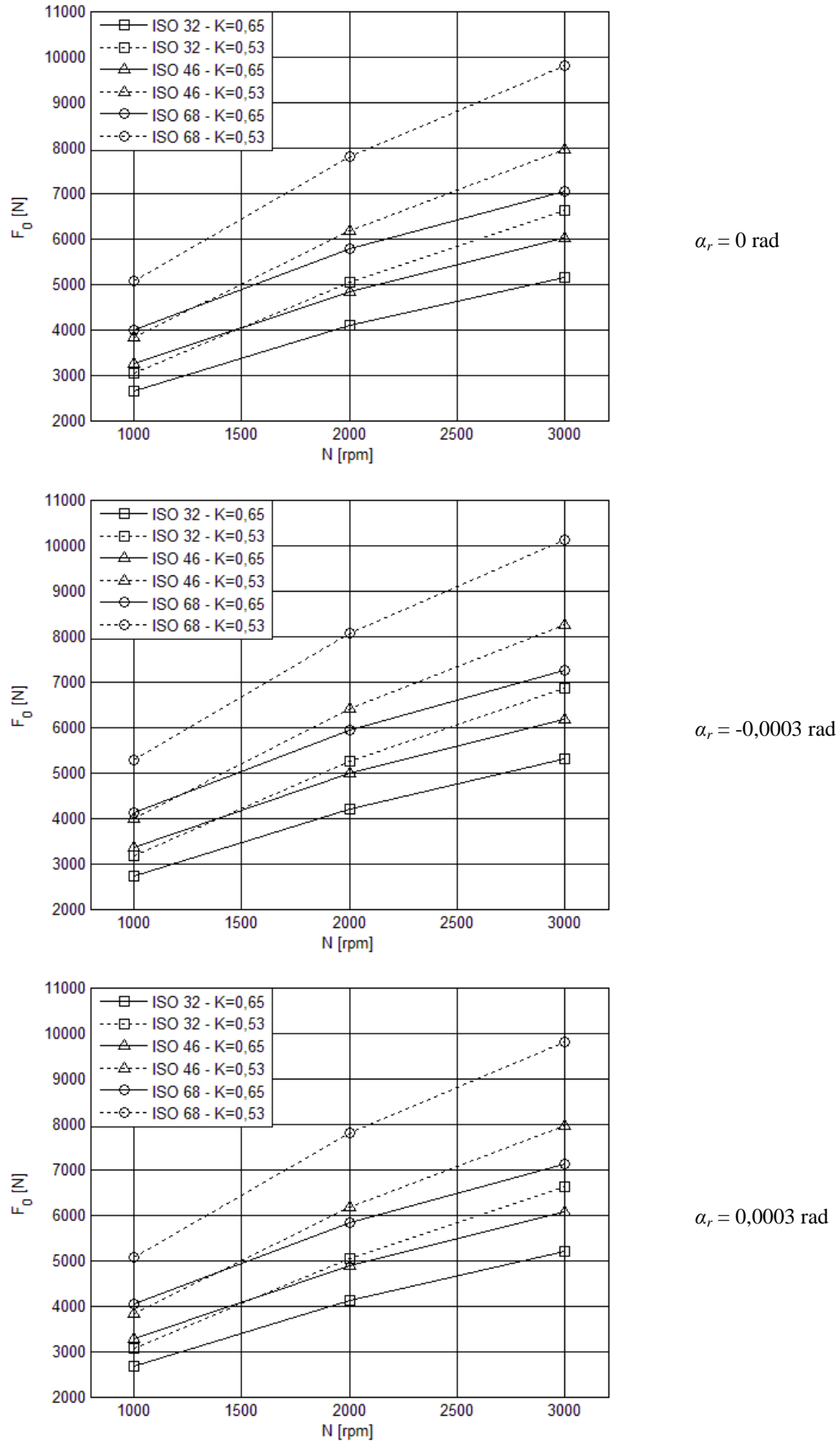


Figura 4.12 – Capacidade de carga, F_0 , versus N , para $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

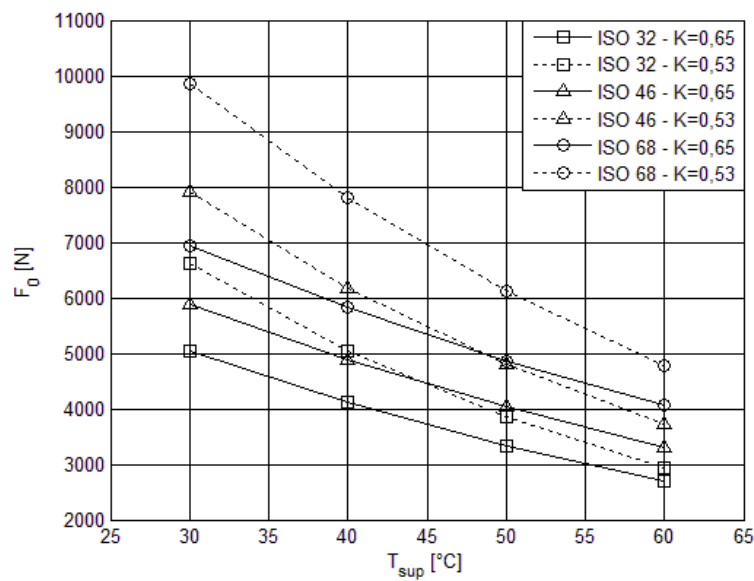
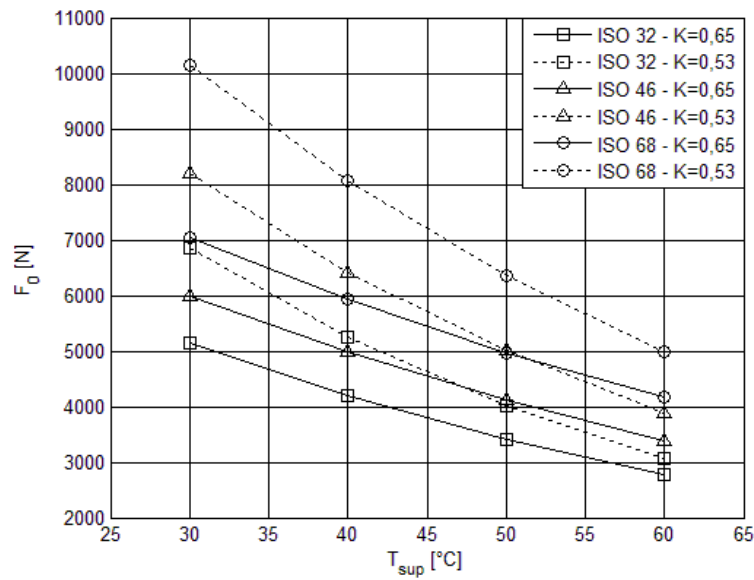
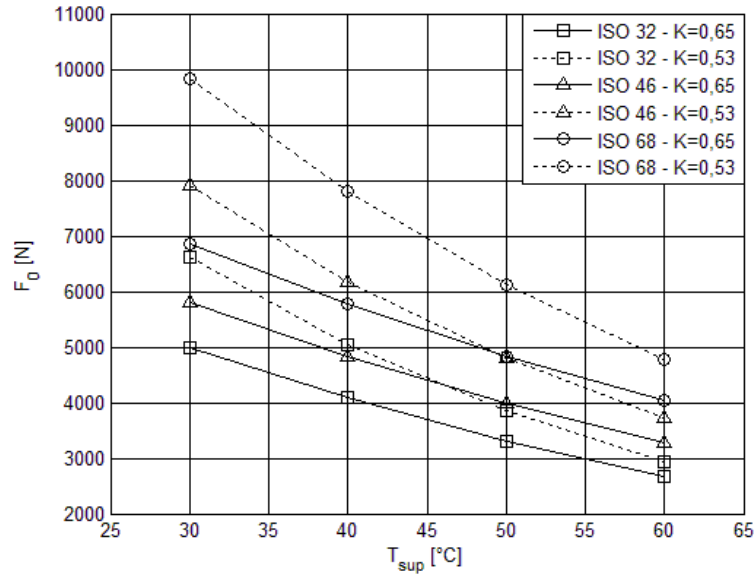


Figura 4.13 – Capacidade de carga, F_0 , versus T_{sup} , para $N = 2000 \text{ rpm}$, $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

Conforme já discutido com o auxílio da Figura 4.9 o valor do fator $K = 0,65$ corresponde à condição de operação de máxima capacidade de carga adimensional de cada sapata.

No entanto, em termos dimensionais, para “capacidade de carga” em [N], conforme mostrado nas Figuras 4.11, 4.12 e 4.13 as sapatas com fator $K = 0,53$ (pivô a 66,7%) resultam em maior capacidade de carga do que os valores obtidos para fator $K = 0,65$ (pivô a 60%) para o caso da utilização dos óleos industriais ISO 32, 46 e 68, muito empregados em usinas hidrelétricas, por exemplo. Isso se deve principalmente à grande redução da viscosidade desses óleos, da ordem de 58% quando a temperatura é aumentada de 40°C para 60°C e também levando-se em conta que as sapatas com fator $K = 0,53$ (pivô a 66,7%) trabalham com maiores inclinações e maiores vazões de óleo entre o colar e cada sapata e portanto com menor temperatura média, o que resulta em maiores viscosidades operacionais do óleo.

Por outro lado, conforme mostrado nas Figuras 4.14, 4.15 e 4.16, com a utilização de óleos lubrificantes de menor viscosidade (ISO 15 e ISO 22, por exemplo) e lubrificantes sintéticos, cada vez mais utilizados, as capacidades de carga dimensionais mantém a mesma tendência das capacidades de carga adimensionais, Figura 4.9, sendo maiores para fator $K = 0,65$ do que para o fator $K = 0,53$. Alguns óleos lubrificantes sintéticos, como por exemplo o óleo “Polialfaolefina PAO/PMA 370000”, cujas propriedades estão descritas em Kasai *et al.* (2012), apresenta viscosidades absolutas iguais a 13,64 mPa.s e 8,85 mPa.s às temperaturas de 40°C e 60°C, respectivamente. Essa redução da viscosidade para cerca de apenas 65% do valor inicial a 40°C é relativamente baixa, de modo que, em termos dimensionais a tendência mostrada na Figura 4.9 é mantida aproximadamente, como pode ser observado nas Figuras 4.14, 4.15 e 4.16.

Observando-se com mais cuidado a Figura 4.11, para $\alpha_r = 0$ rad, pode-se notar que as capacidades de carga, isto é, as cargas aplicadas a cada sapata são aproximadamente iguais nas seguintes condições: $F_0 \approx 8500$ N para fator $K = 0,65$ e óleo ISO 68 em $h_{rs} = 0,020$ mm, $F_0 \approx 8500$ N para fator $K = 0,53$ e óleo ISO 32 em $h_{rs} = 0,020$ mm e, da mesma maneira, $F_0 \approx 3400$ N para fator $K = 0,65$ e óleo ISO 46 em $h_{rs} = 0,040$ mm, $F_0 \approx 3400$ N para fator $K = 0,53$ e óleo ISO 32 em $h_{rs} = 0,040$ mm.

Isso será utilizado juntamente com a Figura 4.33 para mostrar que a perda de potência é menor para fator $K = 0,53$ do que para fator $K = 0,65$, quando uma mesma carga é aplicada ao mancal.

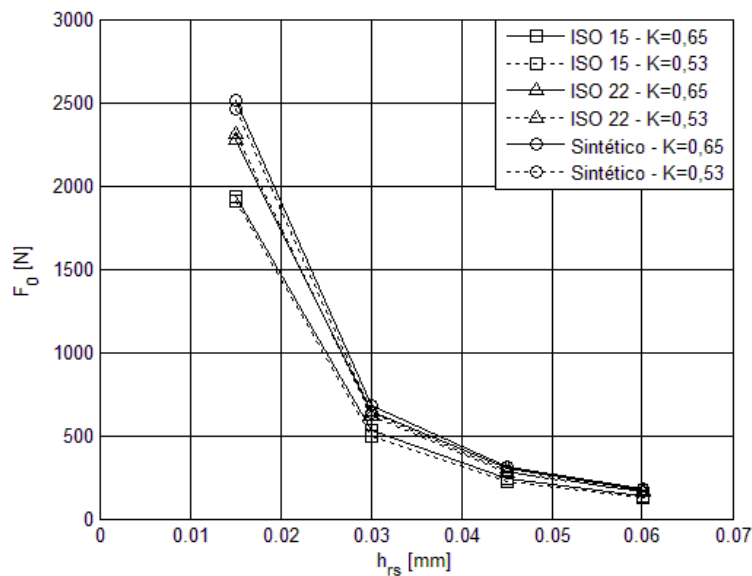
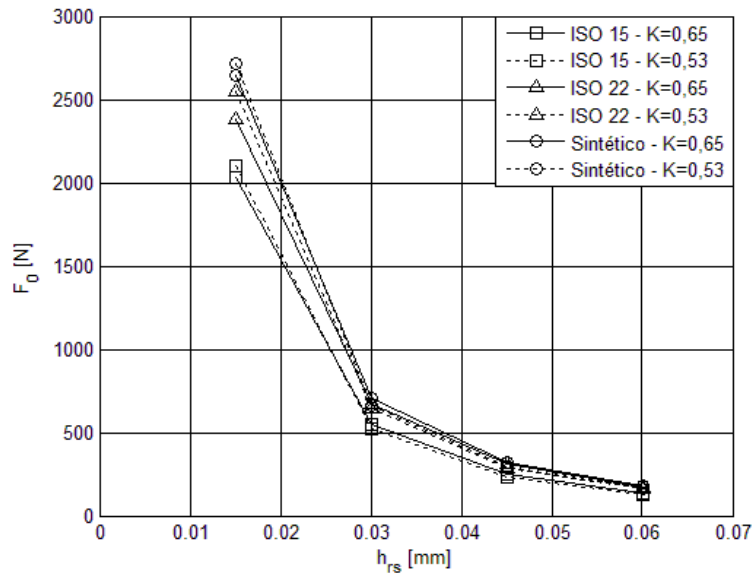
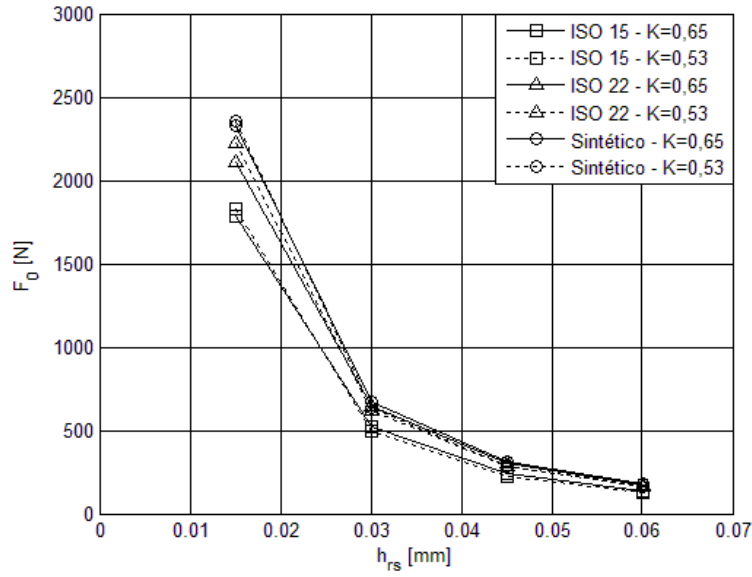
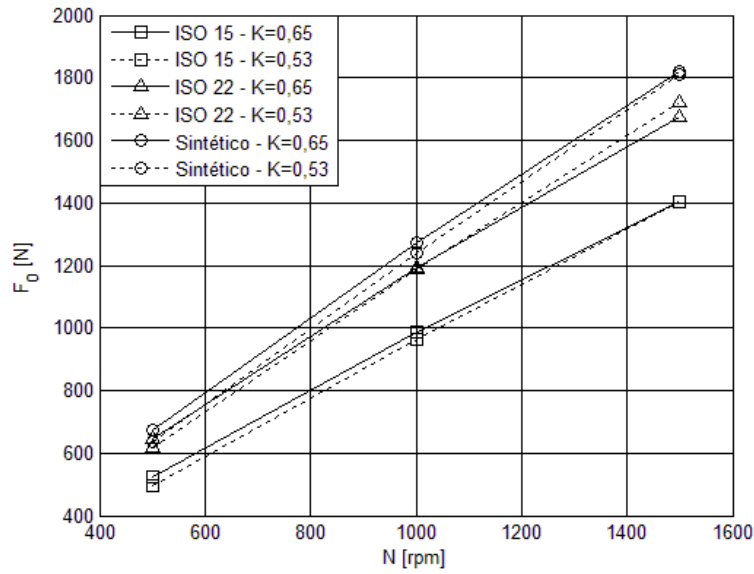
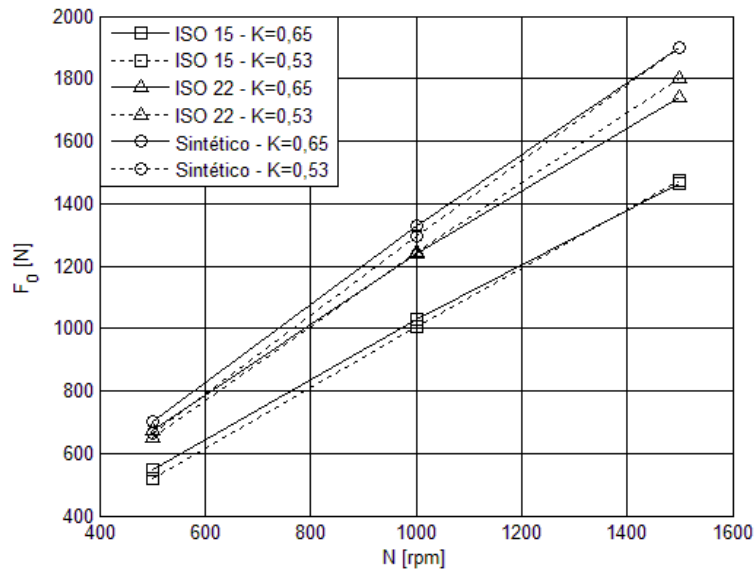


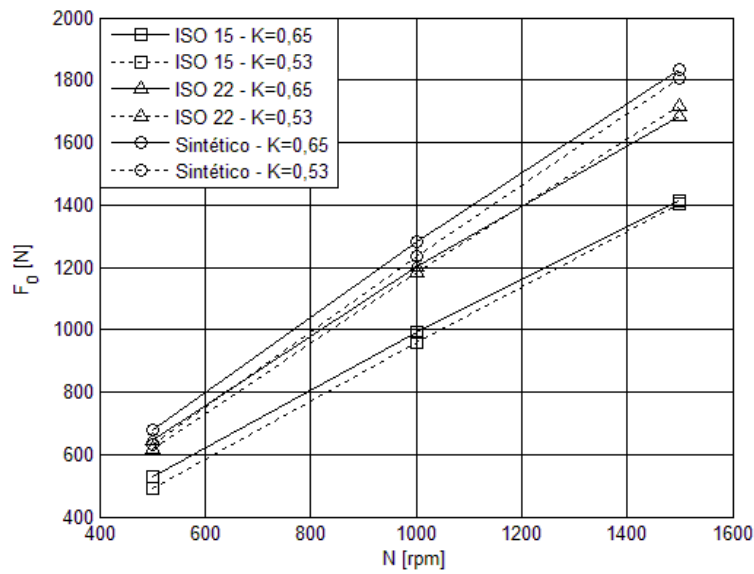
Figura 4.14 – Capacidade de carga, F_0 , versus h_{rs} , para $N = 500 \text{ rpm}$, $T_{sup} = 60^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.



$\alpha_r = 0$ rad



$\alpha_r = -0,0003$ rad



$\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.15 – Capacidade de carga, F_0 , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 60^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

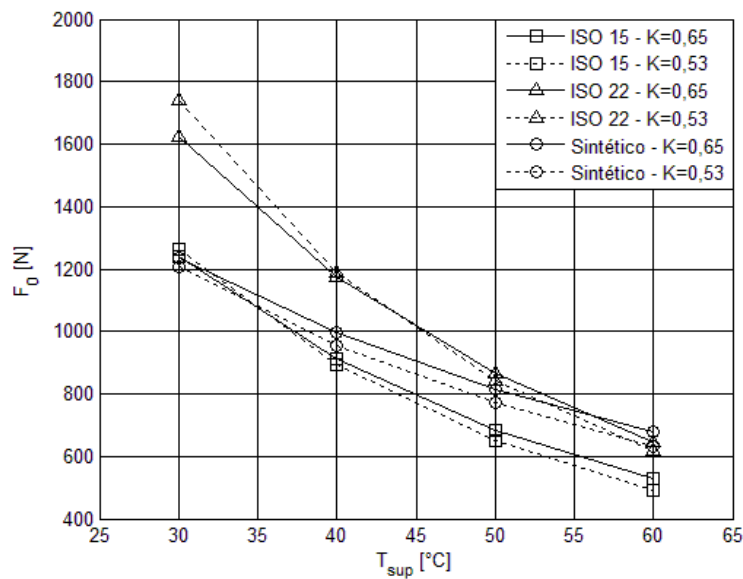
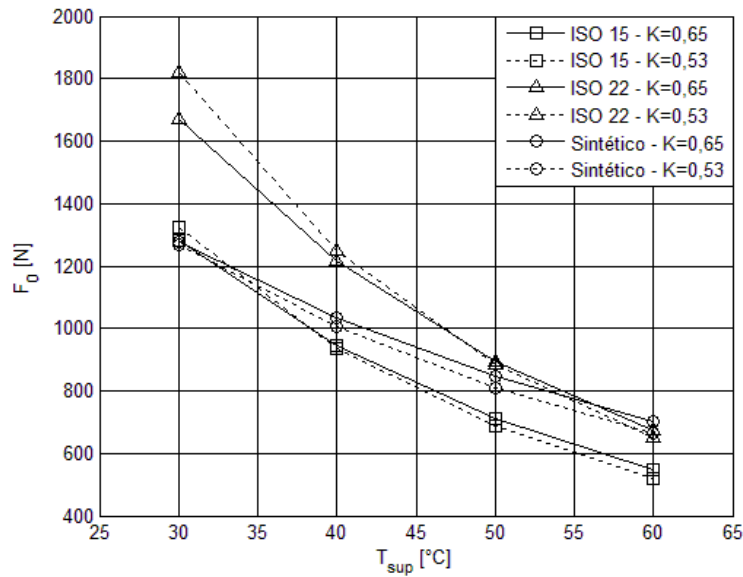
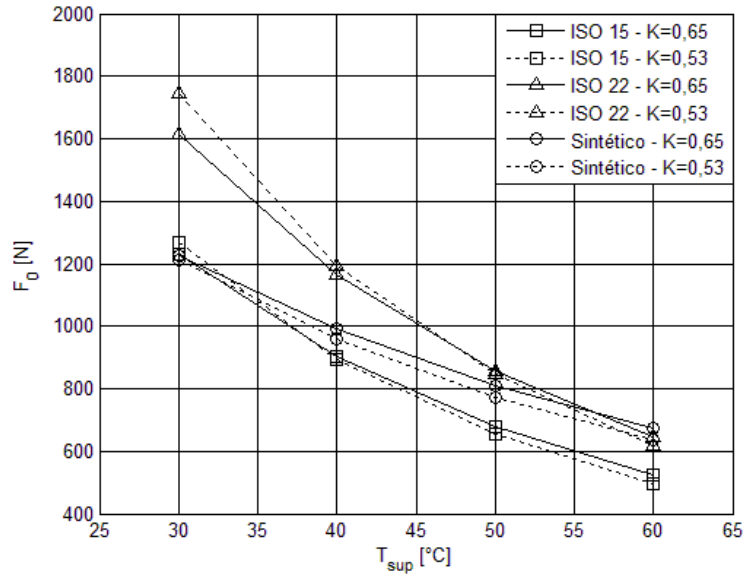


Figura 4.16 – Capacidade de carga, F_0 , versus T_{sup} , para $N = 500 \text{ rpm}$, $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

4.5. Centro de pressão

As coordenadas do centro de pressão, θ_p e r_{0p} , foram calculadas e apresentadas nas Figuras 4.17 e 4.18 e Tabela 4.15. Essas coordenadas, também, serão chamadas neste trabalho como coordenadas de pivotamento da sapata. A informação se faz necessária, pois esta consideração não é feita pelos fabricantes de mancais axiais hidrodinâmicos que, normalmente, utilizam o cálculo do centróide da superfície da sapata para definir a coordenada radial do pivotamento, r_{0p} . A coordenada angular, θ_p , é definida considerando um ângulo de 60% do ângulo total da sapata, medido sobre o raio médio da mesma e partindo da sua borda de entrada, lembrando que este ângulo equivale a condição de operação de máxima capacidade de carga da sapata, já informada neste trabalho para o valor do fator $K = 0,65$.

As Figuras 4.17 e 4.18 apresentam os valores das coordenadas do centro de pressão, θ_p e r_{0p} , referentes à variação do valor do fator K e do ângulo α_r , calculadas pela aplicação de um método iterativo. Pode-se notar o número máximo de iterações necessárias para se alcançar os valores convergidos das coordenadas θ_p e r_{0p} .

A Figura 4.17 mostra um valor máximo de 9 iterações para $\alpha_r = -0,0003$ rad e um valor mínimo de 6 iterações para $\alpha_r = 0,0003$ rad, esse último para fator $K = 0,65$. A variação de α_r de 0 para $-0,0003$ rad resulta no aumento do r_{0p} ou no deslocamento do centro de pressão na direção do raio externo da sapata, isto condiz com o ângulo negativo que significa inclinar a sapata no raio interno para baixo, o que causa elevação no raio externo. Para $\alpha_r = 0,0003$ rad mostra-se a diminuição do r_{0p} ou no deslocamento do centro de pressão na direção do raio interno da sapata, isto resulta em movimento similar ao explicado acima mas em sentido contrário, inclinação da sapata no raio externo para baixo resultando em elevação no raio interno, idem ao movimento de uma gangorra. Também, pode-se observar que a variação do fator K de 0,65 para 0,53 apresenta valores de r_{0p} mais deslocados para o raio externo da sapata, somente para $\alpha_r = 0,0003$ rad os valores calculados para cada iteração se apresentam similares ao valor inicial adotado no cálculo iterativo da coordenada radial, r_{0p} .

A Figura 4.18 mostra um valor máximo de 9 iterações para $\alpha_r = -0,0003$ rad e um valor mínimo de 6 iterações para $\alpha_r = 0,0003$ rad e fator $K = 0,65$. Nessa figura, para o $K = 0,53$, observa-se o deslocamento da coordenada θ_p na direção da borda de saída da sapata, ou o aumento do ângulo do centro de pressão, θ_p , mas a partir da 4ª iteração a variação do α_r não apresenta mudança significativa nos valores calculados. Para fator $K = 0,65$ pode-se notar a diferença significativa entre os valores calculados de θ_p diante da variação do ângulo α_r .

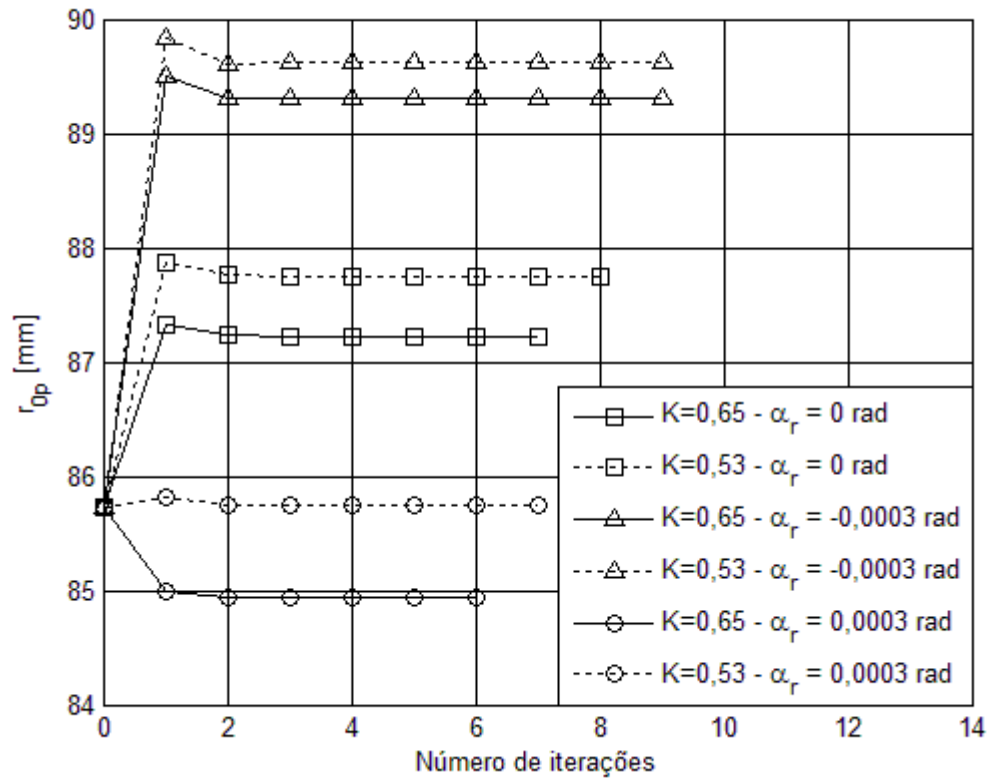


Figura 4.17 – Raio do centro de pressão da sapata, r_{op} , versus número de iterações do cálculo computacional.

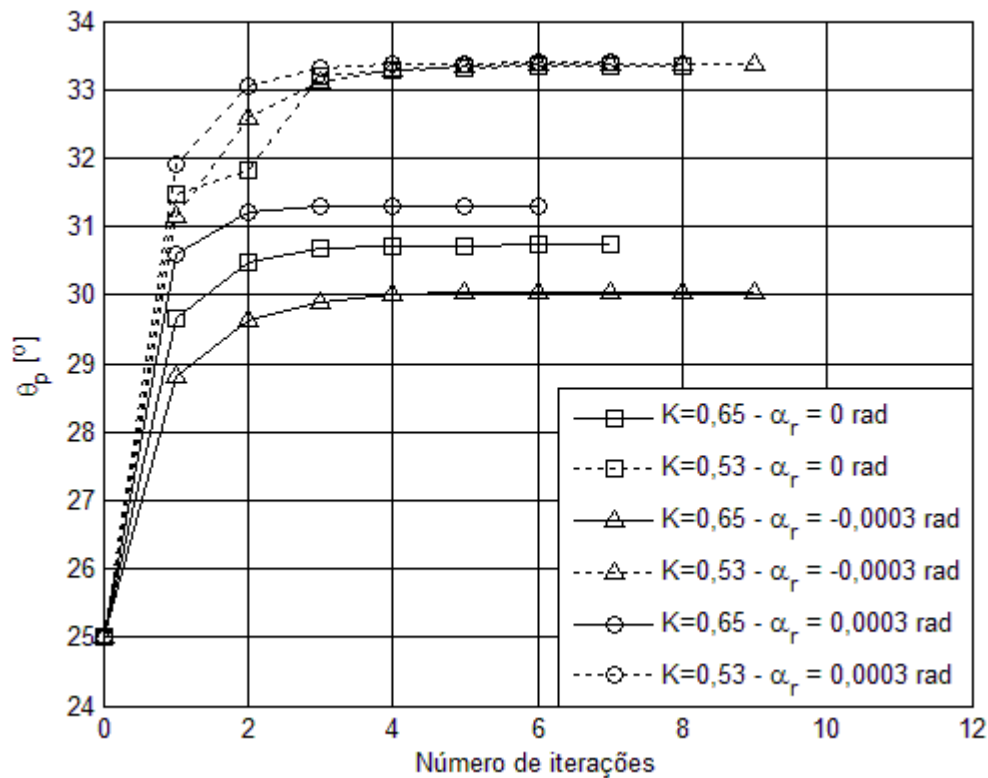


Figura 4.18 – Ângulo do centro de pressão da sapata, θ_p , versus número de iterações do cálculo computacional.

As Figuras 4.17 e 4.18 foram feitas com o objetivo de mostrar o comportamento dos valores calculados das coordenadas do centro de pressão em cada iteração do método de cálculo iterativo aplicado.

A Tabela 4.15 mostra os valores calculados das coordenadas do centro de pressão da sapata, θ_p e r_{op} , em cada iteração do método aplicado, para valores do fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad. Esses valores foram usados para montar as Figuras 4.17 e 4.18.

Tabela 4.15 – Valores das coordenadas do centro de pressão ou de pivotamento, θ_p e r_{op} , por iteração, calculados para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

N° de Iterações	K = 0,65						K = 0,53					
	$\alpha_r = 0$ [rad]		$\alpha_r = -0,0003$ [rad]		$\alpha_r = 0,0003$ [rad]		$\alpha_r = 0$ [rad]		$\alpha_r = -0,0003$ [rad]		$\alpha_r = 0,0003$ [rad]	
	θ_p [graus]	r_{op} [mm]	θ_p [graus]	r_{op} [mm]	θ_p [graus]	r_{op} [mm]	θ_p [graus]	r_{op} [mm]	θ_p [graus]	r_{op} [mm]	θ_p [graus]	r_{op} [mm]
0	25	85,725	25	85,725	25	85,725	25	85,725	25	85,725	25	85,725
1	29,66356	87,32188	28,79574	89,50352	30,59260	84,98766	31,45676	87,86544	31,15127	89,83075	31,89850	85,81107
2	30,48738	87,22918	29,61537	89,31443	31,20560	84,94032	31,81436	87,76012	32,58398	89,60799	33,06160	85,75424
3	30,67290	87,21571	29,90441	89,31238	31,29293	84,93471	33,18992	87,74975	33,10180	89,62379	33,31461	85,74847
4	30,71512	87,21245	29,99955	89,30862	31,30588	84,93402	33,29564	87,74603	33,27745	89,62139	33,37206	85,74723
5	30,72470	87,21166	30,03132	89,30754	31,30773	84,93384	33,32577	87,74499	33,33857	89,62103	33,38527	85,74694
6	30,72684	87,21140	30,04193	89,30719	31,30804	84,93385	33,33438	87,74470	33,35983	89,62081	33,38826	85,74688
7	30,72742	87,21143	30,04531	89,30688	-----	-----	33,36726	87,74464	33,36726	89,62081	33,38898	85,74690
8	-----	-----	30,04660	89,30704	-----	-----	33,36984	87,74460	33,36984	89,62076	-----	-----
9	-----	-----	30,04694	89,30691	-----	-----	-----	-----	33,37077	89,62082	-----	-----

4.6. Vazões do óleo lubrificante

As vazões adimensionais e dimensionais do óleo lubrificante, que passa pela cunha de óleo formada entre as superfícies de cada sapata e do colar giratório, foram determinadas e apresentadas nas Figuras 4.19 a 4.30.

As Figuras 4.19 a 4.22 mostram o comportamento das vazões adimensionais de óleo lubrificante, respectivamente, na entrada, q_{OE} , na saída, q_{OS} , no raio externo, q_{Re} , e no raio interno, q_{Ri} , da sapata, diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad. Essas figuras apresentam comportamento similar diante da variação do h_{rs} , do valor do fator K e do ângulo α_r . As

vazões se mostram constantes para $\alpha_r = 0$ rad, mas apresentam elevação e redução com a variação do h_{rs} para, respectivamente, $\alpha_r = -0,0003$ e $0,0003$ rad.

As Figuras 4.19 e 4.20 mostram as vazões adimensionais, respectivamente, na entrada e na saída da sapata, as quais são chamadas de vazões circunferenciais ou na direção circunferencial da sapata. Os maiores valores de vazão se alternam conforme o valor do fator K , como pode ser visto na Figura 4.19, para o fator $K = 0,53$, e na Figura 4.20, para fator $K = 0,65$. Pode-se observar que a curva para $\alpha_r = -0,0003$ rad sempre apresenta os maiores valores de vazão em comparação as curvas para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad, mesmo com a variação do valor do fator K .

As Figuras 4.21 e 4.22 mostram as vazões adimensionais, respectivamente, no raio externo e raio interno da sapata, as quais são chamadas de vazões radiais ou na direção radial da sapata. Essas figuras apresentam valores de vazão maiores sempre para fator $K = 0,53$. Pode-se notar uma alternância das curvas de vazão para $\alpha_r = -0,0003$ e $0,0003$ rad, pois no raio externo da sapata, Figura 4.21, $\alpha_r = 0,0003$ rad apresenta valores maiores ou acima da curva para $\alpha_r = 0$ rad. Mas no raio interno da sapata, Figura 4.22, os valores maiores de vazão são obtidos para $\alpha_r = -0,0003$ rad.

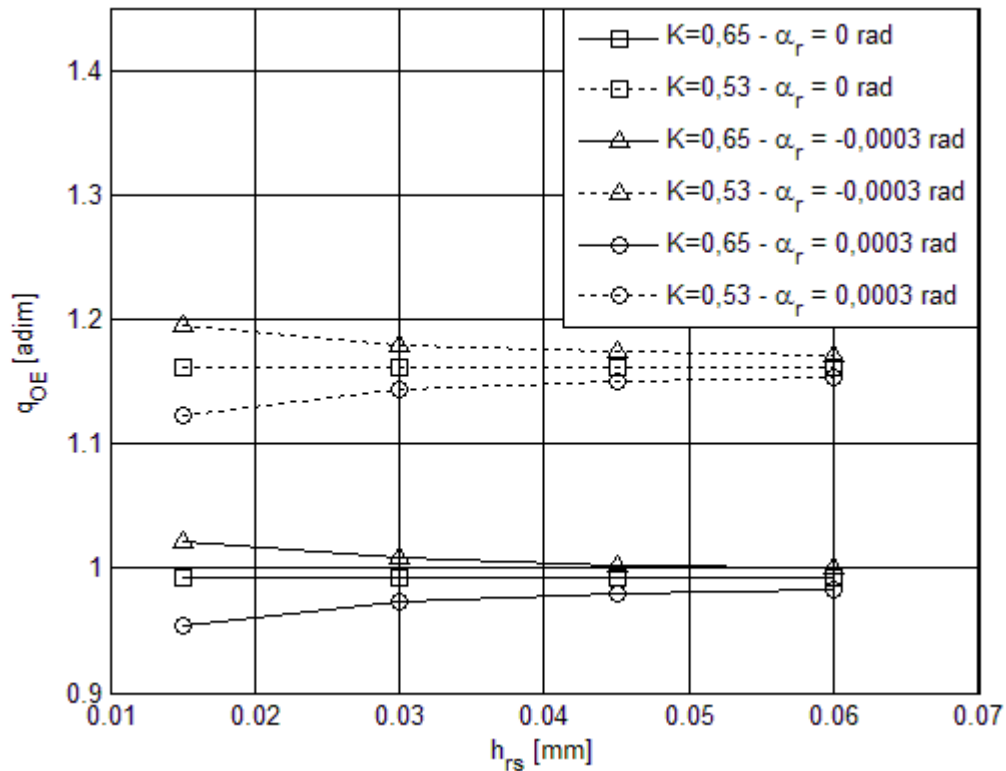


Figura 4.19 – Vazão na entrada da sapata adimensional, q_{OE} , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

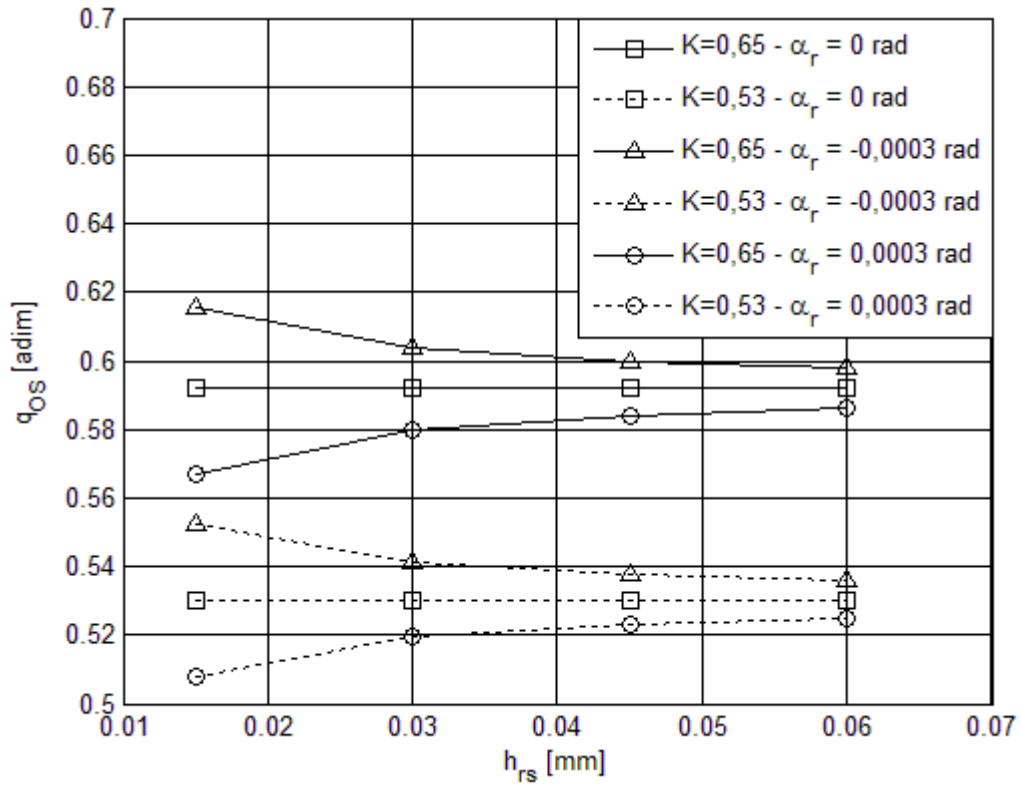


Figura 4.20 – Vazão na saída da sapata adimensional, q_{OS} , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

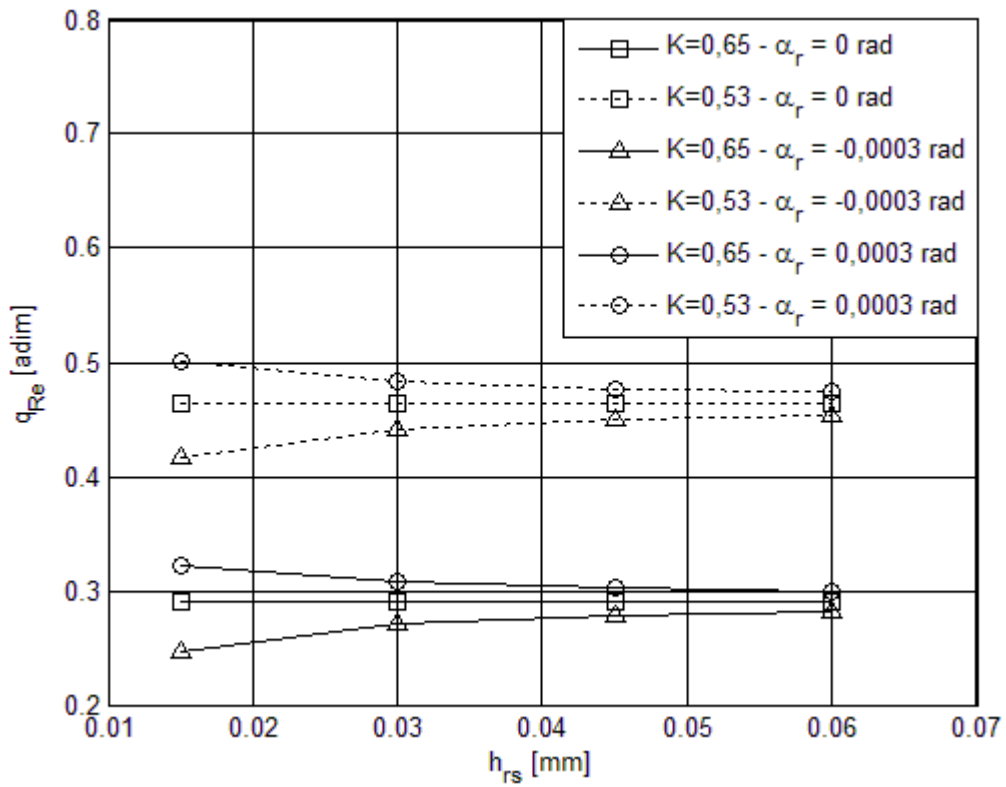


Figura 4.21 – Vazão no raio externo da sapata adimensional, q_{Re} , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

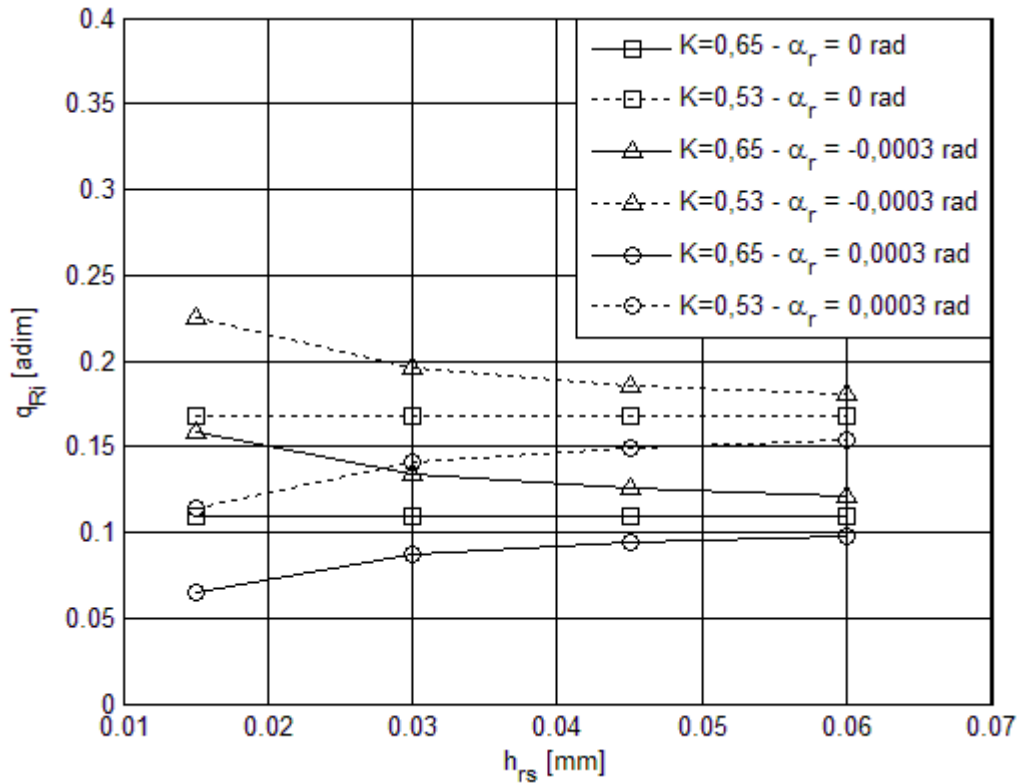


Figura 4.22 – Vazão no raio interno da sapata adimensional, q_{Ri} , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

As Figuras 4.23 a 4.30 mostram o comportamento das vazões dimensionais de óleo lubrificante, respectivamente, na entrada, Q_E , na saída, Q_S , no raio externo, Q_{LRe} , e no raio interno, Q_{LRi} , da sapata, diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , e da velocidade de rotação, N , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad. Todas as figuras apresentaram valores maiores de vazão para fator $K = 0,53$ e aumento linear das vazões com a elevação da espessura h_{rs} e da rotação N . Somente as Figuras 4.27 e 4.28 apresentaram curva da vazão no raio externo para $\alpha_r = 0,0003$ rad, em fator $K = 0,65$ e $0,53$, acima da curva de $\alpha_r = 0$ rad.

Não foram incluídos nesta seção, figuras referentes ao comportamento das vazões dimensionais diante da variação da temperatura de suprimento, T_{sup} , pois esse dado de operação não apresentou influência sobre as vazões. Também, não apresentou influência nas vazões a variação do tipo de óleo lubrificante aplicado na análise.

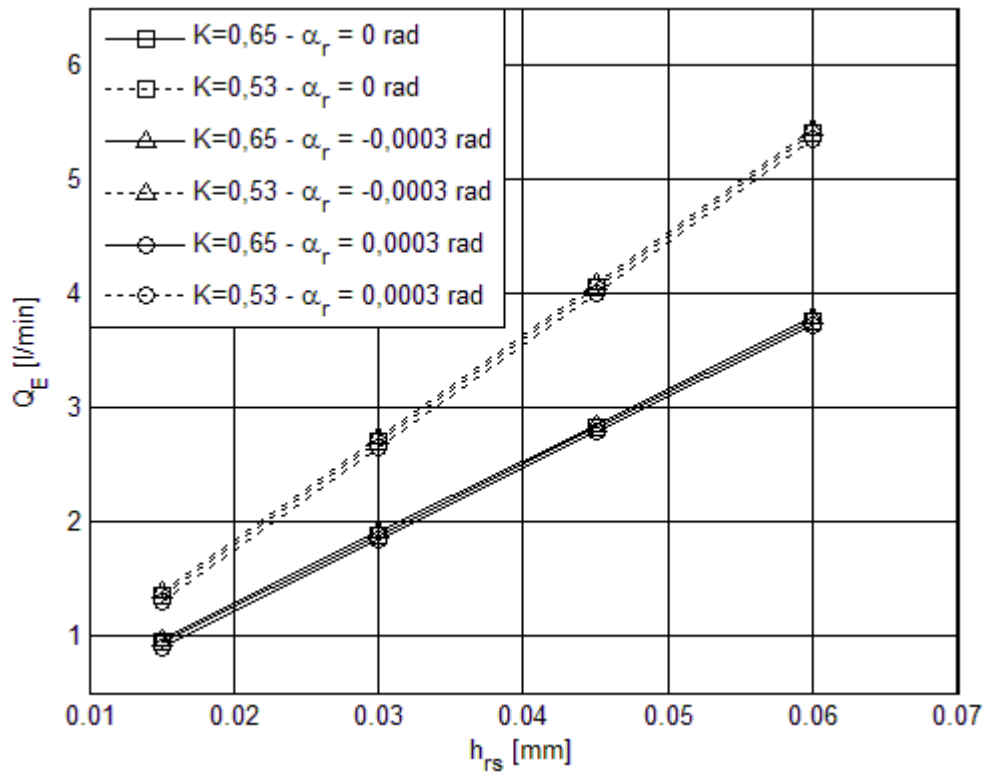


Figura 4.23 – Vazão na entrada da sapata, Q_E , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

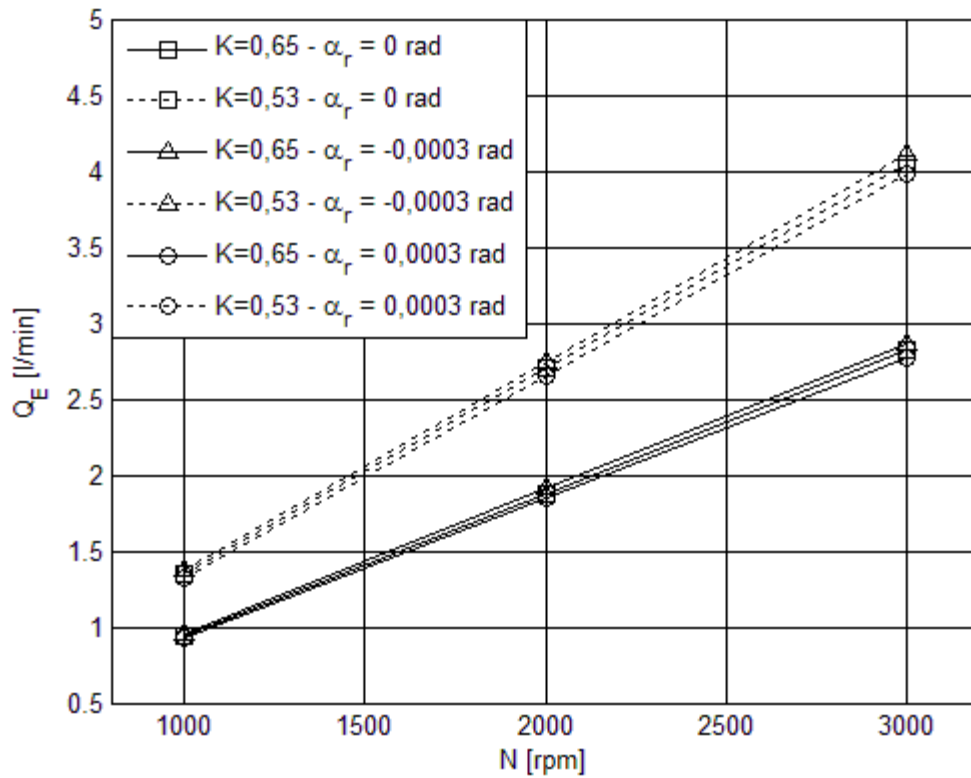


Figura 4.24 – Vazão na entrada da sapata, Q_E , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

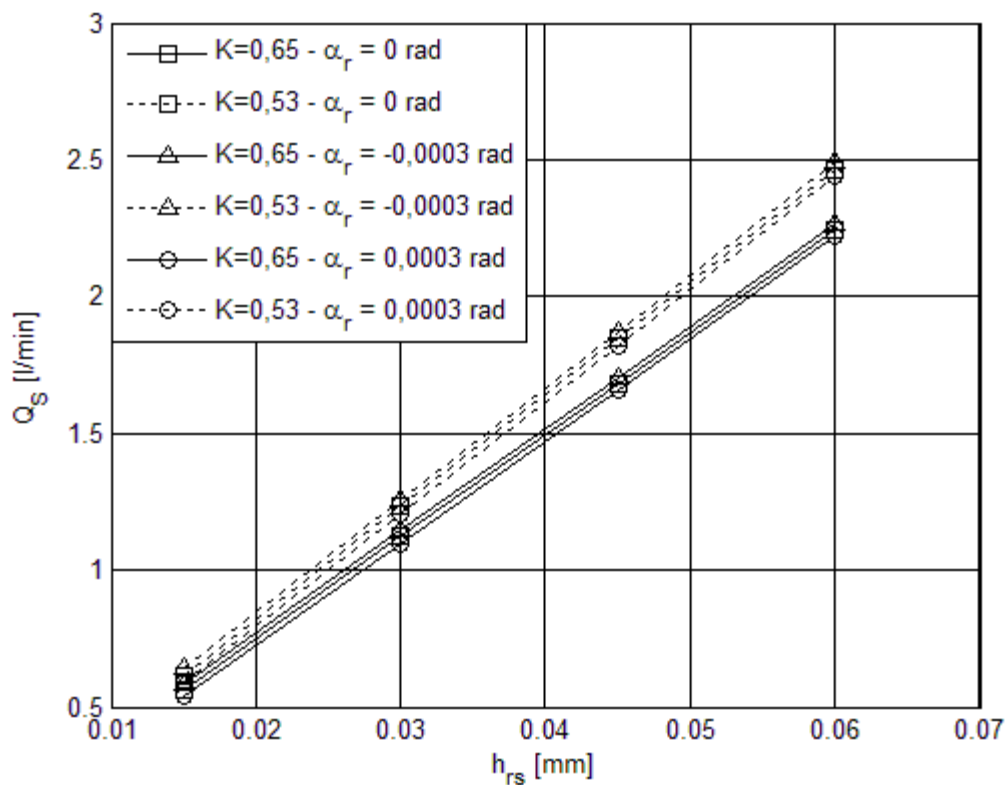


Figura 4.25 – Vazão na saída da sapata, Q_S , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

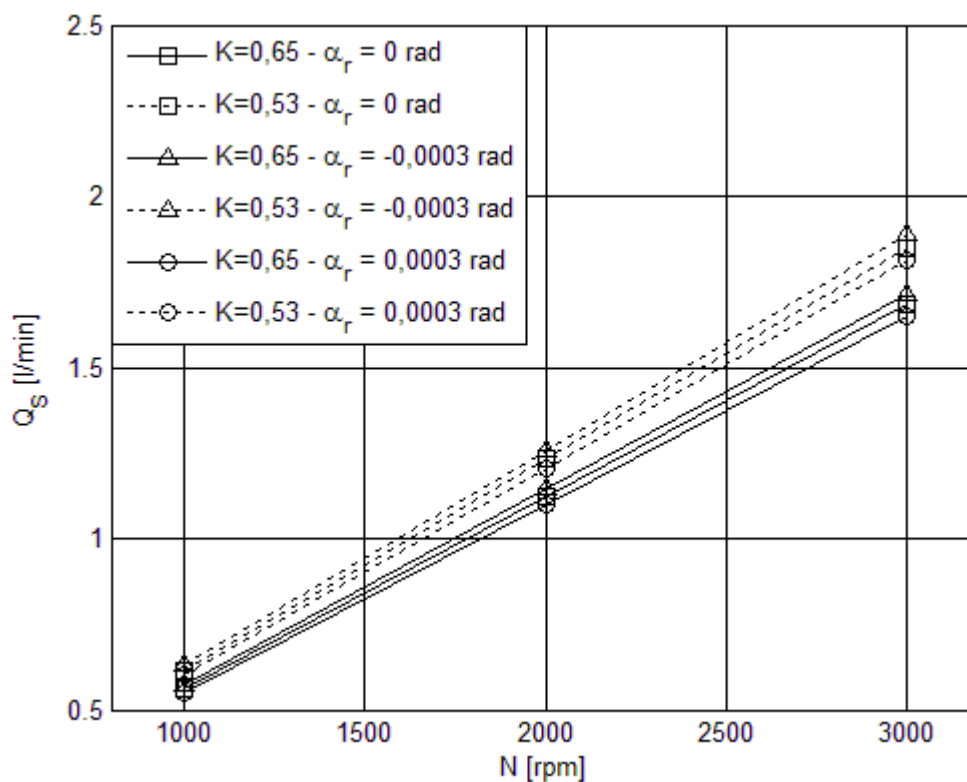


Figura 4.26 – Vazão na saída da sapata, Q_S , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

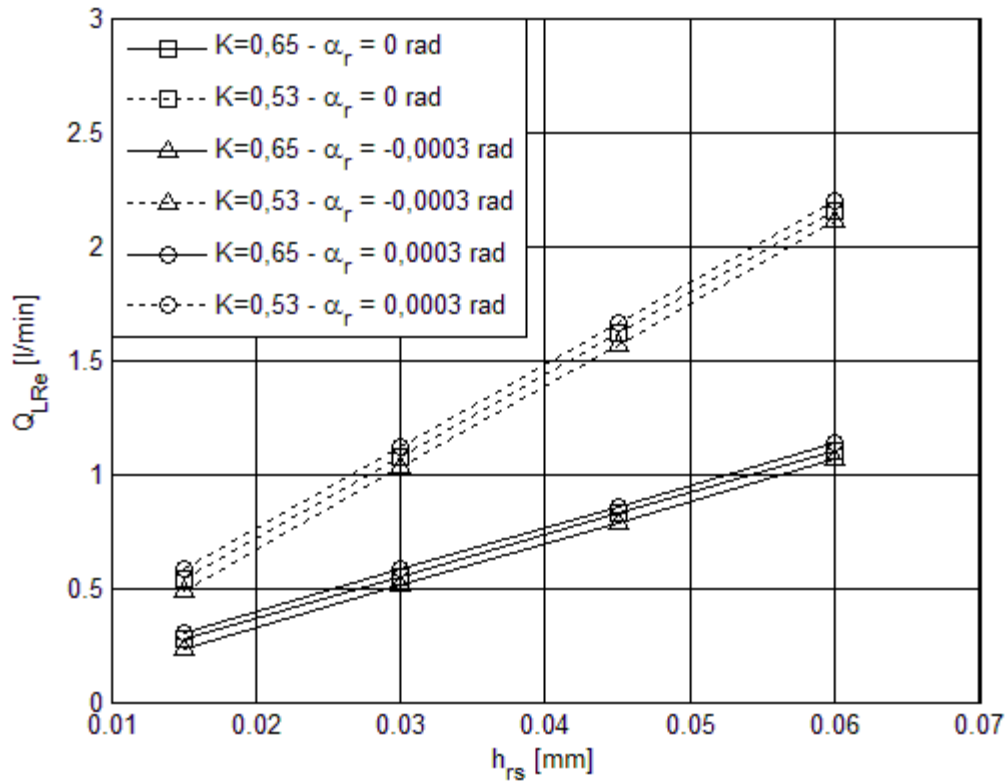


Figura 4.27 – Vazão no raio externo da sapata, Q_{LRe} , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

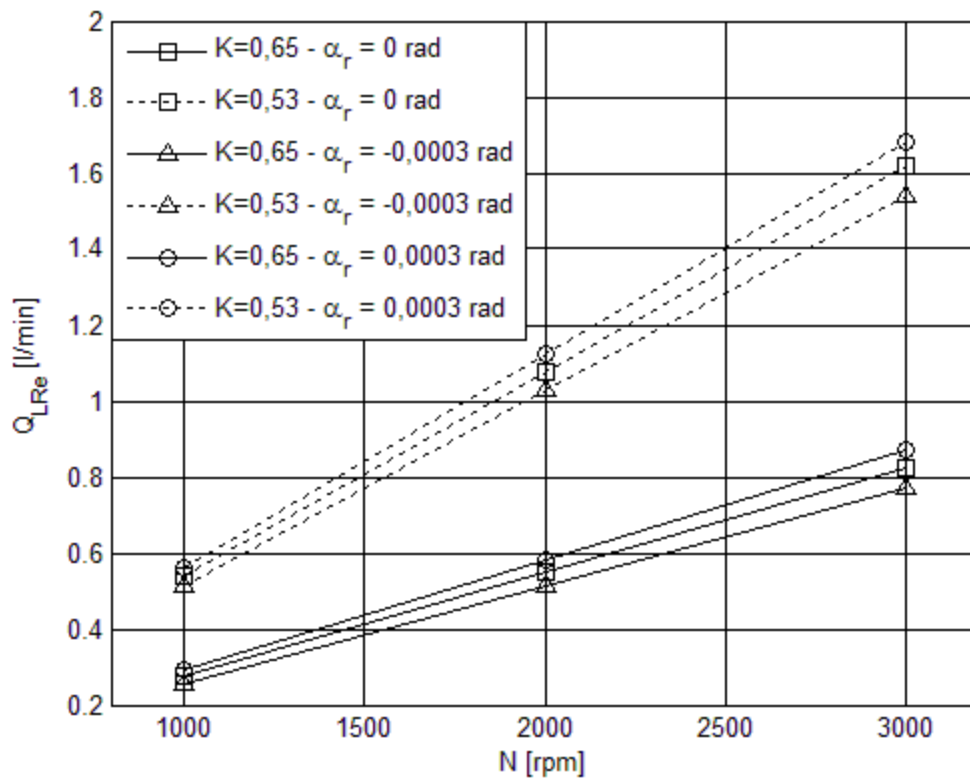


Figura 4.28 – Vazão no raio externo da sapata, Q_{LRe} , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

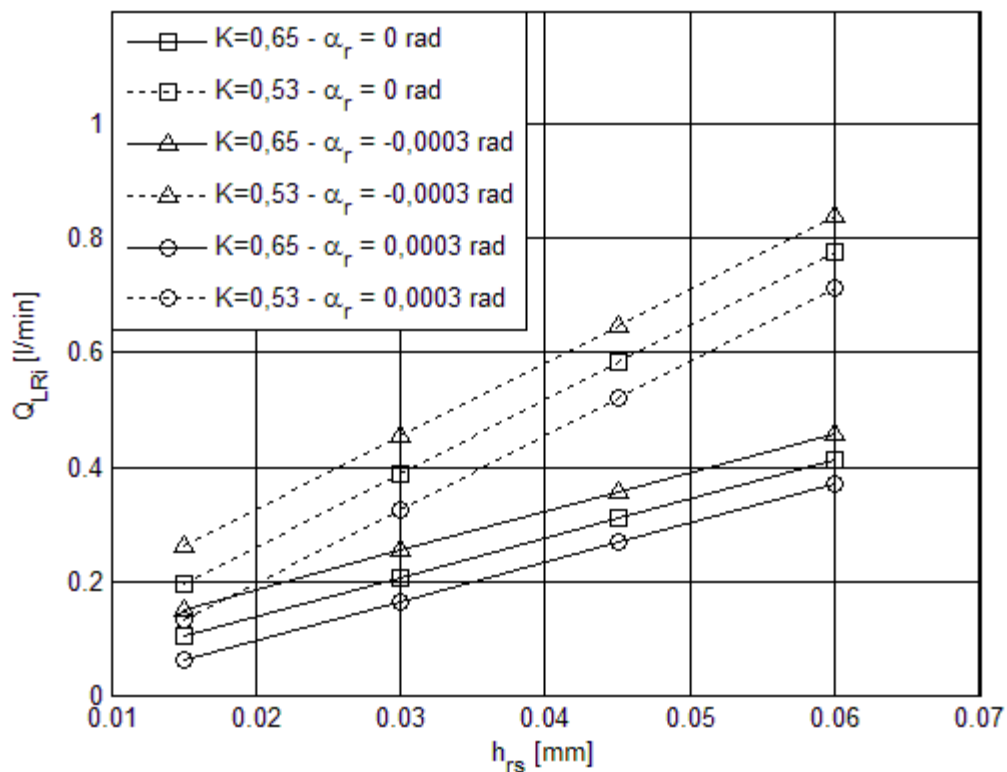


Figura 4.29 – Vazão no raio interno da sapata, Q_{LRI} , versus h_{rs} , para $N = 2000 \text{ rpm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

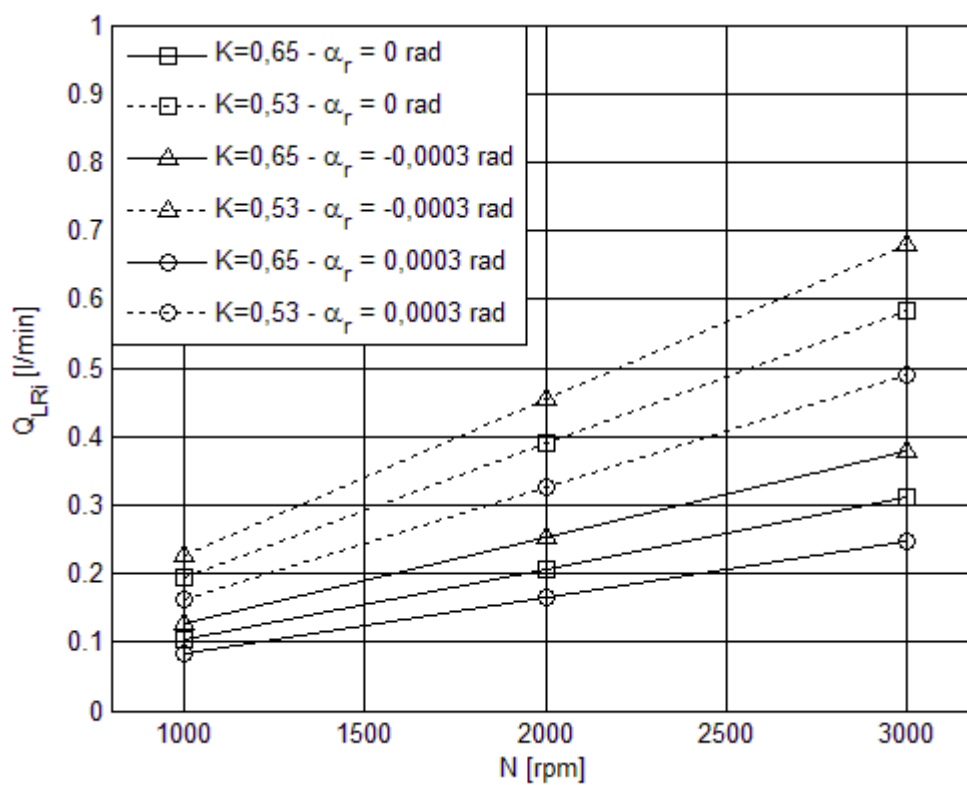


Figura 4.30 – Vazão no raio interno da sapata, Q_{LRI} , versus N , para $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

4.7. Perda de potência, torque de atrito e coeficiente de atrito

Nesta seção, serão apresentados todos os dados obtidos de perda de potência, torque de atrito e coeficiente de atrito para uma sapata do mancal axial hidrodinâmico.

A Figuras 4.31 mostra que a perda de potência adimensional por atrito modificada (H^*) para cada sapata do mancal decresce com o fator K no intervalo 0,2 (que identifica a posição do pivotamento na sapata mais próxima da borda de saída, isto é, $\theta = 42,55^\circ$) até $K = 0,53$ (que corresponde à mínima perda de potência adimensional por atrito modificada, $\theta = 33,33^\circ$, aproximadamente) e aumentando gradativamente no intervalo $K = 0,53$ até $K = 0,9$ (que identifica a posição do pivotamento mais próxima do centro da sapata, isto é, $\theta = 26,39^\circ$).

Pode-se observar que a inclinação da sapata na direção do raio interno ($\alpha_r = -0,0003$ rad) resulta numa curva levemente inferior à obtida para $\alpha_r = 0$ rad até o valor do fator $K = 0,6$, mas após esse valor ocorre a inversão do comportamento com a apresentação de valores acima dos obtidas para $\alpha_r = 0$ rad. A curva gerada para a inclinação da sapata na direção do raio externo ($\alpha_r = 0,0003$ rad) mostra valores menores que os apresentados para $\alpha_r = 0$ rad mas partindo do valor de $K = 0,4$, curva posicionada abaixo da curva gerada para $\alpha_r = -0,0003$ rad.

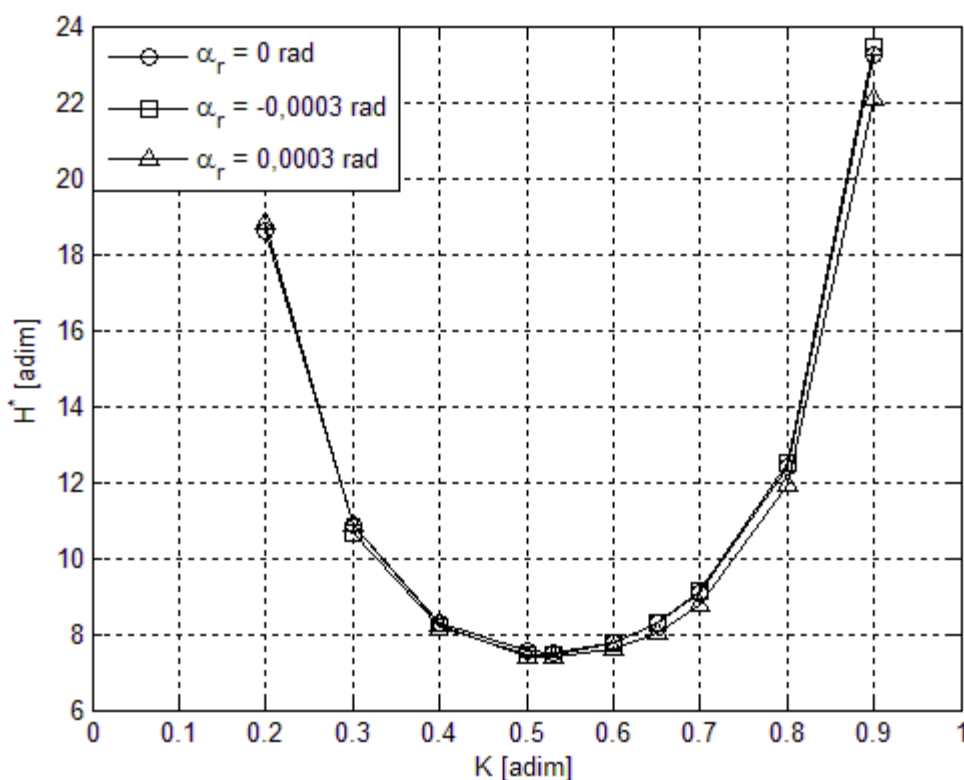


Figura 4.31 – Perda de potência adimensional modificada, H^* , versus fator K , para $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

A perda de potência H^* é obtida multiplicando-se a perda de potência adimensional, H , pela relação entre o fator K e a capacidade de carga adimensional, F , conforme mostrado na equação 3.145.

A Tabela 4.16 mostra os valores da perda de potência adimensional modificada gerados para fator K variando de 0,2 a 0,9 e com suas respectivas coordenadas de pivotamento, θ_p e r_{0p} , tanto para os ângulos de inclinação radial $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad. Esses valores foram usados na construção da Figura 4.31. A Tabela 4.16, para fator $K = 0,2$ e $\alpha_r = -0,0003$ rad, mostra o escrito “Sem cálculo” no valor de H^* , cuja explicação é idêntica à que foi apresentada para a Tabela 4.14.

Tabela 4.16 – Valores da perda de potência adimensional modificada, H^* , e coordenadas de pivotamento, θ_p e r_{0p} , calculados para valores do fator K e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

K	Coordenadas do Centro de Pressão para $\alpha_r = 0$ rad		Perda de Potência Adimensional Modificada - H^*		
	θ_p [graus]	r_{0p} [mm]	$\alpha_r = 0$ [rad]	$\alpha_r = -0,0003$ [rad]	$\alpha_r = 0,0003$ [rad]
0,2	42,55	92,65	18,6265	Sem cálculo	18,8041
0,3	39,39	90,17	10,8644	10,6562	10,8656
0,4	36,59	88,79	8,3064	8,1984	8,2443
0,5	34,05	87,93	7,5276	7,4690	7,4106
0,53	33,33	87,75	7,5053	7,4599	7,3689
0,6	31,77	87,40	7,7758	7,7576	7,5883
0,65	30,73	87,21	8,2691	8,2702	8,0347
0,7	29,75	87,07	9,0848	9,1079	8,7875
0,8	27,97	86,88	12,4159	12,4935	11,9028
0,9	26,39	86,79	23,2444	23,4472	22,0684

Convém lembrar que a Figura 4.31 e a Tabela 4.16 foram geradas partindo da consideração de que a “viscosidade média operacional” do óleo lubrificante à temperatura média T_m seja aquela obtida pela equação 3.144.

A Figura 4.32 mostra o comportamento da perda de potência adimensional modificada, H^* , em uma sapata em função da variação da espessura h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad. A figura não apresenta variação de H^* para o ângulo $\alpha_r = 0$ rad, para ambos os valores de fator $K = 0,65$ e $0,53$. Pode-se observar uma elevação de H^* com o aumento da espessura do filme de óleo h_{rs} , para $\alpha_r = -0,0003$ e $0,0003$ rad, mas, também, quando se altera o valor do fator K de $0,53$ para $0,65$. Pode-se observar nessa figura que a

perda de potência adimensional modificada é mínima para fator $K = 0,53$, aproximadamente. A perda de potência H^* não apresenta variação diante da velocidade de rotação, N , e da temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} .

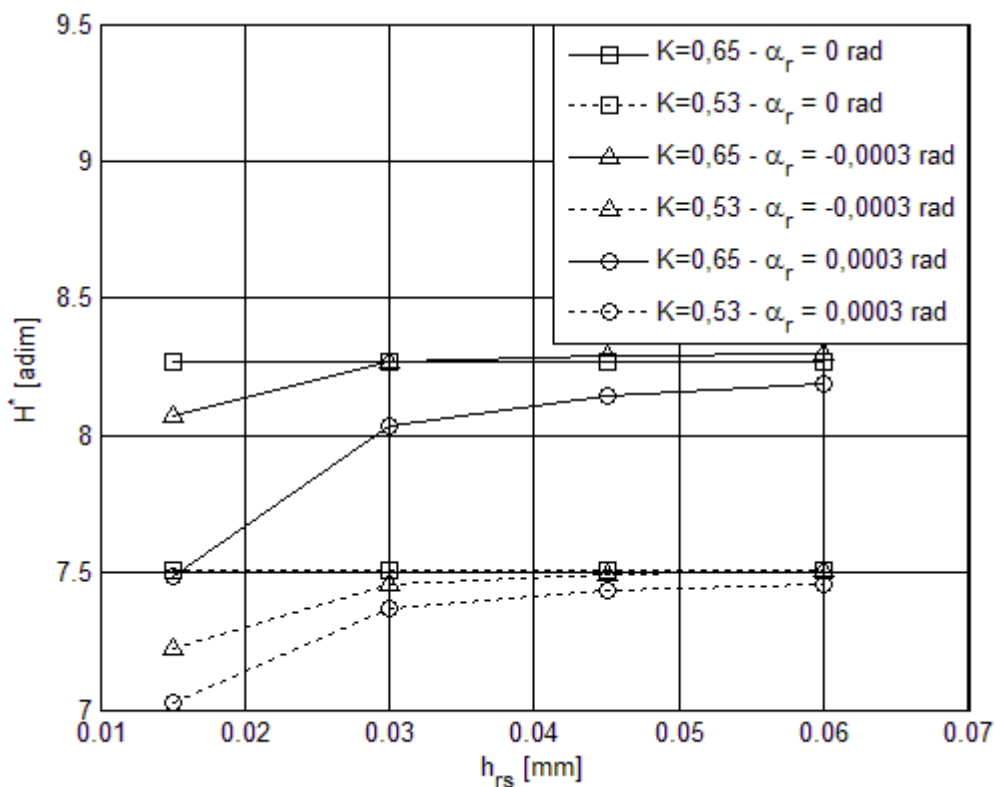


Figura 4.32 – Perda de potência adimensional modificada, H^* , versus h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

A Tabela 4.17 apresenta os valores da perda de potência adimensional modificada, H^* , em uma sapata, obtidos para valores de h_{rs} , fator K e α_r . Esses valores foram usados na construção da Figura 4.32.

Tabela 4.17 – Valores de perda de potência adimensional modificada, H^* , para alguns valores típicos de h_{rs} , calculados para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

h_{rs}	$K = 0,65$			$K = 0,53$		
	$\alpha_r = 0$ [rad]	$\alpha_r = -0,0003$ [rad]	$\alpha_r = 0,0003$ [rad]	$\alpha_r = 0$ [rad]	$\alpha_r = -0,0003$ [rad]	$\alpha_r = 0,0003$ [rad]
0,015	8,2690	8,0736	7,4829	7,5053	7,2194	7,0243
0,030	8,2691	8,2702	8,0347	7,5053	7,4599	7,3689
0,045	8,2692	8,2929	8,1426	7,5053	7,4951	7,4354
0,060	8,2691	8,2958	8,1848	7,5053	7,5051	7,4605

As Figuras 4.33 a 4.35 apresentam o comportamento da perda de potência dimensional, H_0 , diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , velocidade de rotação, N , e temperatura do óleo de suprimento do mancal, T_{sup} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$, $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad e óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68.

A Figura 4.33 mostra a redução da perda de potência com o aumento da espessura h_{rs} , comportamento bem definido nas curvas geradas para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e óleo lubrificante ISO 32 e 46. A curva gerada para o óleo ISO 68 apresenta elevação da perda de potência H_0 até $h_{rs} = 0,030$ mm, mas com uma posterior redução da perda de potência com o aumento da espessura h_{rs} . Pode-se notar o aumento de H_0 com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A perda de potência sofreu alteração com o ângulo α_r , apresentando valores de H_0 maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad e valores menores para $\alpha_r = 0,0003$ rad, tomando-se como base as curvas geradas para $\alpha_r = 0$ rad.

A Figura 4.34 mostra o aumento da perda de potência com a velocidade de rotação, N . Pode-se observar o aumento de H_0 com a variação do valor do fator K de $0,65$ para $0,53$ e com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante usado na análise, de ISO 32 para ISO 68. Também, pode-se notar a variação da perda de potência para o ângulo α_r , apresentando valores maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad e valores menores para $\alpha_r = 0,0003$ rad, tomando-se como base as curvas geradas para $\alpha_r = 0$ rad.

A Figura 4.35 mostra a redução da perda de potência com o aumento da temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} , mas apresenta elevação com a variação do valor do fator K de $0,65$ para $0,53$ e, também, com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante usado na análise, de ISO 32 para ISO 68. Referente à alteração da perda de potência diante da variação do ângulo α_r , apresentou-se comportamento similar ao descrito no parágrafo anterior.

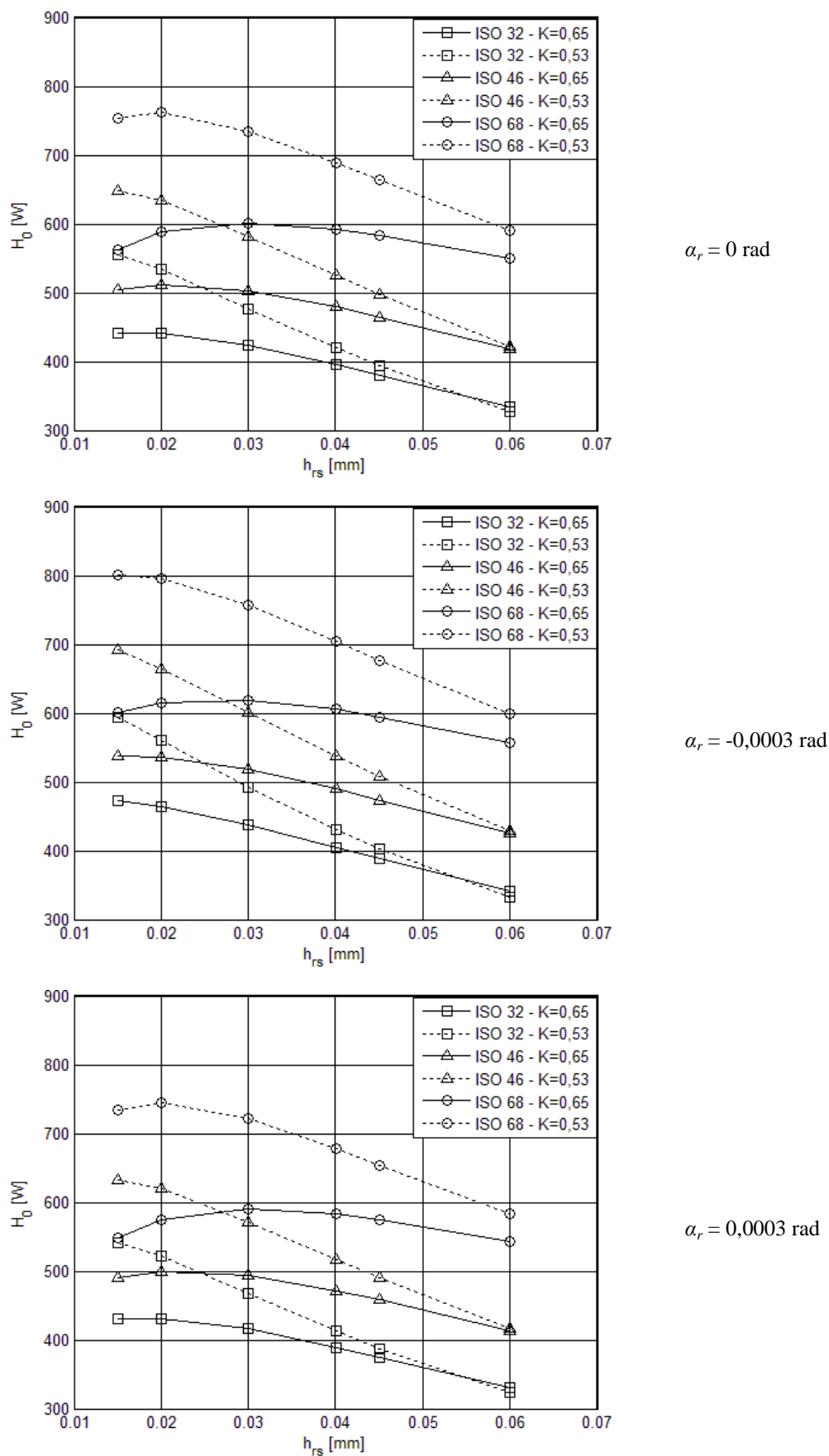


Figura 4.33 – Perda de potência, H_0 , versus h_{rs} , para $N = 2000 \text{ rpm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

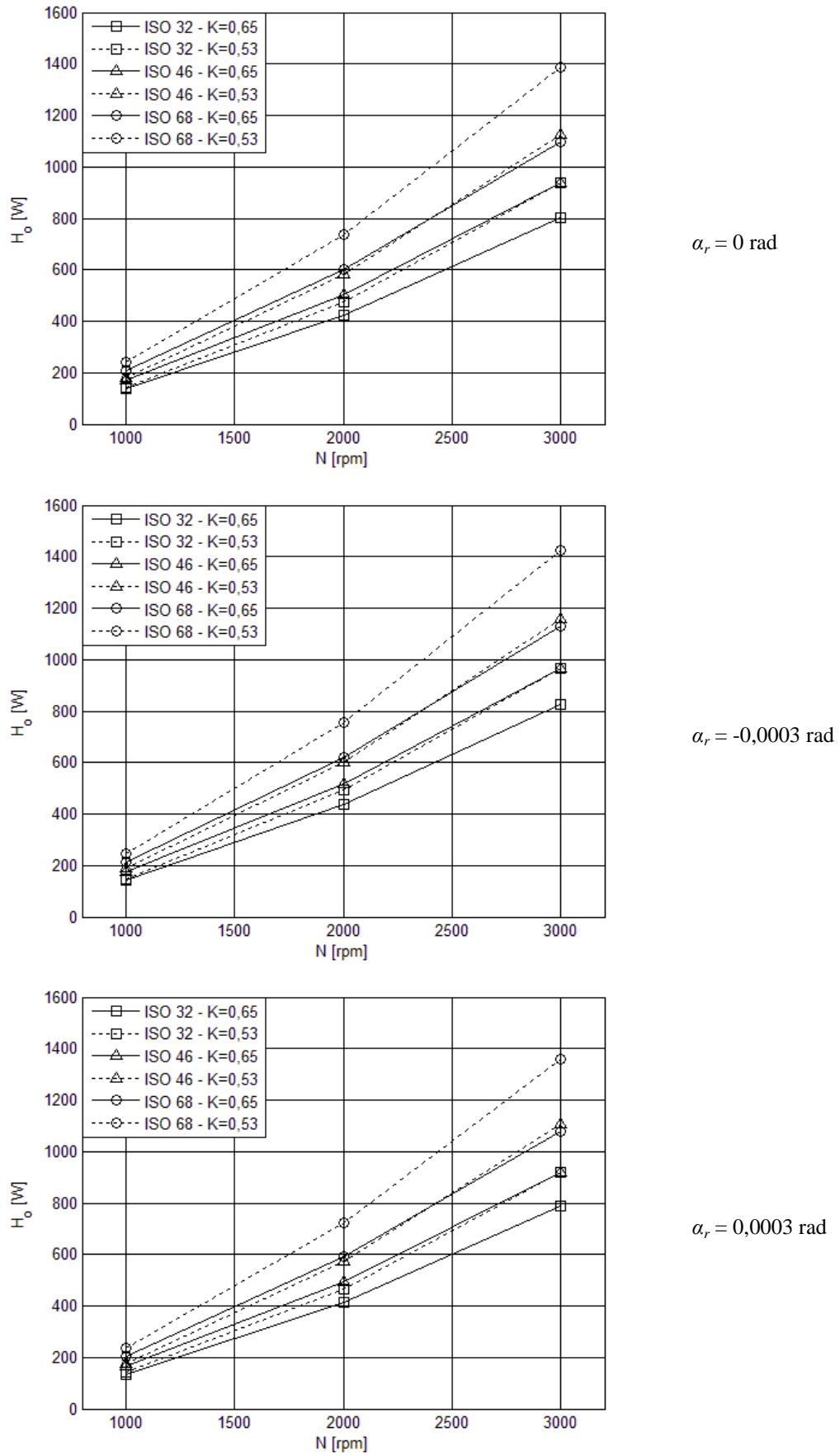
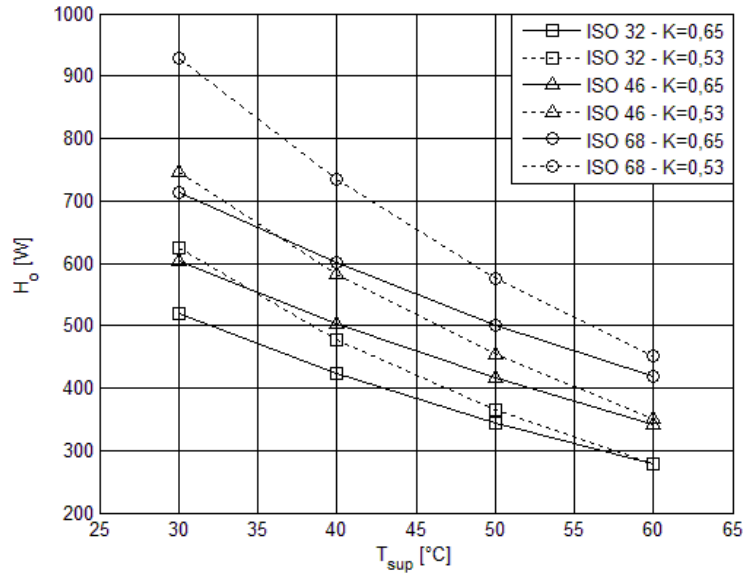
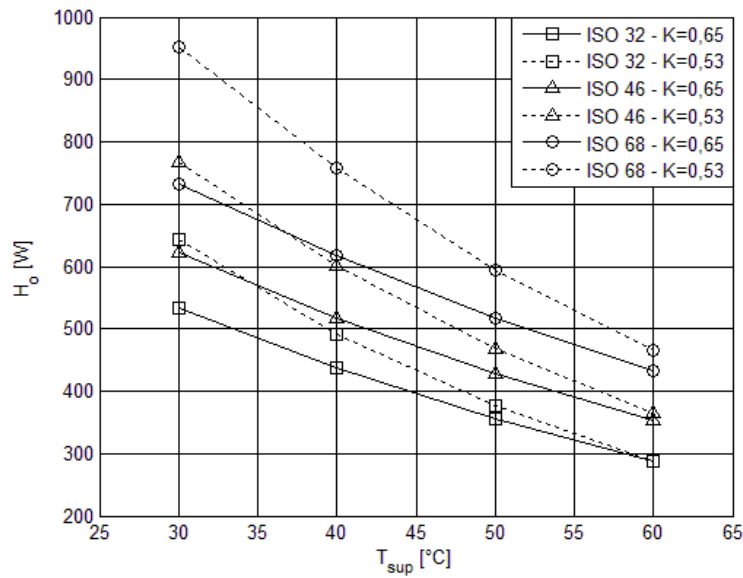


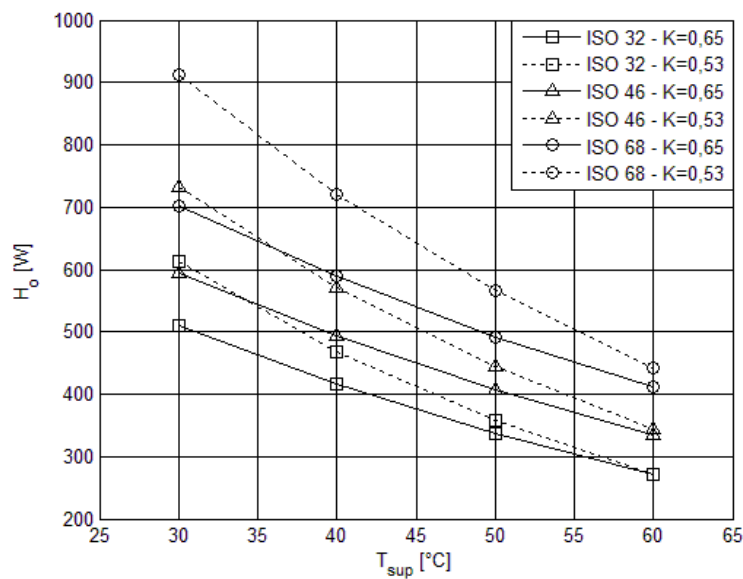
Figura 4.34 – Perda de potência, H_0 , versus N , para $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.



$\alpha_r = 0 \text{ rad}$



$\alpha_r = -0,0003 \text{ rad}$



$\alpha_r = 0,0003 \text{ rad}$

Figura 4.35 – Perda de potência, H_0 , versus T_{sup} , para $N = 2000 \text{ rpm}$, $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

As Figuras 4.36 a 4.38 apresentam o comportamento do torque de atrito, M_t , diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , velocidade de rotação, N , e temperatura do óleo de suprimento do mancal, T_{sup} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$, $\alpha_r = 0$, $-0,0003$ e $0,0003$ rad e óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68.

A Figura 4.36 mostra a redução do torque de atrito com o aumento da espessura h_{rs} , comportamento bem definido nas curvas geradas para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e óleo lubrificante ISO 32 e 46. A curva gerada para o óleo ISO 68 apresenta elevação do torque de atrito M_t até $h_{rs} = 0,030$ mm, mas com uma posterior redução do torque de atrito com o aumento da espessura h_{rs} . Pode-se notar o aumento de M_t com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. O torque de atrito, também, sofreu alteração com o ângulo α_r , que apresentou valores de M_t maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad e valores menores para $\alpha_r = 0,0003$ rad, tomando-se como base as curvas geradas para $\alpha_r = 0$ rad.

A Figura 4.37 mostra o aumento do torque de atrito com a velocidade de rotação, N . Pode-se observar o aumento de M_t com a variação do valor do fator K de $0,65$ para $0,53$ e com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante usado na análise, de ISO 32 para ISO 68. Também, pode-se notar a variação do torque de atrito para o ângulo α_r , apresentando valores maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad e valores menores para $\alpha_r = 0,0003$ rad, tomando-se como base as curvas geradas para $\alpha_r = 0$ rad.

A Figura 4.38 mostra a redução do torque de atrito com o aumento da temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} , mas apresenta elevação com a variação do valor do fator K de $0,65$ para $0,53$ e, também, com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante usado na análise, de ISO 32 para ISO 68. Referente à alteração do torque de atrito diante da variação do ângulo α_r , apresentou-se comportamento similar ao descrito no parágrafo anterior.

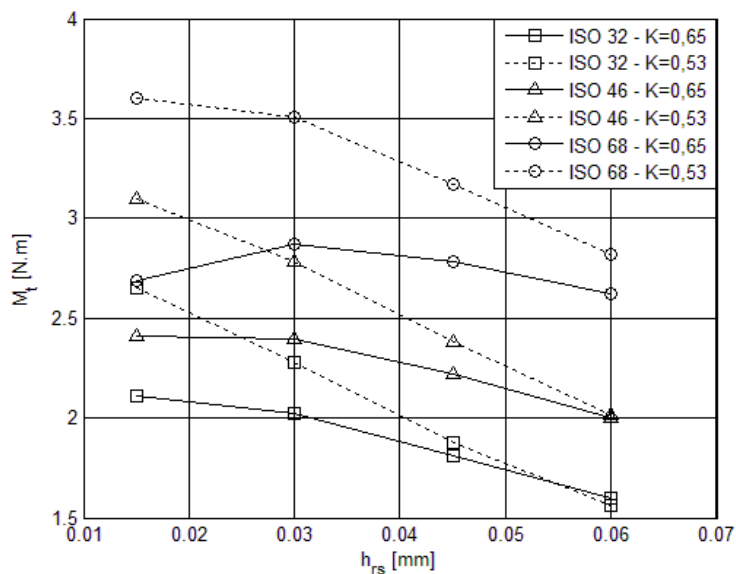
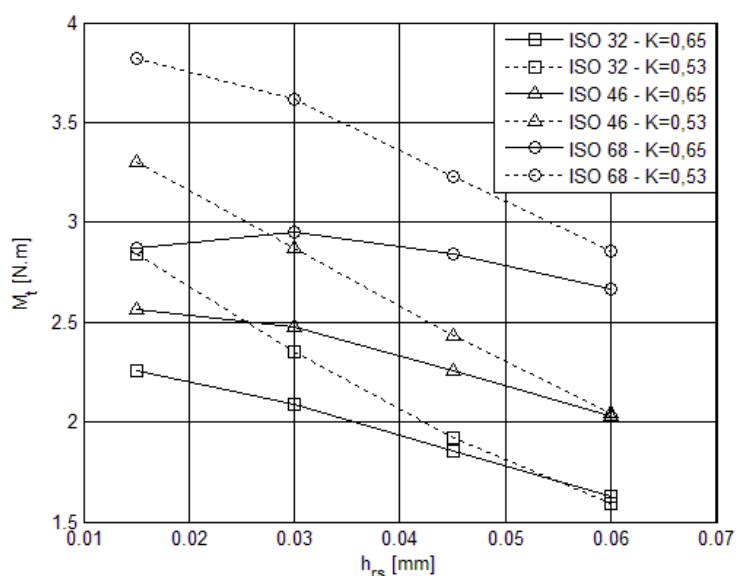
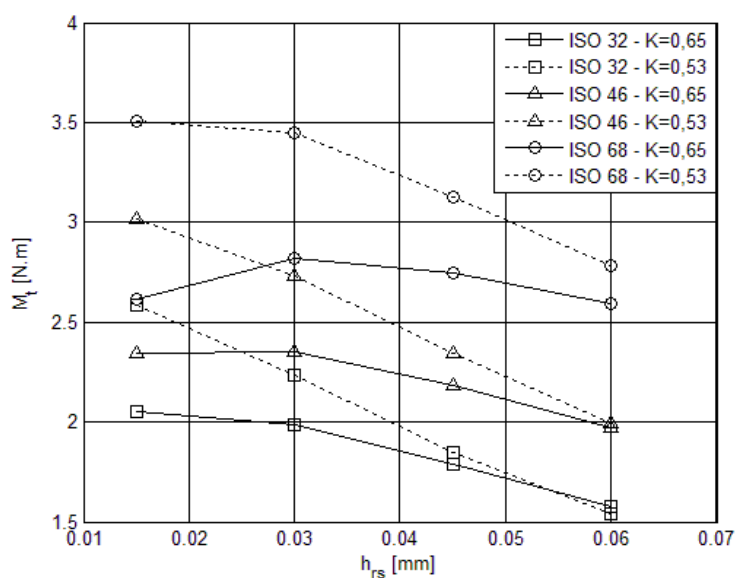
 $\alpha_r = 0$ rad $\alpha_r = -0,0003$ rad $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.36 – Torque de atrito, M_t , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

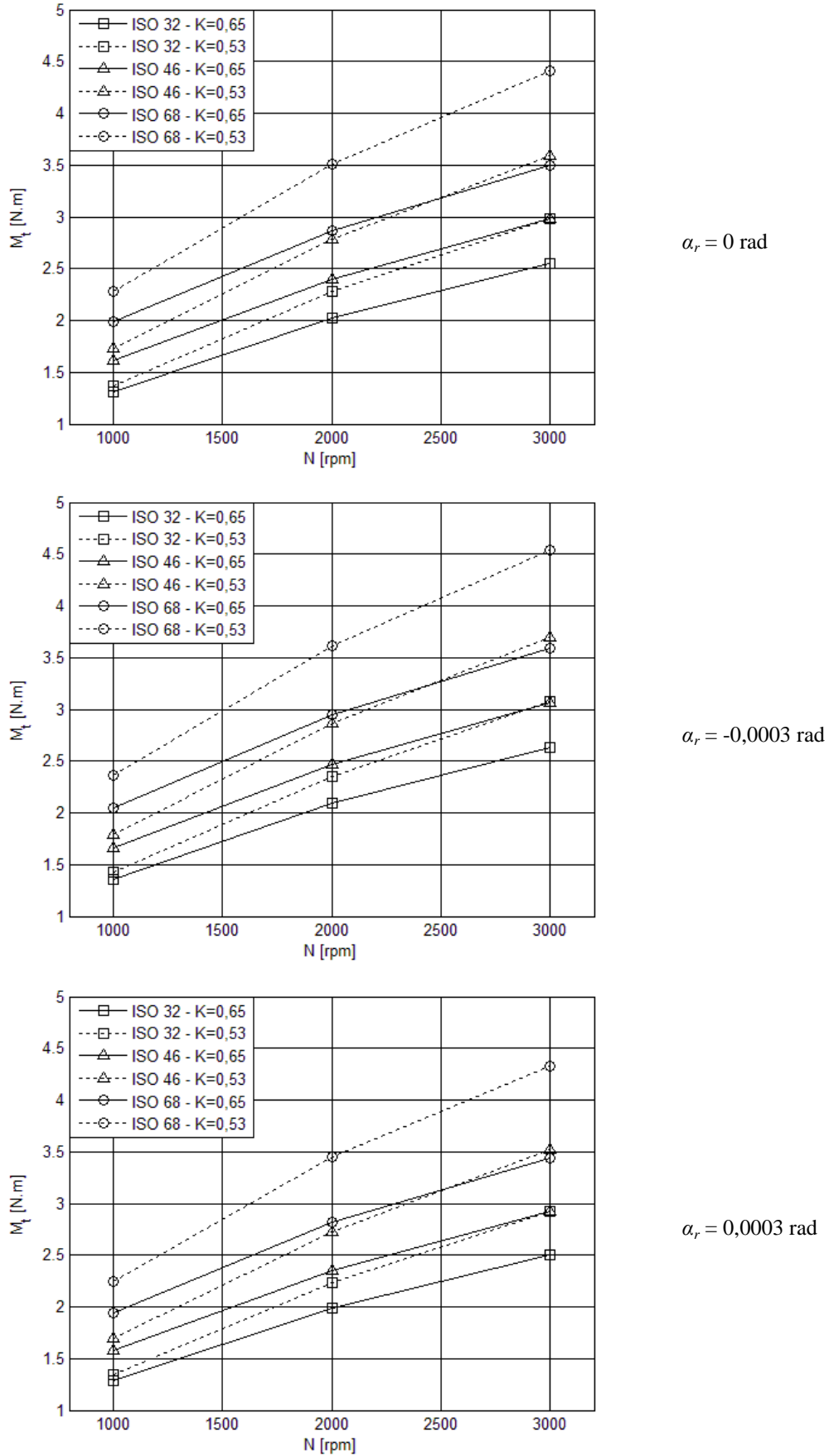


Figura 4.37 – Torque de atrito, M_t , versus N , para $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

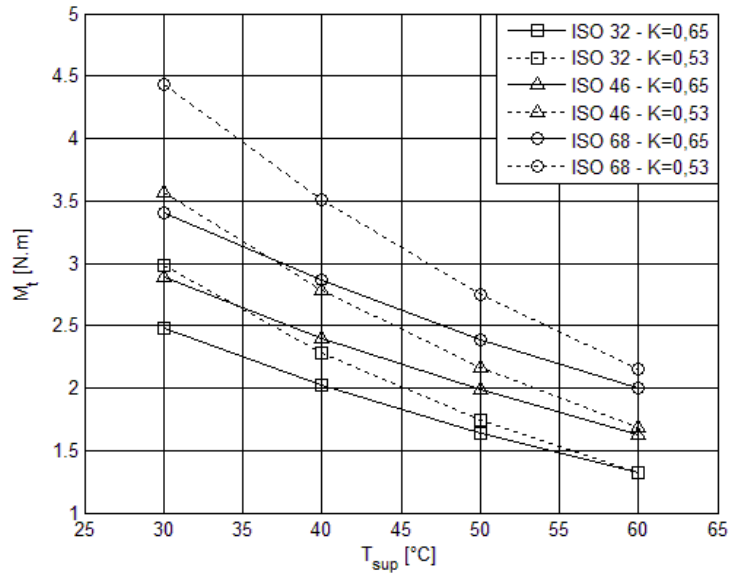
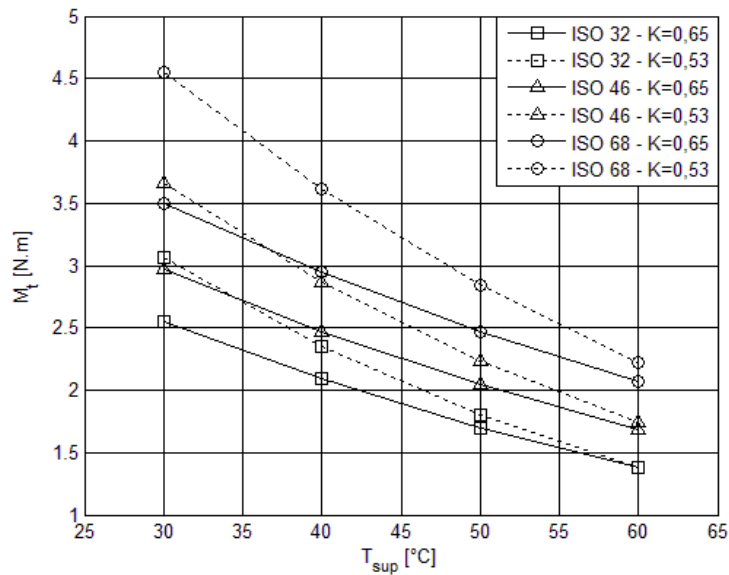
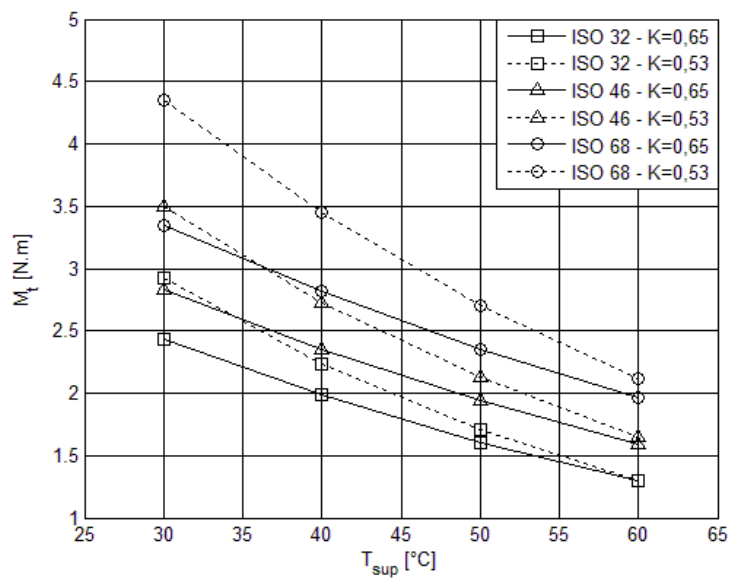
 $\alpha_r = 0$ rad $\alpha_r = -0,0003$ rad $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.38 – Torque de atrito, M_t , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

A Figura 4.39 mostra o comportamento do coeficiente de atrito do óleo lubrificante diante da variação da espessura h_{rs} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad. Pode-se observar a elevação do coeficiente de atrito, μ , com o aumento da espessura h_{rs} e, também, quando se altera o valor do fator K de $0,53$ para $0,65$. O coeficiente de atrito não apresentou variação significativa diante do ângulo α_r e se mostrou constante diante de N e de T_{sup} .

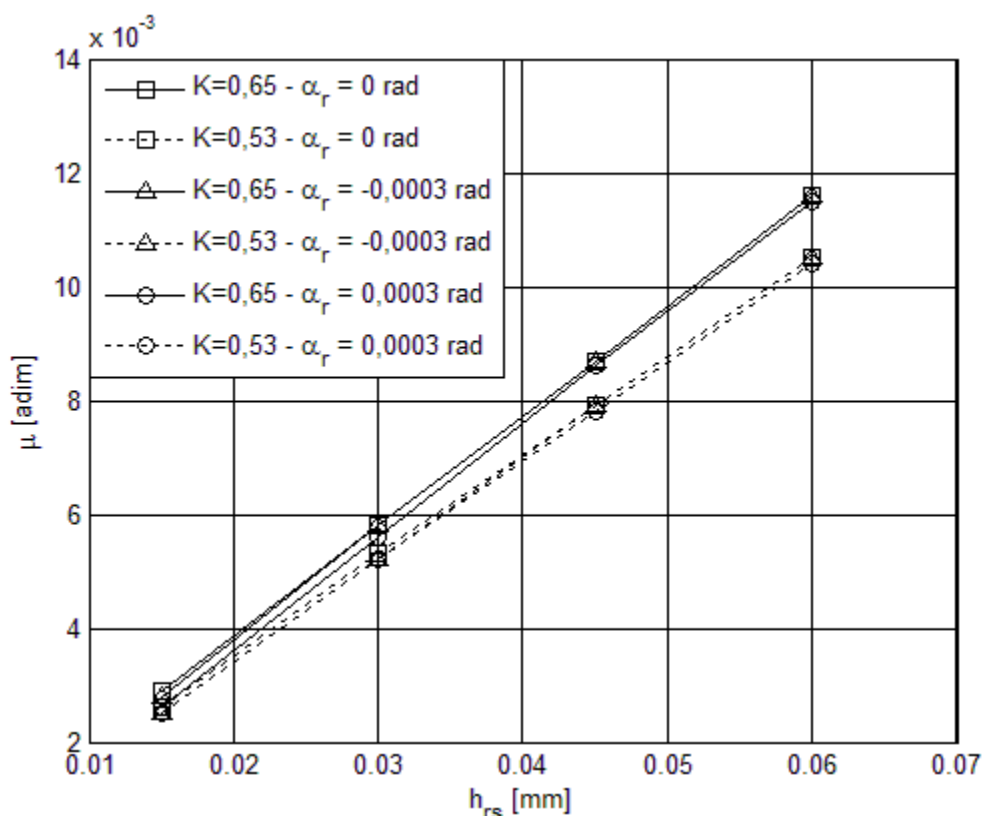


Figura 4.39 – Coeficiente de atrito, μ , versus h_{rs} , para $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

A Tabela 4.18 apresenta os valores de coeficiente de atrito do óleo lubrificante, μ , obtidos para valores de h_{rs} , fator K e α_r . Esses valores foram usados na construção da Figura 4.32.

Tabela 4.18 – Valores do coeficiente de atrito, μ , por espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , calculados para fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

h_{rs}	$K = 0,65$			$K = 0,53$		
	$\alpha_r = 0$ [rad]	$\alpha_r = -0,0003$ [rad]	$\alpha_r = 0,0003$ [rad]	$\alpha_r = 0$ [rad]	$\alpha_r = -0,0003$ [rad]	$\alpha_r = 0,0003$ [rad]
0,015	0,0029	0,0028	0,0026	0,0026	0,0025	0,0025
0,030	0,0058	0,0058	0,0056	0,0053	0,0052	0,0052
0,045	0,0087	0,0087	0,0086	0,0079	0,0079	0,0078
0,060	0,0116	0,0116	0,0115	0,0105	0,0105	0,0104

Em termos dimensionais, para a perda de potência, H_0 , em [W], conforme mostrado nas Figuras 4.33, 4.34 e 4.35, para os óleos industriais ISO 32, 46 e 68, as sapatas com fator $K = 0,53$ (pivô a 66,7%) resultam em maior perda de potência do que os valores obtidos para fator $K = 0,65$ (pivô a 60%). Isso se deve principalmente à grande redução da viscosidade desses óleos com a temperatura, e também levando-se em conta que as sapatas com fator $K = 0,53$ (pivô a 66,7%) trabalham com maiores inclinações e maiores vazões de óleo entre o colar e cada sapata e portanto com menor temperatura média, o que resulta em maiores viscosidades operacionais do óleo.

Por outro lado, conforme mostrado nas Figuras 4.40, 4.41 e 4.42, com a utilização de óleos lubrificantes de menor viscosidade (ISO 15 e ISO 22, por exemplo) e lubrificantes sintéticos, cada vez mais utilizados, as perdas de potência dimensionais mantém a mesma tendência das perdas de potência adimensionais, Figura 4.31, sendo menores para fator $K = 0,53$ do que para fator $K = 0,65$. Alguns óleos lubrificantes sintéticos, como por exemplo o óleo “Polialfaolefina PAO/PMA 370000”, descrito por Kasai *et al.* (2012), apresenta viscosidades absolutas iguais a 13,64 mPa.s e 8,85 mPa.s às temperaturas de 40°C e 60°C, respectivamente. Essa redução da viscosidade para cerca de apenas 65% do valor inicial a 40°C é relativamente baixa, de modo que, em termos dimensionais a tendência mostrada na Figura 4.31 é mantida aproximadamente, como pode ser observado nas Figuras 4.40, 4.41 e 4.42.

Em uma análise em termos práticos, pode-se observar na Figura 4.11, por exemplo, que para o caso de $h_{rs} = 0,020$ mm, a capacidade de carga, isto é, a carga aplicada em cada sapata é aproximadamente igual a 8500 N, tanto na sapata com fator $K = 0,65$ e óleo ISO 68, como na sapata com fator $K = 0,53$ e óleo ISO 32. Para essas mesmas condições pode-se observar na Figura 4.33, que as perdas de potência por sapata são aproximadamente iguais a 590 W para a sapata com fator $K = 0,65$ e óleo ISO 68 e 530 W para a sapata com fator $K = 0,53$ e óleo ISO 32. Dessa forma, a perda de potência é menor para o mancal constituído por sapatas com fator $K = 0,53$ do que para o mancal com sapatas pivotadas a 60% (fator $K = 0,65$).

De maneira semelhante, na Figura 4.11 pode-se observar que para $h_{rs} = 0,040$ mm resultou $F_0 = 3400$ N, aproximadamente, tanto para fator $K = 0,65$ e óleo ISO 46, como para fator $K = 0,53$ e óleo ISO 32. Para essas condições, pode-se observar que a perda de potência é $H_0 = 480$ W, aproximadamente, para fator $K = 0,65$ e óleo ISO 46 e $H_0 = 420$ W, aproximadamente, para fator $K = 0,53$ e óleo ISO 32.

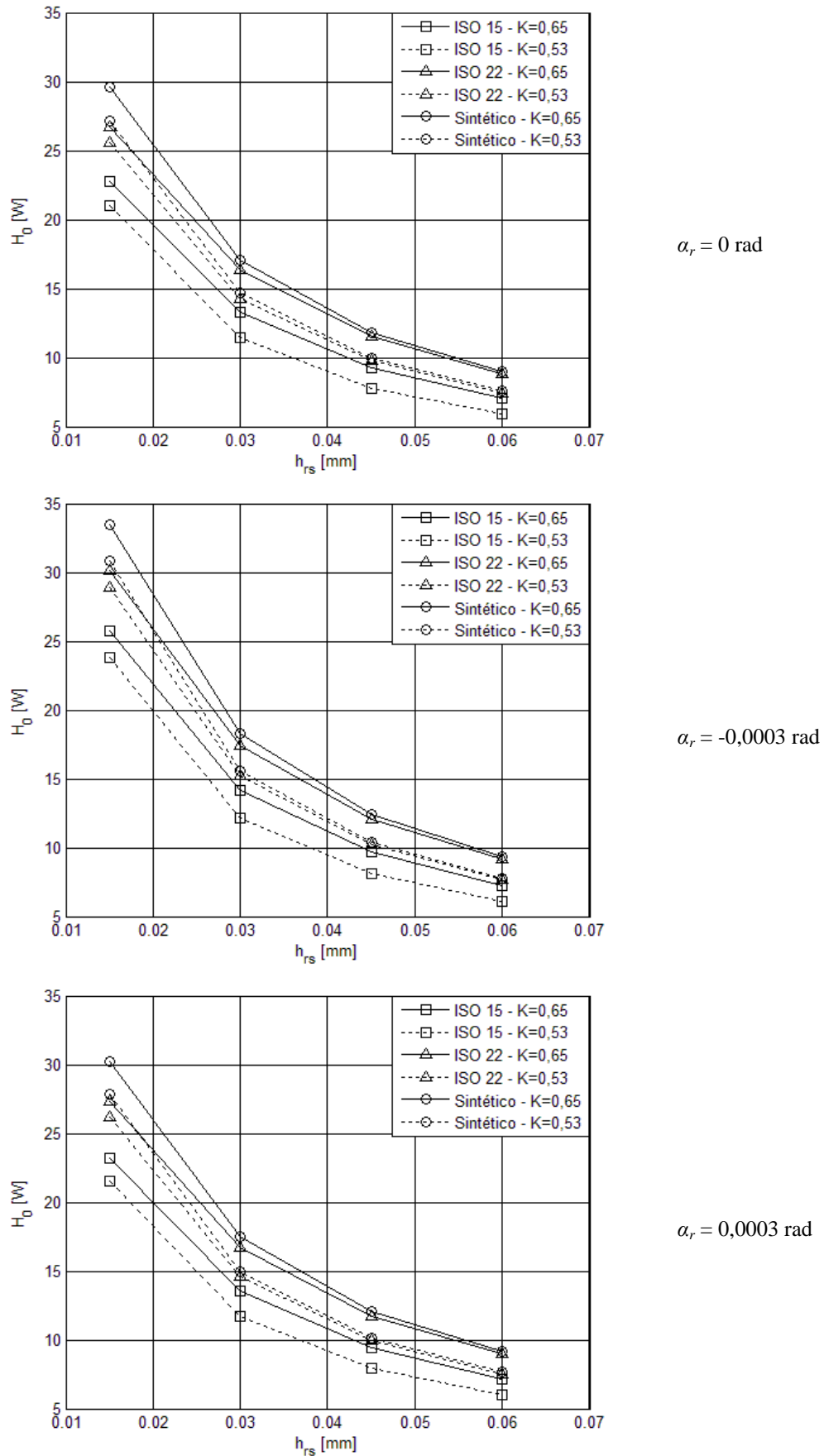


Figura 4.40 – Perda de potência, H_0 , versus h_{rs} , para $N = 500 \text{ rpm}$, $T_{sup} = 60^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

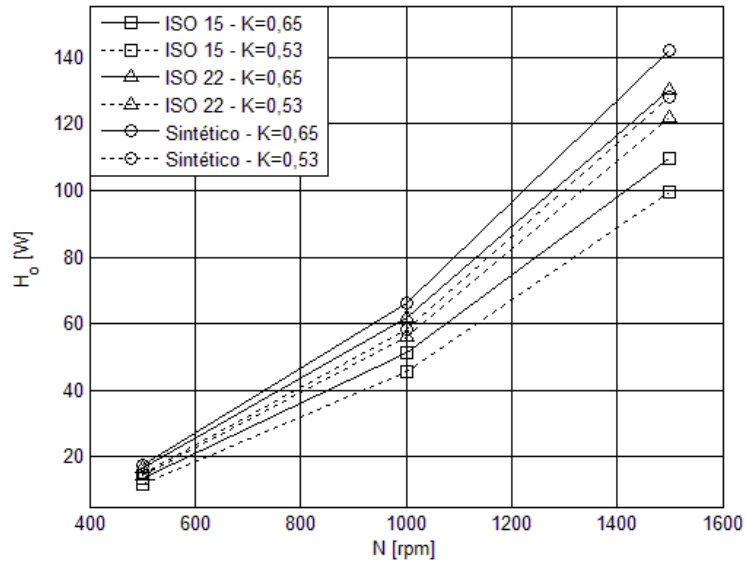
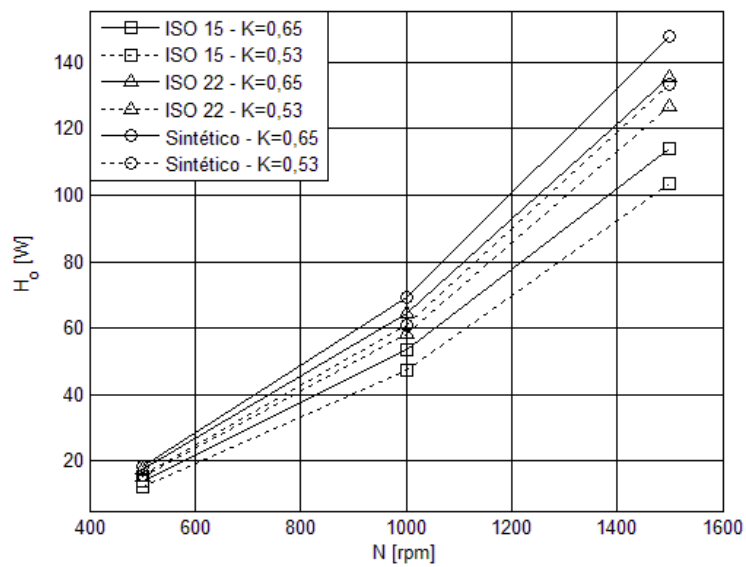
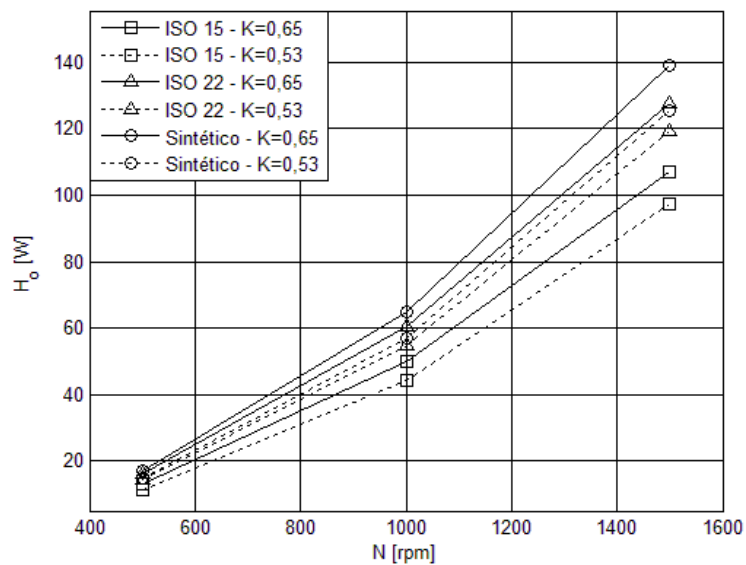
 $\alpha_r = 0$ rad $\alpha_r = -0,0003$ rad $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.41 – Perda de potência, H_0 , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 60^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

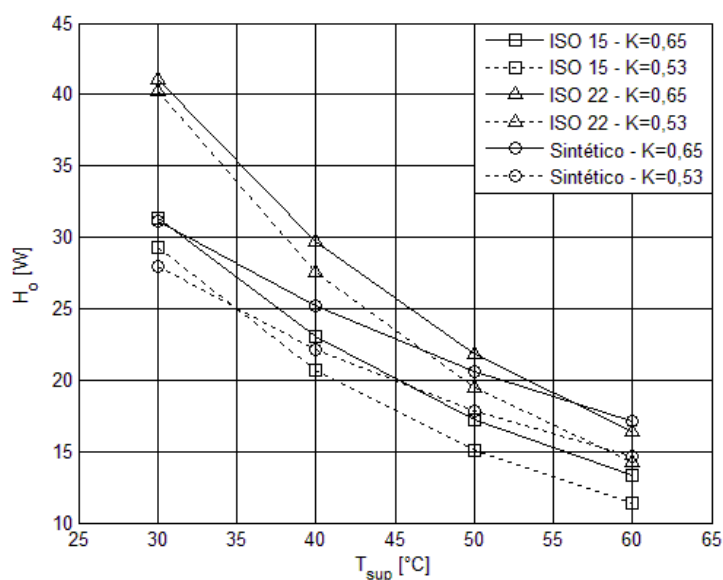
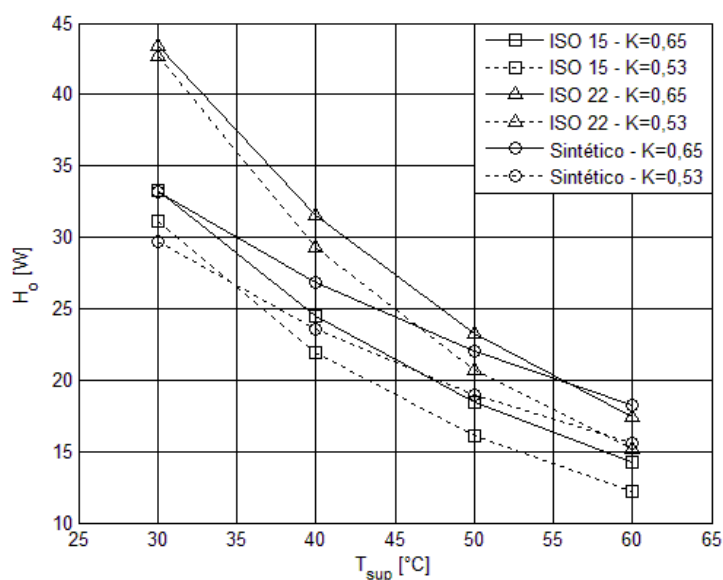
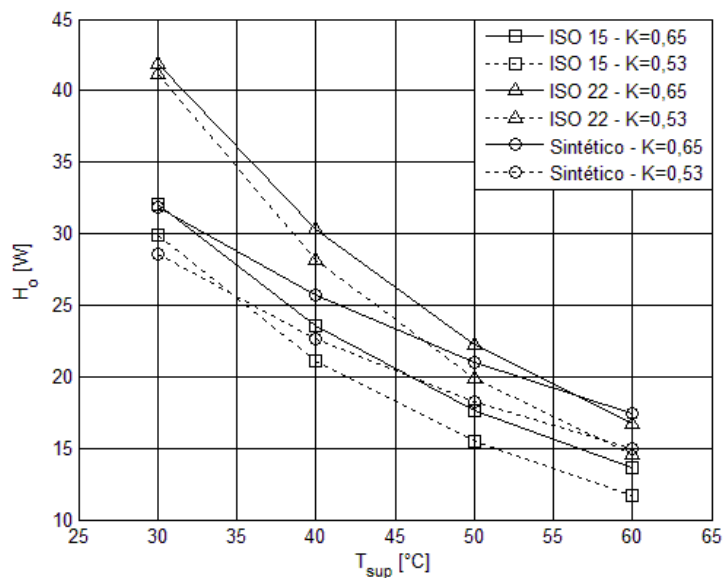


Figura 4.42 – Perda de potência, H_0 , versus T_{sup} , para $N = 500 \text{ rpm}$, $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, óleos lubrificantes ISO 15, ISO 22 e sintético, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

4.8. Elevação da temperatura e temperaturas de operação

A temperatura é um parâmetro de grande importância no projeto de mancais hidrodinâmicos, pois apresenta influência significativa em seu comportamento operacional, então, serão apresentadas nesta seção todos os dados obtidos para os seguintes parâmetros de desempenho: elevação da temperatura, ΔT , do óleo lubrificante que passa sobre a sapata; temperatura de mistura, T_{mist} , do óleo lubrificante na borda de entrada da sapata; temperatura média, T_m , do óleo lubrificante sobre a sapata ou na cunha de óleo; temperatura efetiva, T_{ef} , do óleo lubrificante na posição a 75% da entrada da sapata, medido sobre o arco no raio média da sapata; temperatura de saída, T_S , do óleo lubrificante na borda de saída da sapata.

As Figuras 4.43 a 4.45 apresentam o comportamento do parâmetro “elevação da temperatura do óleo”, ΔT , diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , velocidade de rotação, N , e temperatura do óleo de suprimento do mancal, T_{sup} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$, $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad e óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68.

A Figura 4.43 mostra que o parâmetro “elevação da temperatura do óleo”, ΔT , diminui com o aumento da espessura h_{rs} e com a variação do fator K de $0,65$ para $0,53$, mas com situação inversa encontrada em $h_{rs} = 0,015$ mm para $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad e óleo ISO 68. Pode-se observar o aumento de ΔT com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A “elevação da temperatura do óleo”, ΔT , apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , com valores de ΔT maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas valores de ΔT para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significativas.

A Figura 4.44 mostra que o parâmetro “elevação da temperatura do óleo”, ΔT , aumenta com a velocidade de rotação, N , mas apresenta redução com a variação do fator K de $0,65$ para $0,53$. Pode-se observar o aumento de ΔT com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. Pode-se observar também que ocorre um aumento de ΔT para $\alpha_r = -0,0003$ rad, em comparação com $\alpha_r = 0$ rad. Por outro lado, praticamente, não se vê alteração em ΔT na comparação entre $\alpha_r = 0,0003$ rad e $\alpha_r = 0$ rad.

A Figura 4.45 mostra que, como era de se esperar, o aumento da temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} , resulta em redução do parâmetro ΔT . Pode-se observar também que as sapatas com fator $K = 0,65$ resultam em maiores valores de ΔT , em comparação ao caso de sapatas com fator $K = 0,53$. O aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68, provoca o aumento de ΔT . Referente à variação de ΔT diante do ângulo α_r , foi apresentado comportamento similar ao descrito no parágrafo anterior, para a Figura 4.44.

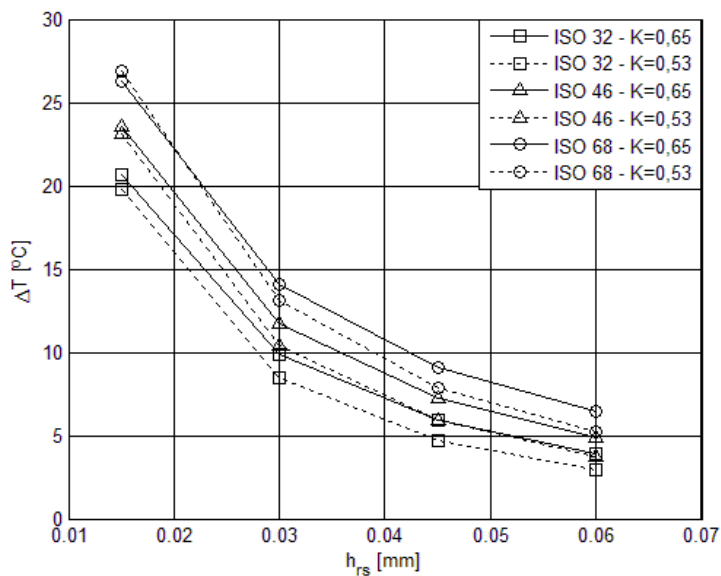
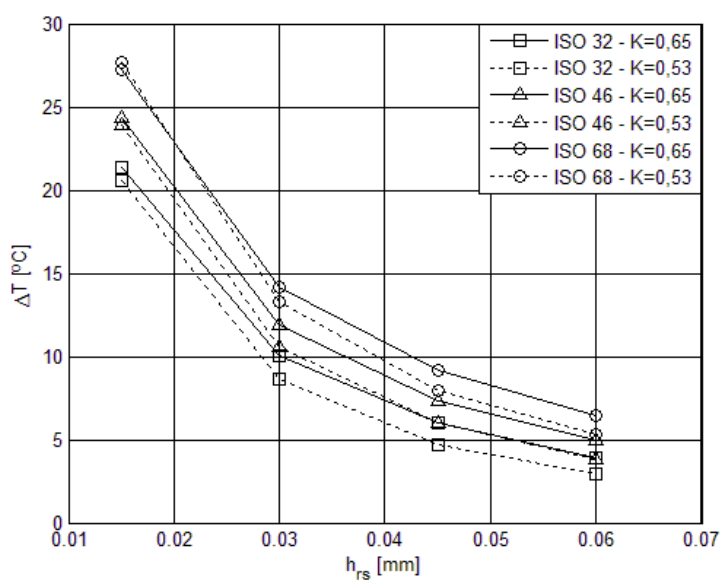
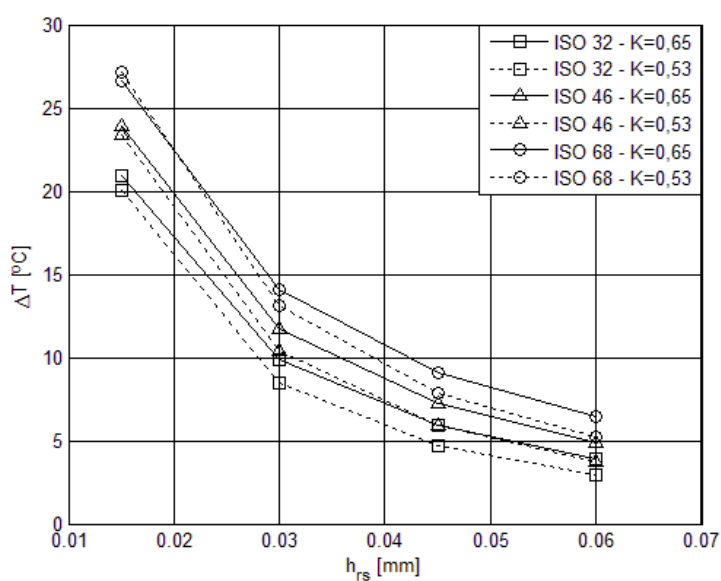
 $\alpha_r = 0$ rad $\alpha_r = -0,0003$ rad $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.43 – “Elevação da temperatura do óleo”, ΔT , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

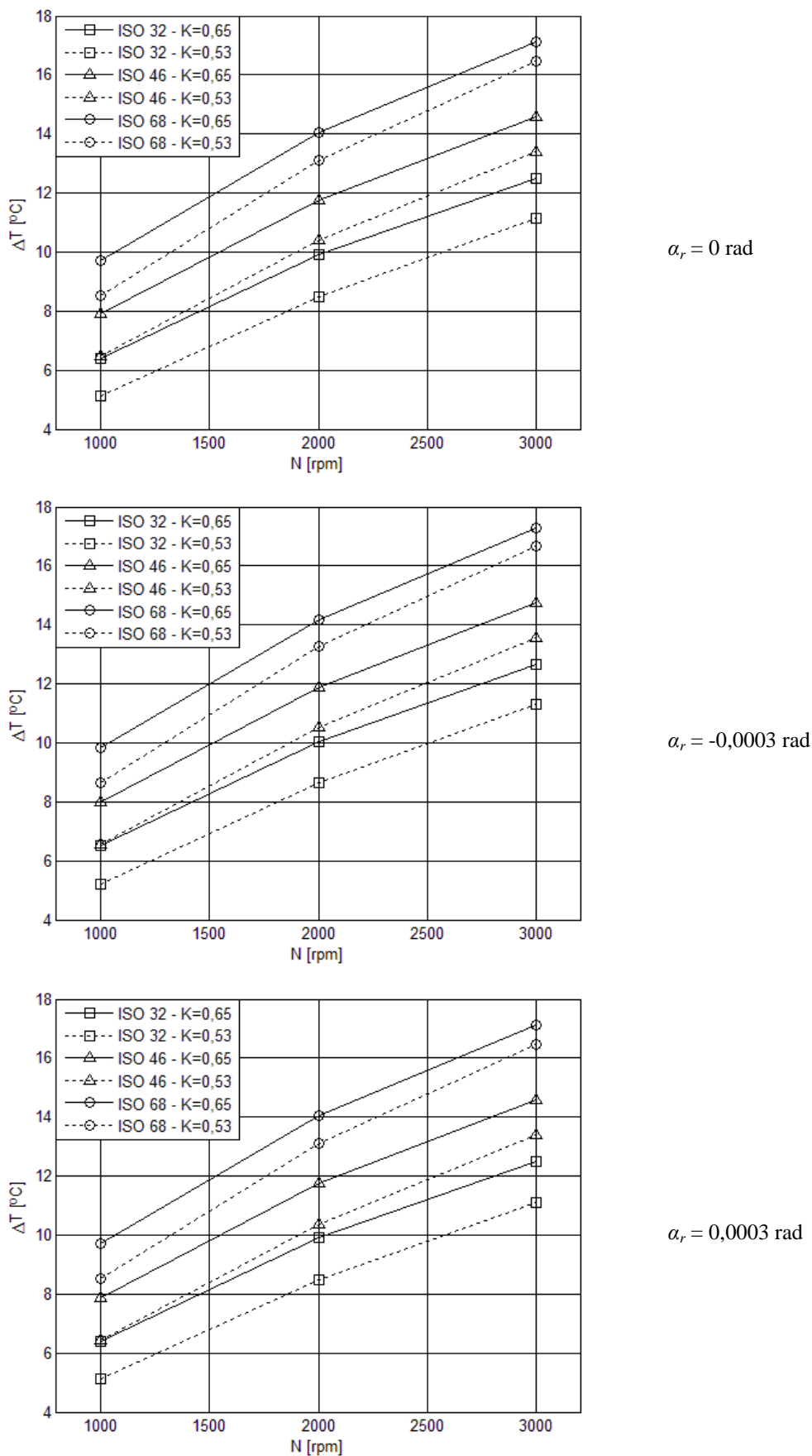


Figura 4.44 – “Elevação da temperatura do óleo”, ΔT , versus N , para $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

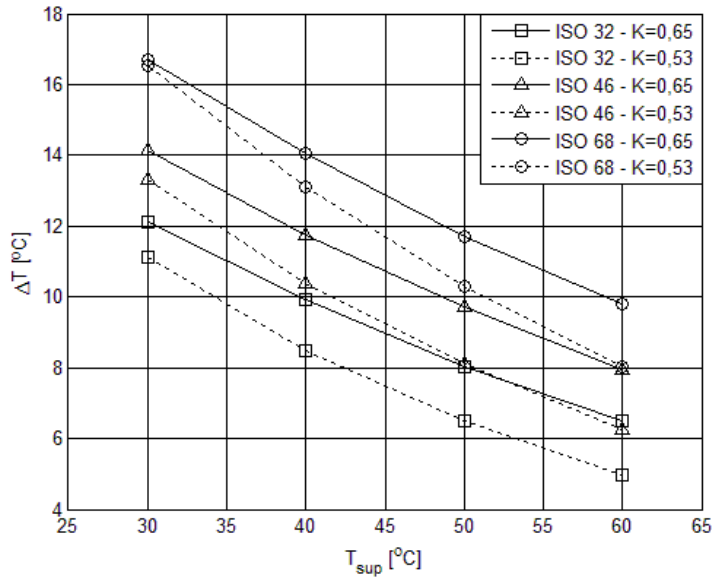
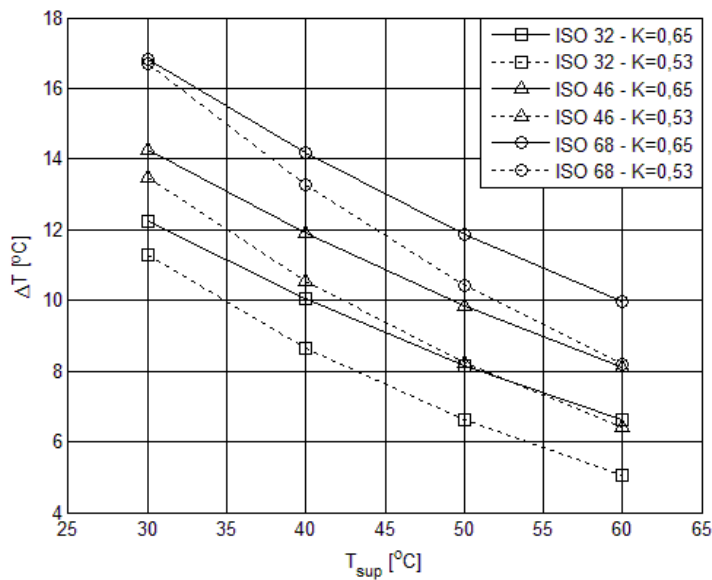
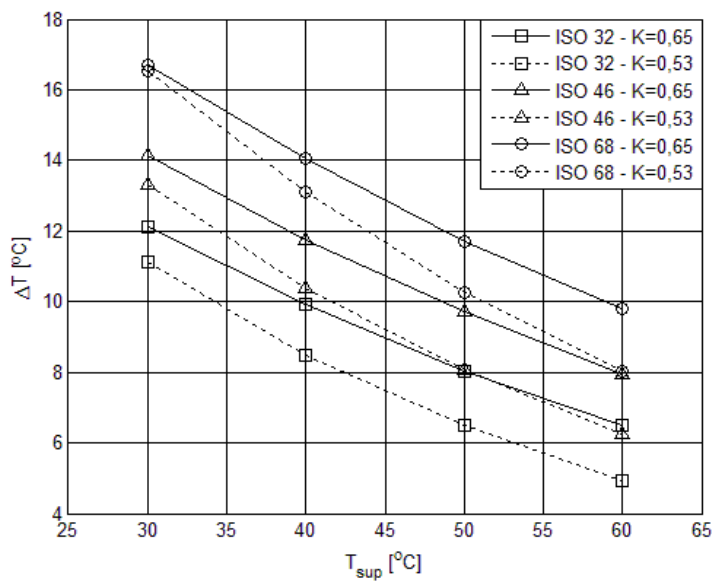
 $\alpha_r = 0$ rad $\alpha_r = -0,0003$ rad $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.45 – “Elevação da temperatura do óleo”, ΔT , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

As Figuras 4.46 a 4.48 apresentam o comportamento da temperatura de mistura, T_{mist} , do óleo lubrificante diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , velocidade de rotação, N , e temperatura do óleo de suprimento do mancal, T_{sup} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$, $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad e óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68.

A Figura 4.46 mostra a redução da temperatura de mistura com o aumento da espessura h_{rs} e a redução com a variação de fator K de $0,65$ para $0,53$. Pode-se observar o aumento de T_{mist} com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A temperatura de mistura apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_{mist} maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_{mist} para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significantes.

A Figura 4.47 mostra o aumento da temperatura de mistura com a velocidade de rotação, N , mas apresenta redução com a variação de fator K de $0,65$ para $0,53$. Pode-se observar o aumento de T_{mist} com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A temperatura de mistura apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_{mist} maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_{mist} para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significantes.

A Figura 4.48 mostra o aumento da temperatura de mistura com o aumento da temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} , e a redução com a variação do valor de fator K de $0,65$ para $0,53$. O aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68, provoca o aumento da T_{mist} . A temperatura de mistura mostrou variação com a alteração do ângulo α_r , mas o aumento obtido de T_{mist} para $\alpha_r = -0,0003$ rad, em comparação com $\alpha_r = 0$ rad, quase não é perceptível. Na comparação entre $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad, praticamente, não se vê alteração em T_{mist} .

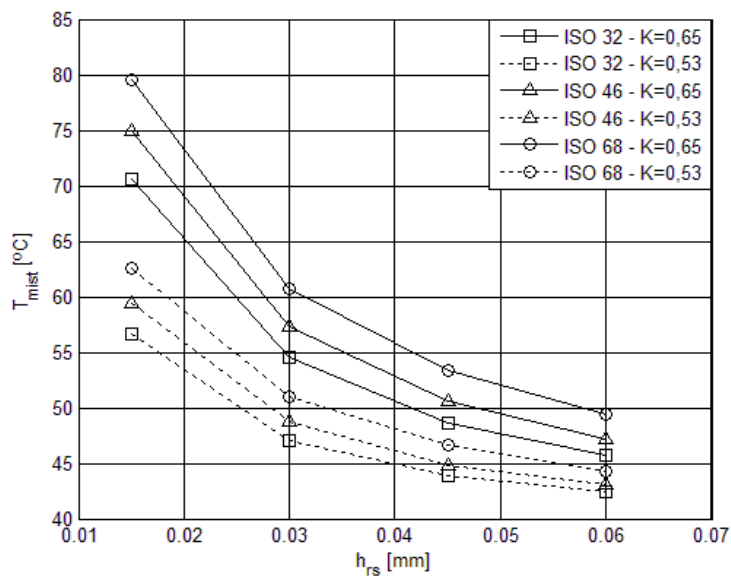
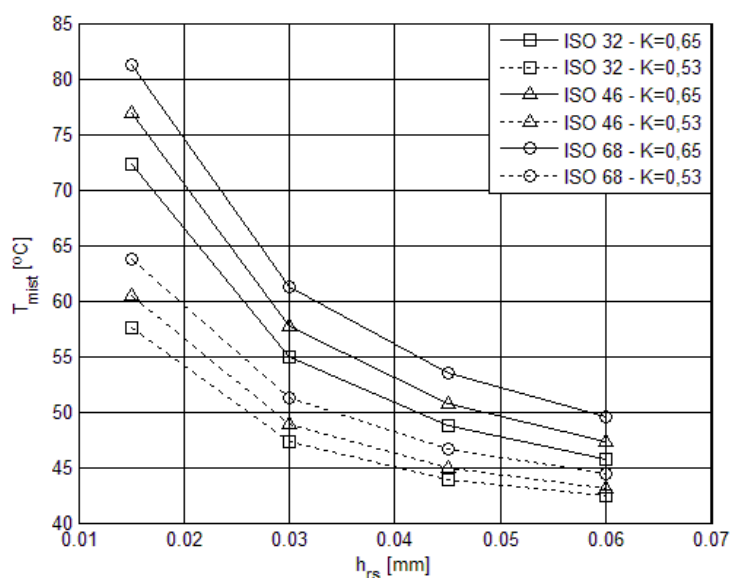
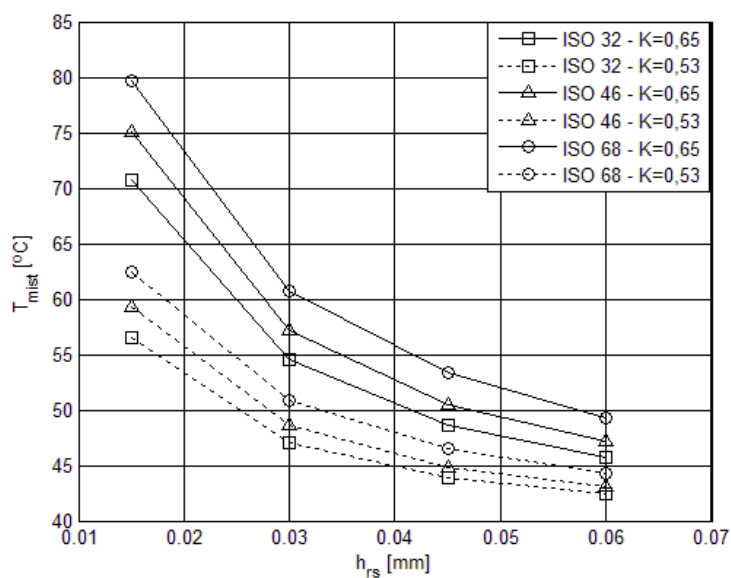

 $\alpha_r = 0$ rad

 $\alpha_r = -0,0003$ rad

 $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.46 – Temperatura da mistura, T_{mist} , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

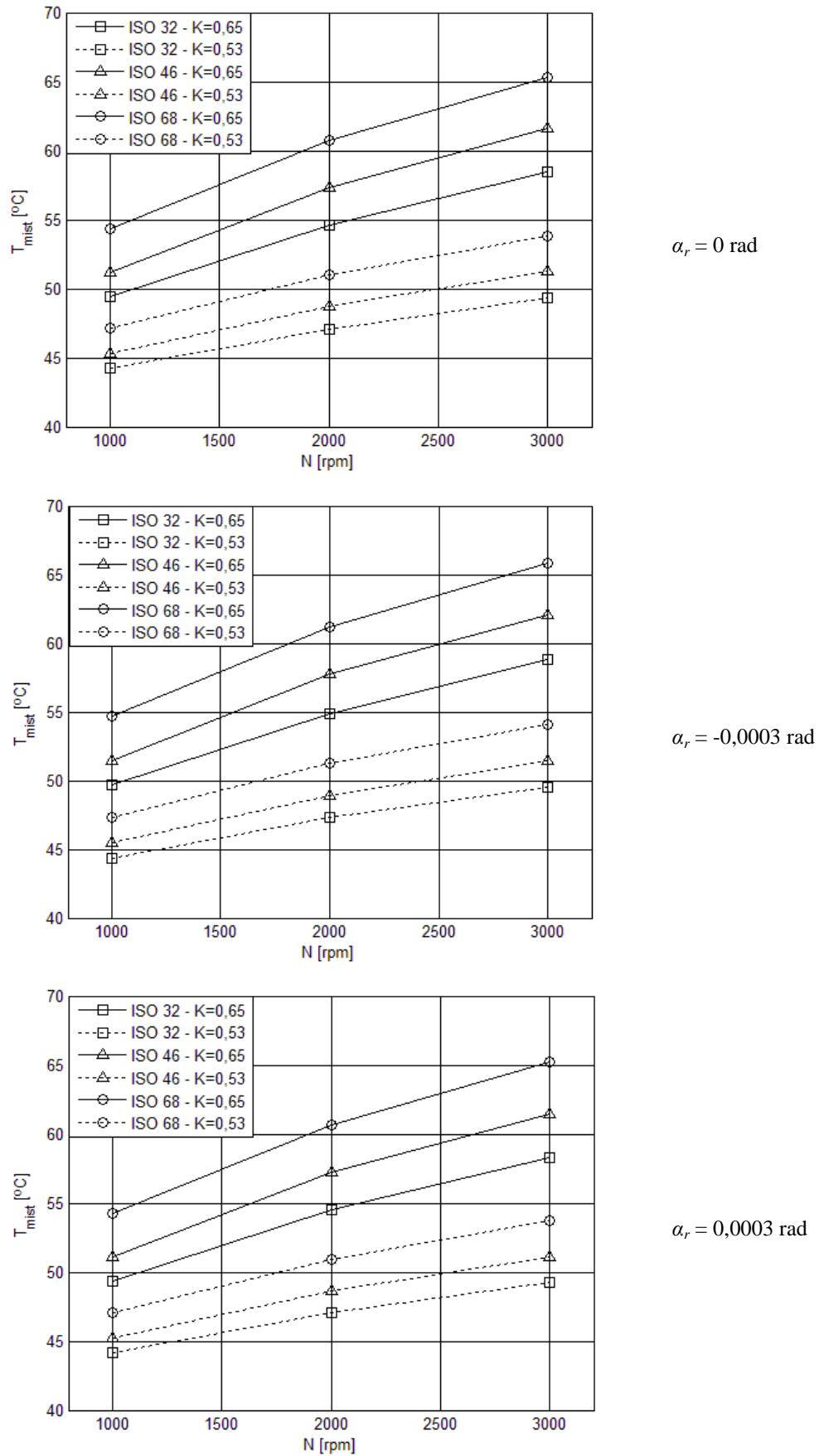


Figura 4.47 – Temperatura da mistura, T_{mist} , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

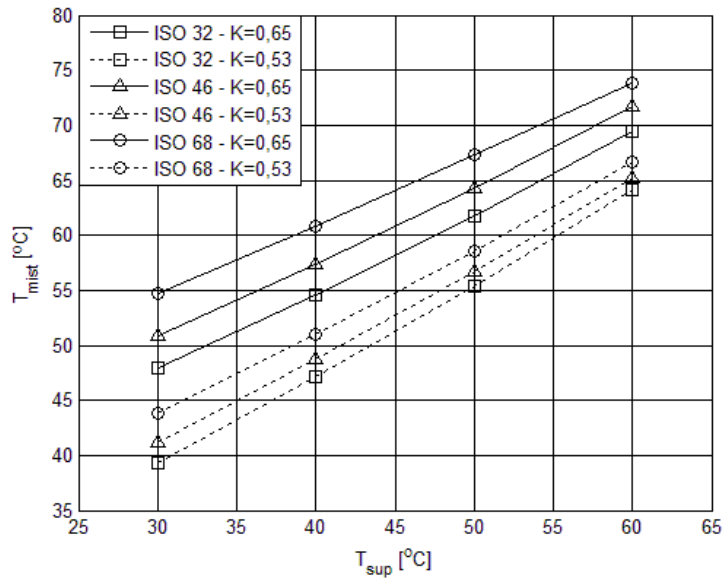
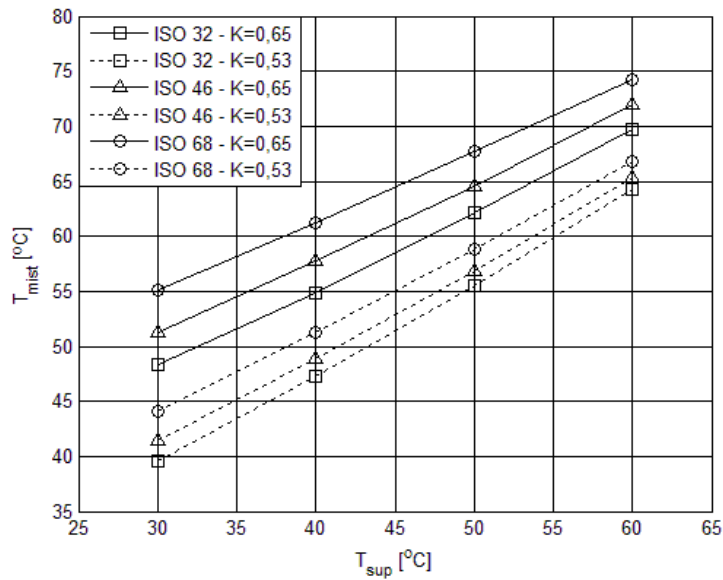
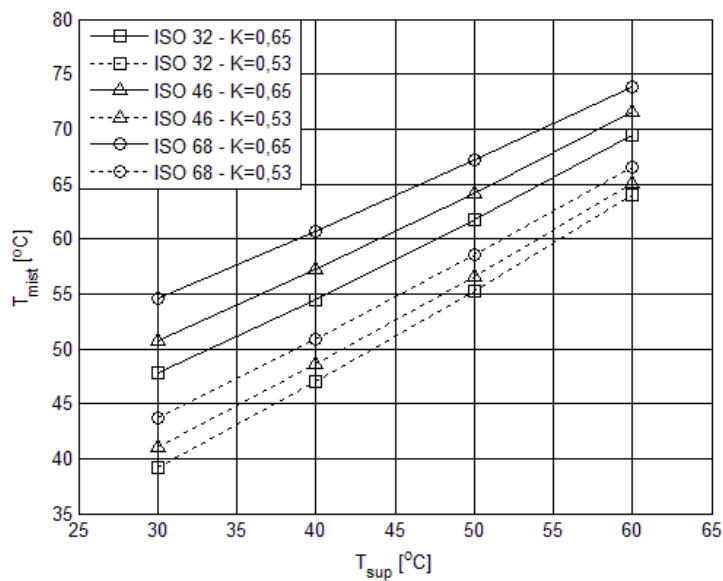
 $\alpha_r = 0$ rad $\alpha_r = -0,0003$ rad $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.48 – Temperatura da mistura, T_{mist} , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

As Figuras 4.49 a 4.51 apresentam o comportamento da temperatura média, T_m , do óleo lubrificante diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , velocidade de rotação, N , e temperatura do óleo de suprimento do mancal, T_{sup} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$, $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad e óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68.

A Figura 4.49 mostra a redução da temperatura média com o aumento da espessura h_{rs} e a redução com a variação de fator K de $0,65$ para $0,53$. Pode-se observar o aumento de T_m com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A temperatura média apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_m maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_m para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significantes.

A Figura 4.50 mostra o aumento da temperatura média com a velocidade de rotação, N , mas apresenta redução com a variação de fator K de $0,65$ para $0,53$. Pode-se observar o aumento da T_m com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A temperatura média apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_m maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_m para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significantes.

A Figura 4.51 mostra o aumento da temperatura média com o aumento da temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} , e redução com a variação do valor de fator K de $0,65$ para $0,53$. O aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68, provoca o aumento da T_m . A temperatura média apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_m maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_m para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significantes.

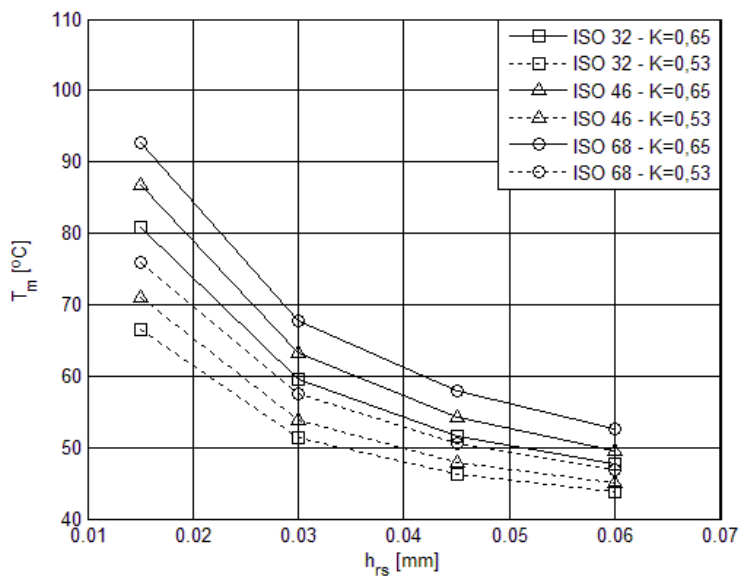
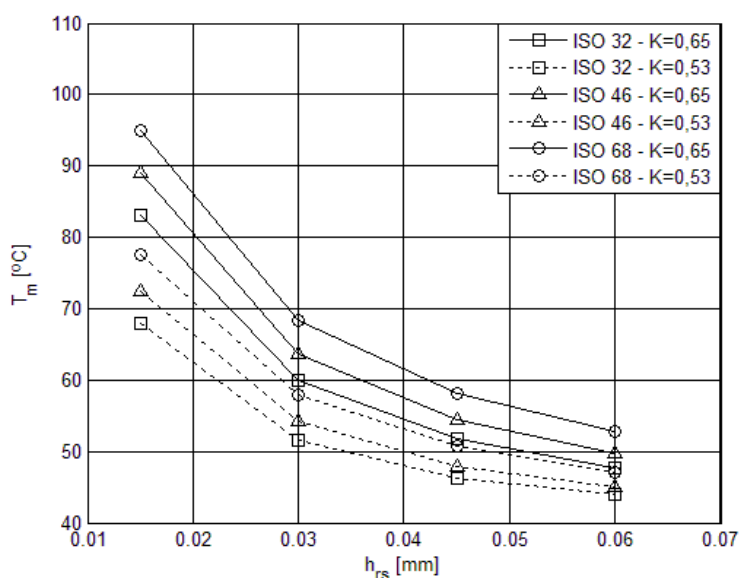
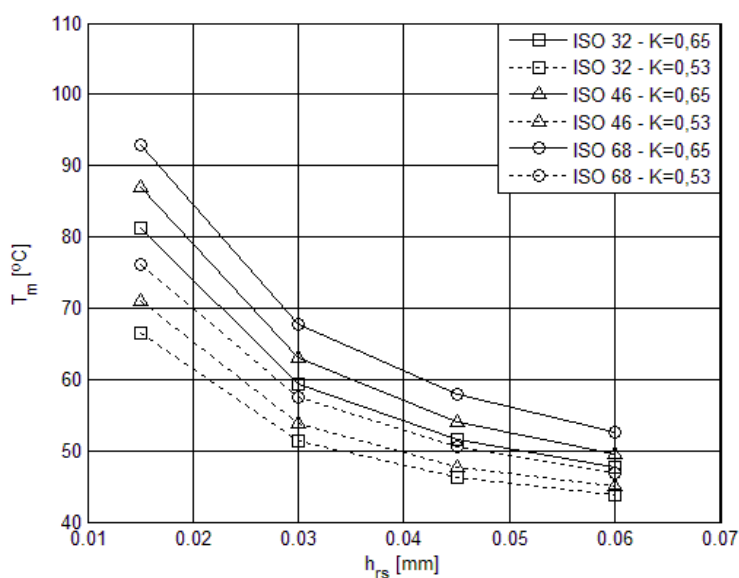
 $\alpha_r = 0$ rad $\alpha_r = -0,0003$ rad $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.49 – Temperatura média da sapata, T_m , versus h_{rs} , para $N = 2000$ rpm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

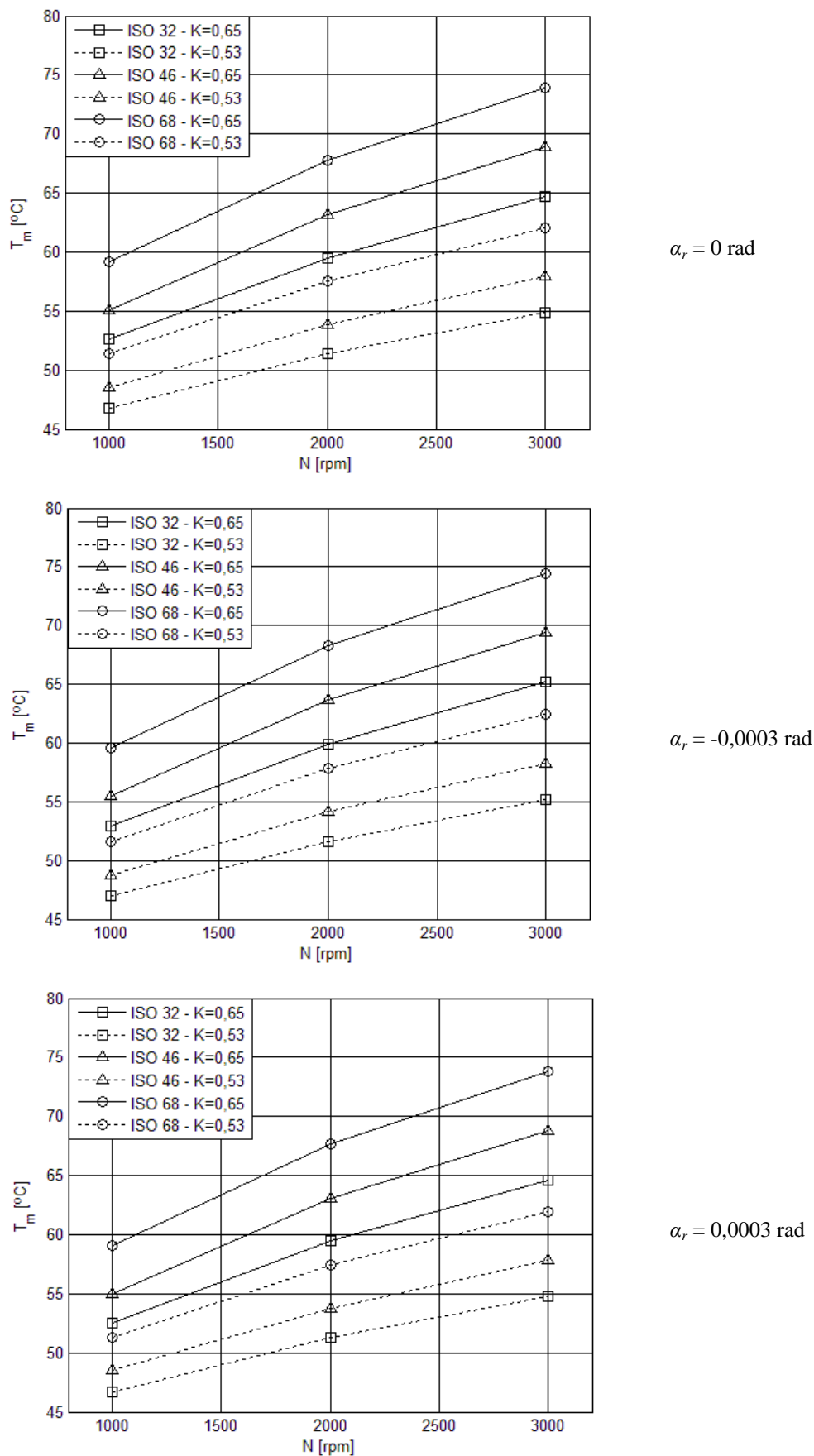


Figura 4.50 – Temperatura média da sapata, T_m , versus N , para $h_{rs} = 0,030$ mm, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

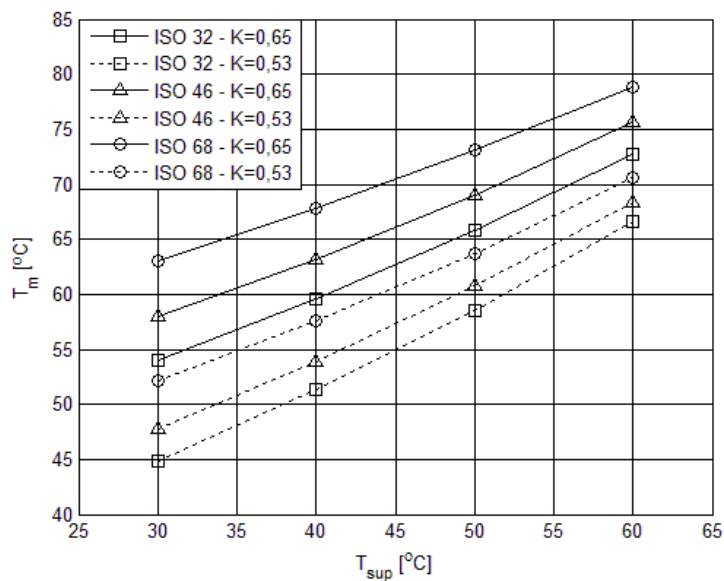
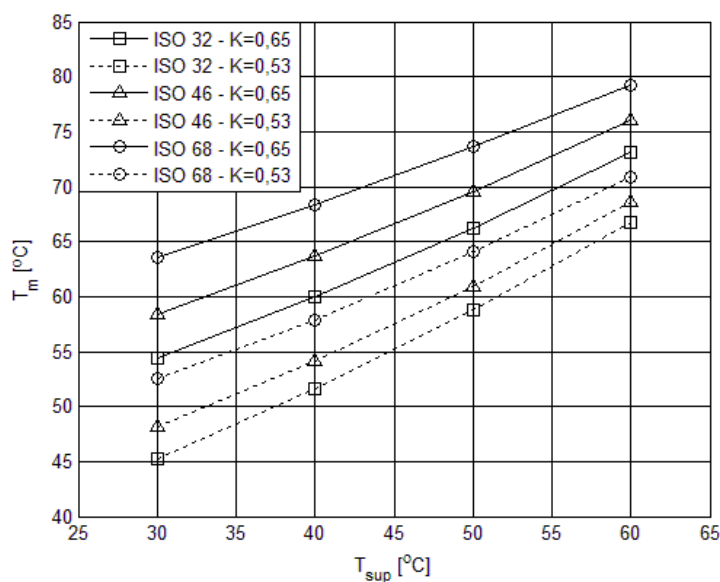
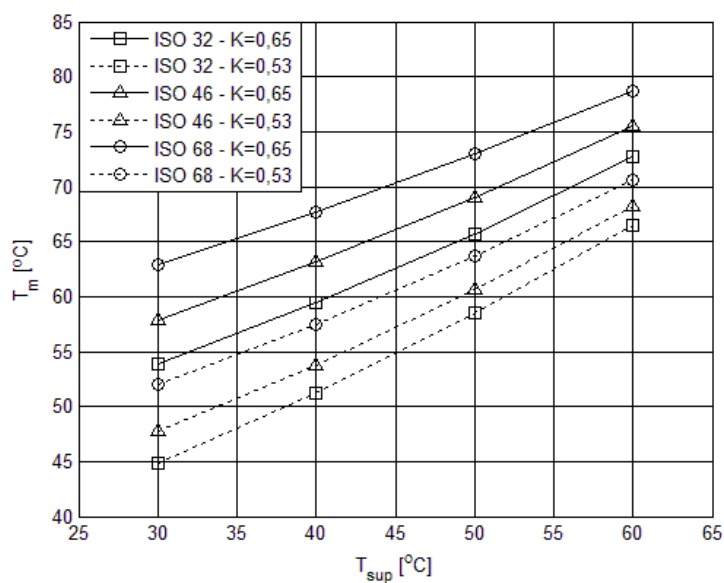
 $\alpha_r = 0$ rad $\alpha_r = -0,0003$ rad $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.51 – Temperatura média da sapata, T_m , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

As Figuras 4.52 a 4.54 apresentam o comportamento da temperatura efetiva, T_{ef} , do óleo lubrificante diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , velocidade de rotação, N , e temperatura do óleo de suprimento do mancal, T_{sup} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$, $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad e óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68.

A Figura 4.52 mostra a redução da temperatura efetiva com o aumento da espessura h_{rs} e a redução com a variação de fator K de $0,65$ para $0,53$. Pode-se observar o aumento de T_{ef} com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A temperatura efetiva apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_{ef} maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_{ef} para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significativas.

A Figura 4.53 mostra o aumento da temperatura efetiva com a velocidade de rotação, N , mas apresenta redução com a variação de fator K de $0,65$ para $0,53$. Pode-se observar o aumento da T_{ef} com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A temperatura efetiva apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_{ef} maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_{ef} para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significativas.

A Figura 4.54 mostra o aumento da temperatura efetiva com o aumento da temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} , e redução com a variação do valor de fator K de $0,65$ para $0,53$. O aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68, provoca o aumento da T_{ef} . A temperatura efetiva apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_{ef} maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_{ef} para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significativas.

A temperatura efetiva é um parâmetro importante neste trabalho por se tratar da temperatura medida próxima da posição de máxima pressão hidrodinâmica atuante sobre a superfície da sapata setorial. Alguns trabalhos, segundo Glavatskih (2001) e (2004) e Glavatskih e DeCamillo (2004), reportam a posição de 75/75, que significa 75% do comprimento do arco no raio médio da sapata mas partindo da sua borda de entrada e 75% na direção do raio mas partindo do raio interno, como a posição de máxima pressão hidrodinâmica e, também, sugerem a utilização dessa posição para monitoramento da temperatura da sapata. Devido a simplicidade do método de determinação das temperaturas de operação, a posição de leitura de T_{ef} é considerado somente como 75% do comprimento do arco no raio médio da sapata, por isso, essa posição é considerada próxima da posição relatada na literatura.

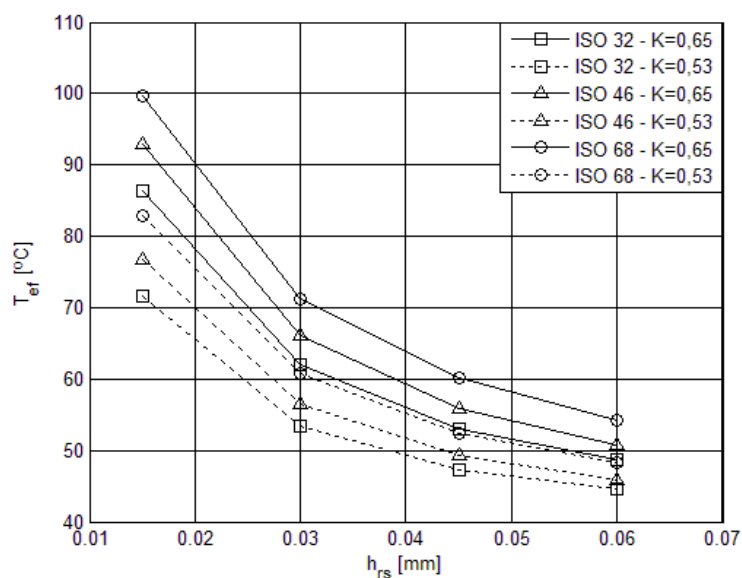
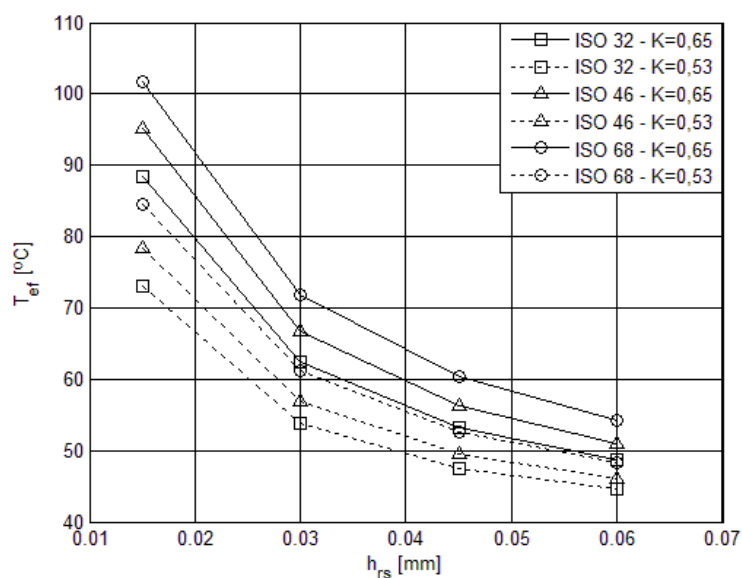
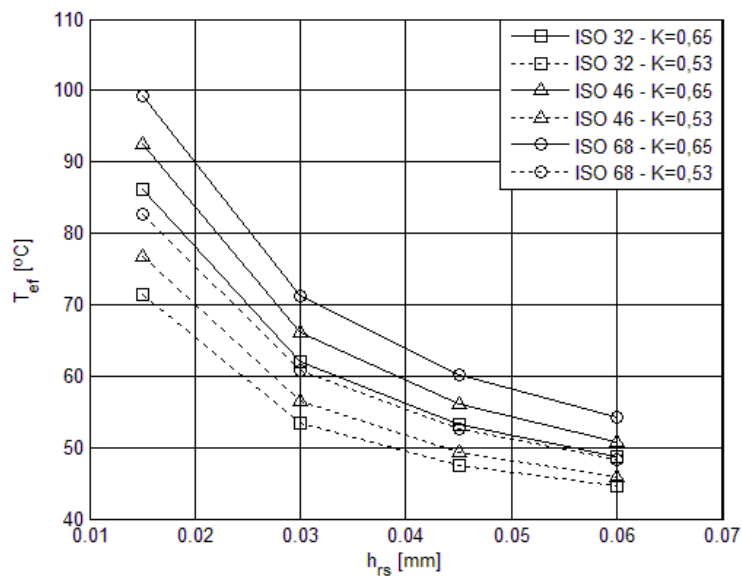


Figura 4.52 – Temperatura efetiva da sapata, T_{ef} , versus h_{rs} , para $N = 2000 \text{ rpm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

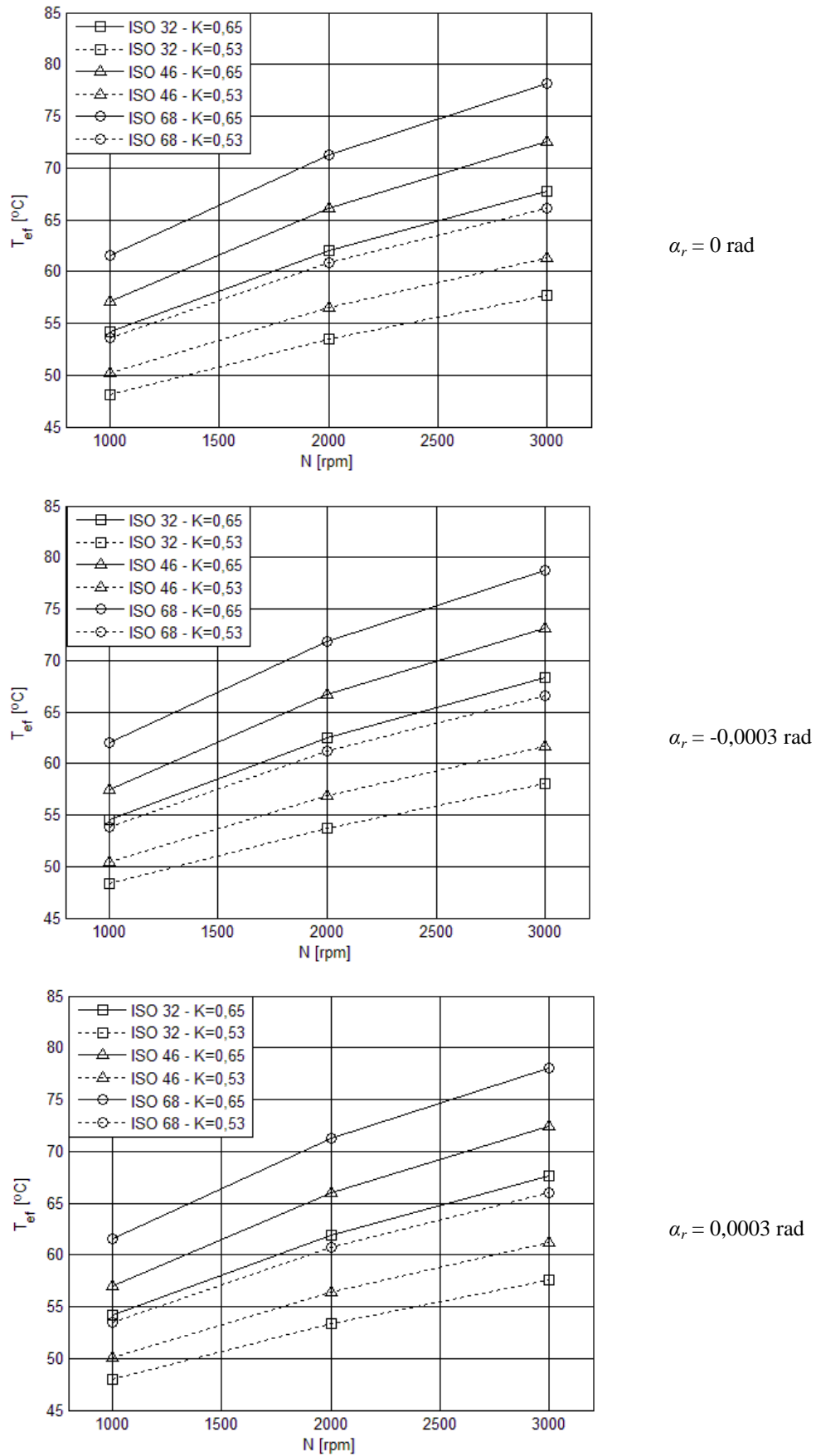


Figura 4.53 – Temperatura efetiva da sapata, T_{ef} , versus N , para $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, $T_{sup} = 40^{\circ}\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

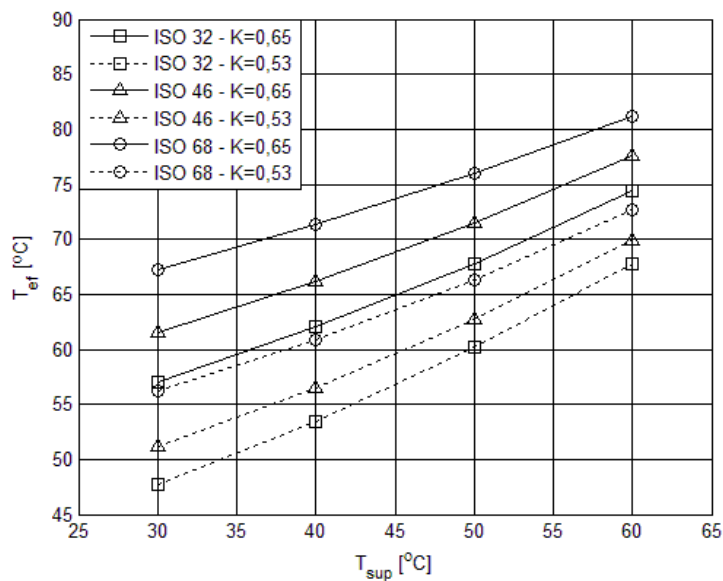
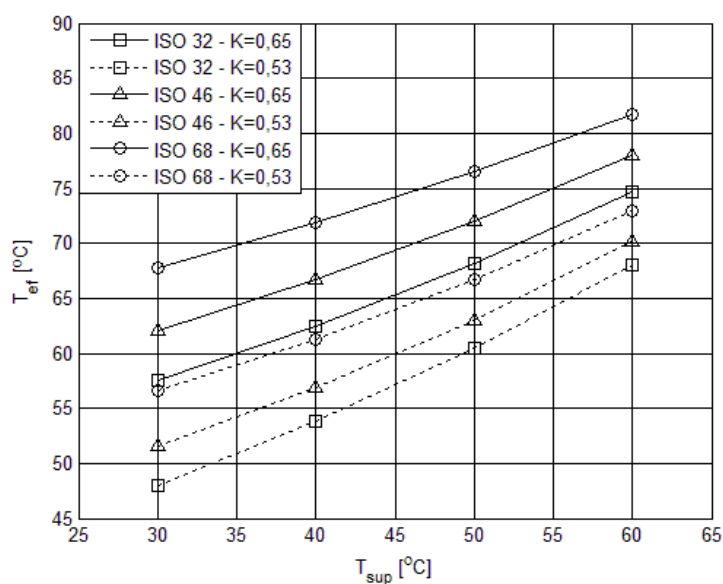
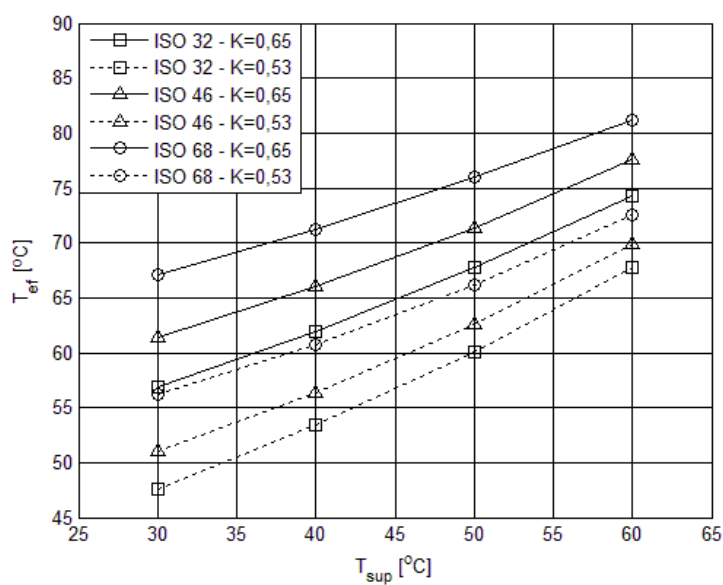
 $\alpha_r = 0$ rad $\alpha_r = -0,0003$ rad $\alpha_r = 0,0003$ rad

Figura 4.54 – Temperatura efetiva da sapata, T_{ef} , versus T_{sup} , para $N = 2000$ rpm, $h_{rs} = 0,030$ mm, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad, $-0,0003$ rad e $0,0003$ rad.

As Figuras 4.55 a 4.57 apresentam o comportamento da temperatura de saída, T_S , do óleo lubrificante diante da variação da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , velocidade de rotação, N , e temperatura do óleo de suprimento do mancal, T_{sup} , para fator $K = 0,65$ e $0,53$, $\alpha_r = 0, -0,0003$ e $0,0003$ rad e óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68.

A Figura 4.55 mostra a redução da temperatura de saída com o aumento da espessura h_{rs} e a redução com a variação de fator K de $0,65$ para $0,53$. Pode-se observar o aumento de T_S com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A temperatura de saída apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_S maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_S para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significativas.

A Figura 4.56 mostra o aumento da temperatura de saída com a velocidade de rotação, N , mas apresenta redução com a variação de fator K de $0,65$ para $0,53$. Pode-se observar o aumento da T_S com o aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68. A temperatura de saída apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_S maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_S para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significativas.

A Figura 4.57 mostra o aumento da temperatura de saída com o aumento da temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} , e redução com a variação do valor de fator K de $0,65$ para $0,53$. O aumento da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68, provoca o aumento da T_S . A temperatura de saída apresentou variação com a alteração do ângulo α_r , mostrando valores de T_S maiores para $\alpha_r = -0,0003$ rad, mas os valores de T_S para $\alpha_r = 0$ e $0,0003$ rad não mostraram diferenças significativas.

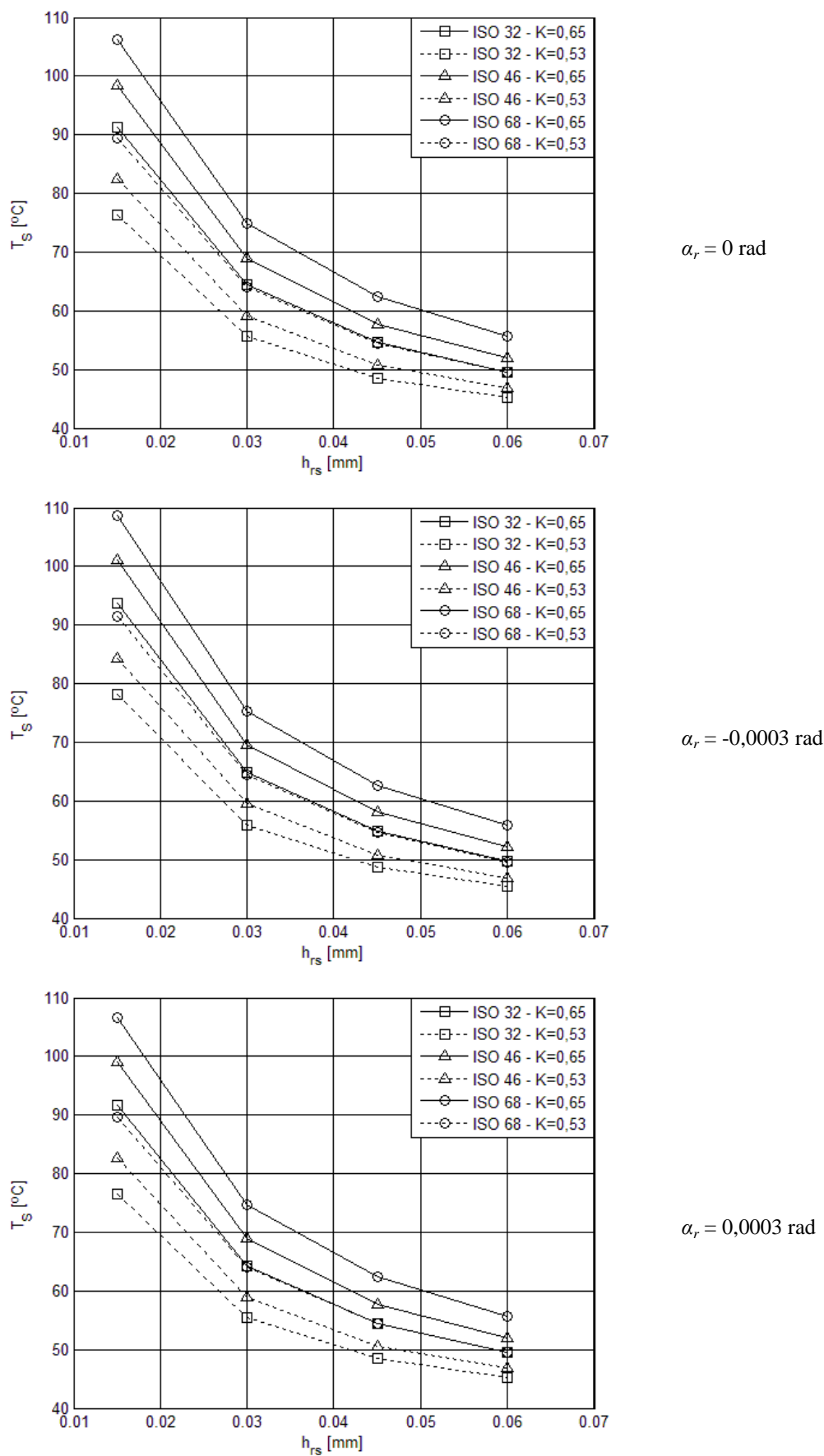


Figura 4.55 – Temperatura na saída da sapata, T_s , versus h_{rs} , para $N = 2000 \text{ rpm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

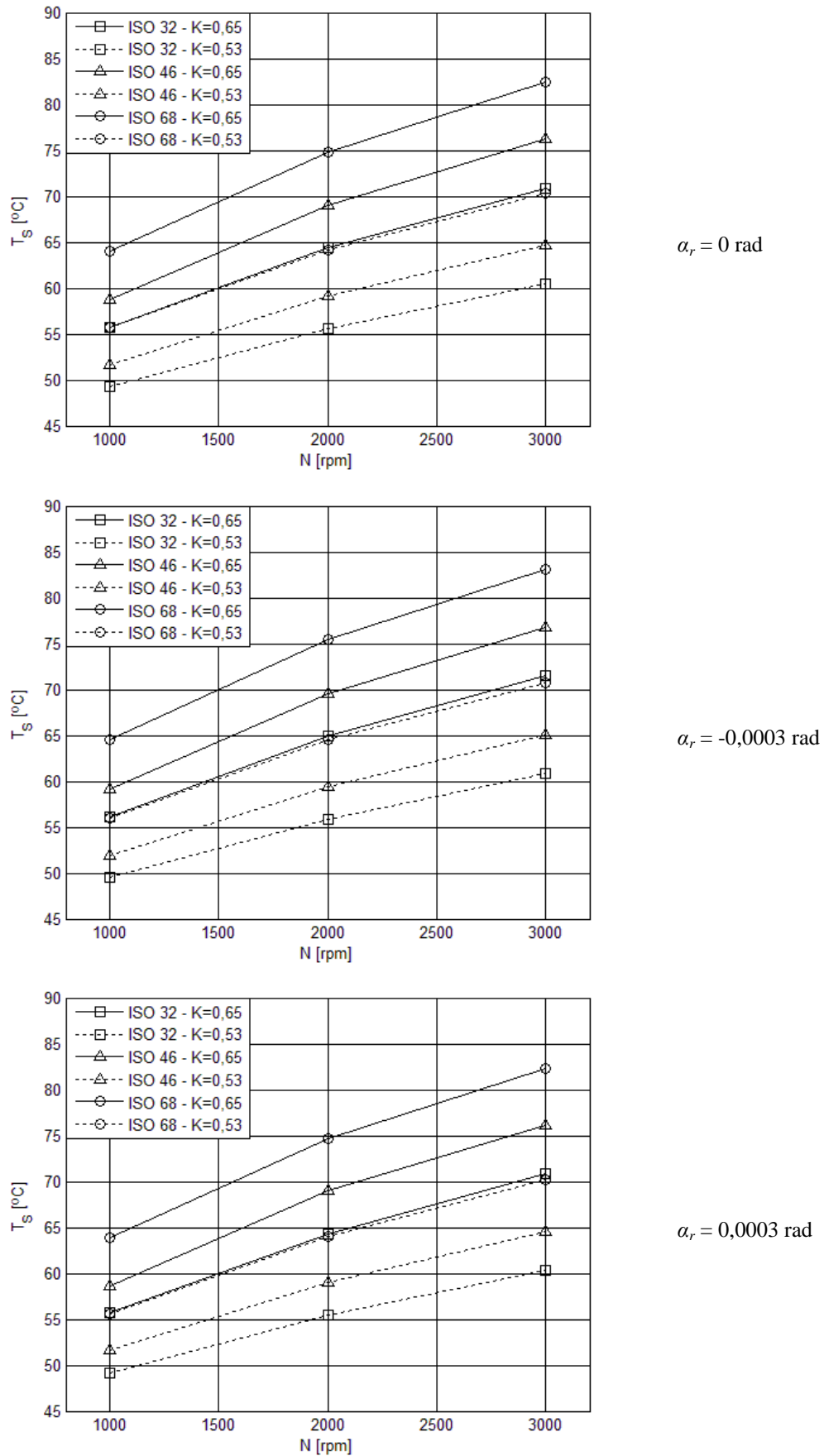


Figura 4.56 – Temperatura na saída da sapata, T_S , versus N , para $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, $T_{sup} = 40^\circ\text{C}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

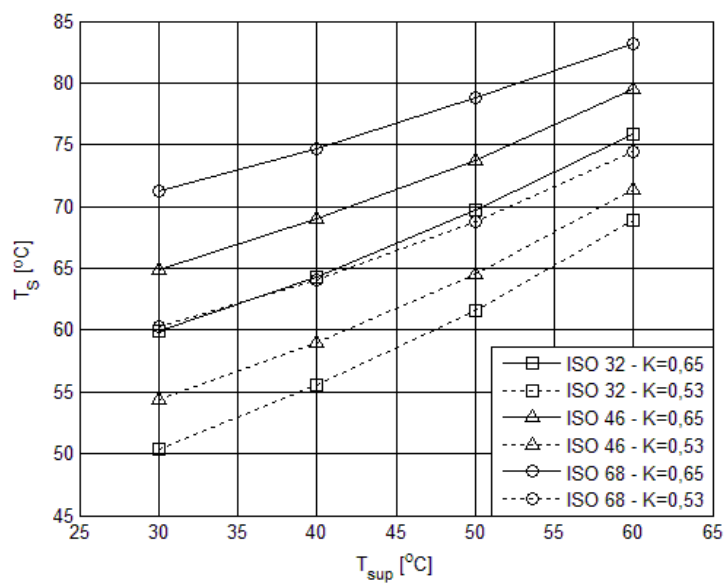
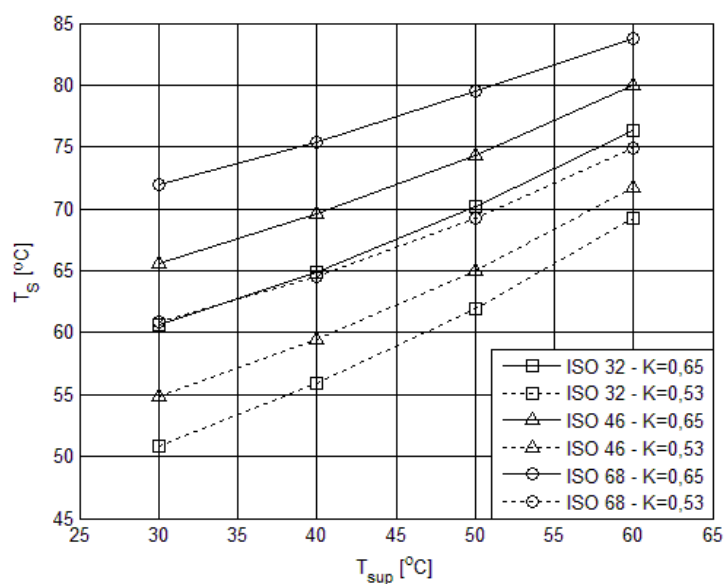
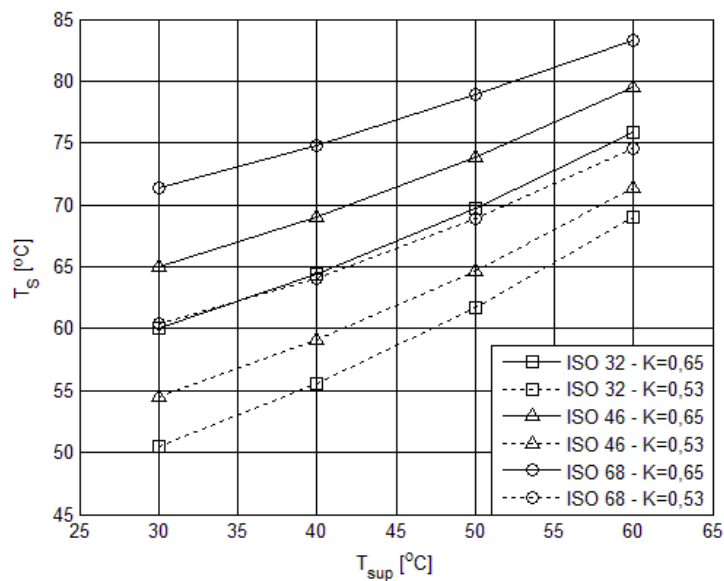


Figura 4.57 – Temperatura na saída da sapata, T_S , versus T_{sup} , para $N = 2000 \text{ rpm}$, $h_{rs} = 0,030 \text{ mm}$, óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68, fator $K = 0,65$ e $0,53$ e $\alpha_r = 0 \text{ rad}$, $-0,0003 \text{ rad}$ e $0,0003 \text{ rad}$.

4.9. Comparação dos parâmetros de desempenhos calculados neste trabalho com os valores experimentais da literatura

A validação do método de cálculo utilizado será feita com base em dados experimentais extraídos da literatura e comparados com os valores calculados da temperatura efetiva, T_{ef} , perda de potência total do mancal, H_{total} , espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, h_{rs} , e vazão do óleo de suprimento, Q_{sup} . Procurou-se na literatura dados para mancal axial hidrodinâmico que atenda as características relatadas na Tabela 4.19, características pertencentes ao mancal simulado no presente trabalho.

Tabela 4.19 – Características do mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas.

Diâmetro externo [mm]	228,6
Diâmetro interno [mm]	114,3
Ângulo do setor – θ_0 [graus]	50
Fator K ou posição do pivô [%]	0,65 ou 60%
Número de sapatas - Z	6
Material da sapata	babbitt
Ângulo α_r [radiano]	0

As Figuras 4.58 a 4.64 mostram os valores de temperatura, perda de potência, espessura do filme de óleo e vazão do óleo de suprimento extraídos do artigo de Glavatskih e DeCamillo (2004) e que foram comparados com os valores calculados no presente trabalho para os mesmos parâmetros. Nesse artigo, descrito na revisão bibliográfica, foi feita a análise experimental de dois modelos de mancais axiais hidrodinâmicos, um deles com sapatas de pivô deslocado a 60% ou que equivalem a um valor de fator $K = 0,65$, para óleos lubrificantes de diferentes viscosidades com temperatura do óleo de suprimento, T_{sup} , no mancal de 46 °C e vazão do óleo de suprimento, Q_{sup} , no mancal de 15 l/min, mantidas constantes em todos os testes efetuados. Os óleos lubrificantes usados por Glavatskih e DeCamillo (2004) foram o ISO 32 e ISO 68, os mesmos usados no trabalho em questão. Referentes às velocidades de rotação aplicadas nos testes, foram utilizados os seguintes valores: 1113,95 ; 1670,92 ; 2227,89 ; 2784,86 e 3341,84 rpm.

A Figura 4.58 mostra o comportamento das temperaturas experimentais na posição 75/75 da sapata para as pressões médias de 1,38 e 2,07 MPa (linhas contínuas) diante da variação da velocidade de rotação, obtidas para o óleo lubrificante ISO 32. Também, são mostradas as

curvas de temperatura efetiva, T_{ef} , calculadas na posição 75% da sapata (linhas tracejadas), para as mesmas condições de pressão e óleo lubrificante usadas nos experimentos, que apresentam valor praticamente constante, com pequena oscilação, diante da variação da velocidade de rotação. As temperaturas experimentais não apresentam comportamento similar às temperaturas calculadas pois nos experimentos é constante a vazão do óleo de suprimento no mancal em todas as condições de operação ensaiadas. Isto resulta numa maior refrigeração do mancal em condições de operação de menor geração de calor ou menor perda de potência, podendo ser visto em condições de baixa pressão e velocidade de rotação. A diferença de comportamento entre as curvas de temperatura está relacionada diretamente com a vazão do óleo de suprimento necessária a operação do mancal, parâmetro que não pode ser fixado no método de cálculo desenvolvido.

A Figura 4.59 apresenta comportamento similar a Figura 4.58, mas os valores das temperaturas experimentais e calculadas foram obtidas para o óleo lubrificante ISO 68. Situação importante a ser ressaltado na Figura 4.59 é o cruzamento das curvas de temperaturas experimentais, $T_{75/75}$, e calculadas, T_{ef} , para a pressão média de 1,38 MPa. O cruzamento ocorre após a velocidade de rotação de 2784,86 rpm e apresenta a inversão do comportamento das temperaturas, que sempre se mostraram maiores para a curva das temperaturas calculadas. A explicação está relacionada ao valor da vazão do óleo de suprimento no mancal que é mantida constante em todos os ensaios experimentais ($Q_{sup} = 15$ l/min), mas o método de cálculo desenvolvido apresenta valores de vazão de óleo de suprimento diferentes para cada condição de operação simulada. A partir do ponto de intercepção das curvas, o método de cálculo pede uma vazão do óleo de suprimento maior que o valor de 15 l/min mantido nos ensaios, pois uma maior vazão apresenta menores valores de temperatura, conforme pode ser visto na curva de temperaturas experimentais para a pressão de 1,38 MPa (linha contínua). Essa influência será discutida mais a frente nessa seção.

As Figuras 4.60 e 4.61 mostram o comportamento da perda de potência no mancal ensaiado e da perda de potência total calculada diante da variação da pressão média, velocidade de rotação e da viscosidade do óleo lubrificante. Pode-se observar o mesmo comportamento nas duas figuras, que apresentam elevação da perda de potência com o aumento da velocidade de rotação e da viscosidade do óleo, de ISO 32 para ISO 68. As curvas da perda de potência total calculada (linhas tracejadas) apresentam valores, praticamente, iguais com a variação da pressão média, o que demonstra pouca influência no seu comportamento. Observa-se, também, que as curvas da perda de potência do mancal ensaiado (linhas contínuas) mostram valores sempre superiores aos valores calculados, isto é

justificado pois o mancal axial ensaiado por Glavatskih e DeCamillo (2004), devido a sua forma construtiva (montado em máquina de eixo horizontal), está imerso em óleo lubrificante, o que resulta numa maior área de contato do colar giratório com o óleo e maior perda de potência. No método de cálculo aplicado somente é considerado o cisalhamento do filme de óleo sobre uma sapata, conforme mostrado nas Figuras 4.33 a 4.35 para a perda de potência H_0 , mas a perda de potência total será obtida após a multiplicação da perda de potência de uma sapata pelo número de sapatas que compõem o mancal. No caso em questão, foi multiplicado H_0 por 6 para se obter o H_{total} .

As Figuras 4.62 e 4.63 mostram o comportamento da espessura do filme de óleo na borda de saída da sapata, para valores da literatura e calculados, diante da variação da pressão média, velocidade de rotação e do óleo lubrificante. As figuras apresentam comportamento similar e mostram a elevação da espessura do filme de óleo com o aumento da velocidade de rotação e da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68, mas também apresenta aumento com a redução da pressão média sobre a sapata. Pode-se observar que as curvas de espessura do filme de óleo extraídas da literatura (linhas contínuas) sempre apresentam valores maiores que a das curvas de espessuras calculadas (linhas tracejadas), isto se deve a maior vazão do óleo de suprimento usado nos ensaios feitos no trabalho de Glavatskih e DeCamillo (2004). Na Figura 4.63 pode-se notar uma mudança de comportamento nas curvas de espessura do filme de óleo (experimental e calculada) após a rotação de 2227,89 rpm. A mudança se deve por causa da vazão do óleo de suprimento, que nas condições de operação apresentadas necessitam de uma vazão de óleo maior que o valor mantido nos ensaios, que é de 15 l/min. Essa vazão é suficiente para as condições de operação com óleo lubrificante de menor viscosidade (ISO 32) e para as velocidades de rotação menores. Então, após 2227,89 rpm com óleo ISO 68, os ensaios precisam de uma maior vazão de óleo de suprimento para se manter o aumento da espessura do filme de óleo, mas como não foi fornecida a vazão necessária, ocorre a manutenção do valor da espessura experimental, conforme Figura 4.63 na curva para pressão de 1,38 MPa (linha contínua). O método de cálculo usado na obtenção das espessuras calculadas apresenta valores de vazão de óleo de suprimento acima do valor dos ensaios o que resulta em valores de espessura maiores que os medidos e ultrapassando a curva de espessuras experimentais, conforme pode ser visto na Figura 4.63 na curva para a pressão de 1,38 MPa (linha tracejada).

Pode-se observar nas Figuras 4.58 a 4.63 a indicação das posições 1, 2 e 3 que estão relacionadas com as mesmas posições mostradas na Figura 4.64. Os parâmetros de desempenho obtidos em tais posições serão analisados com o auxílio da Tabela 4.20.

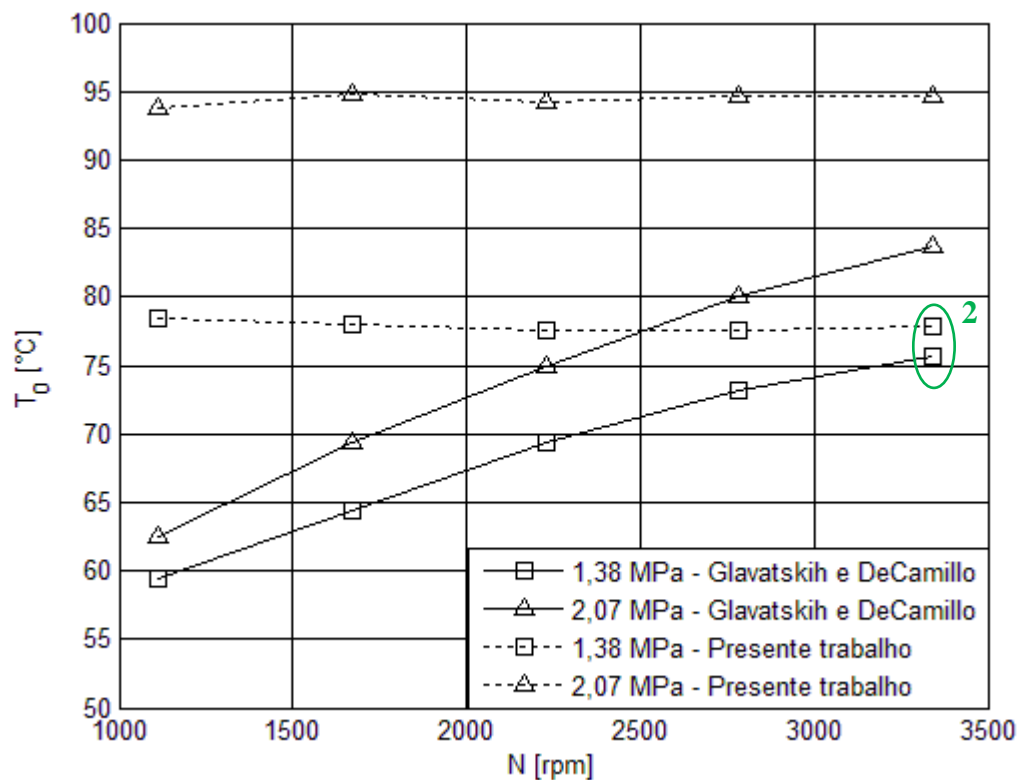


Figura 4.58 – Comparação entre a temperatura $T_{75/75}$ da literatura e temperatura calculada, T_{ef} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 32.

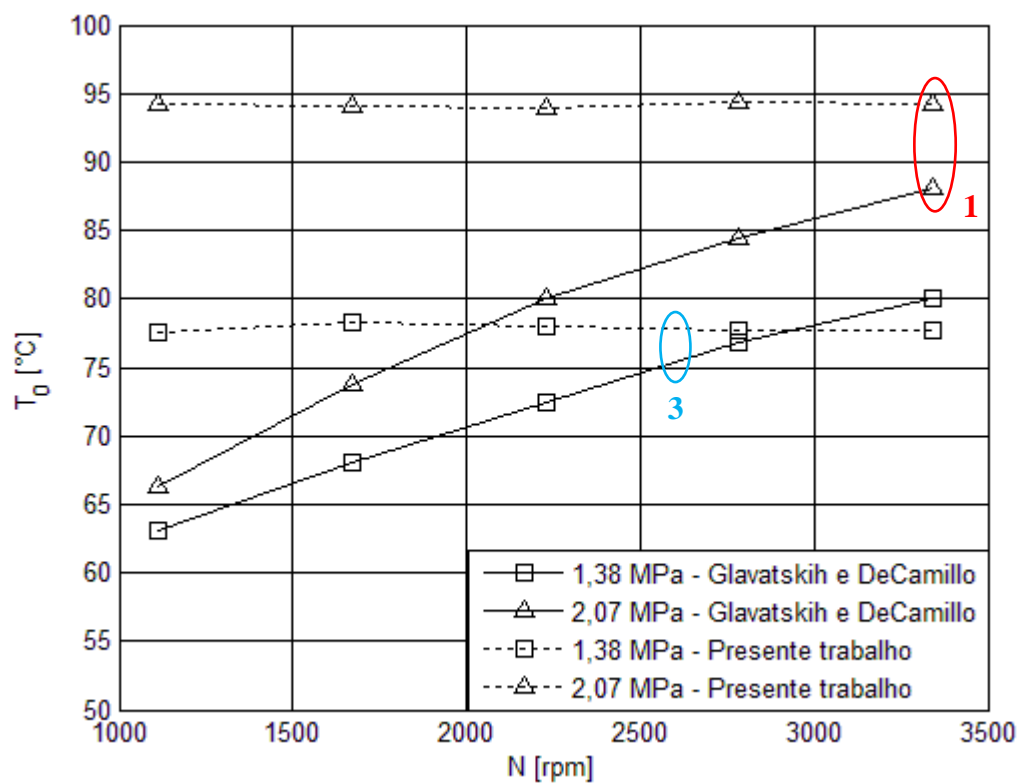


Figura 4.59 – Comparação entre a temperatura $T_{75/75}$ da literatura e temperatura calculada, T_{ef} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 68.

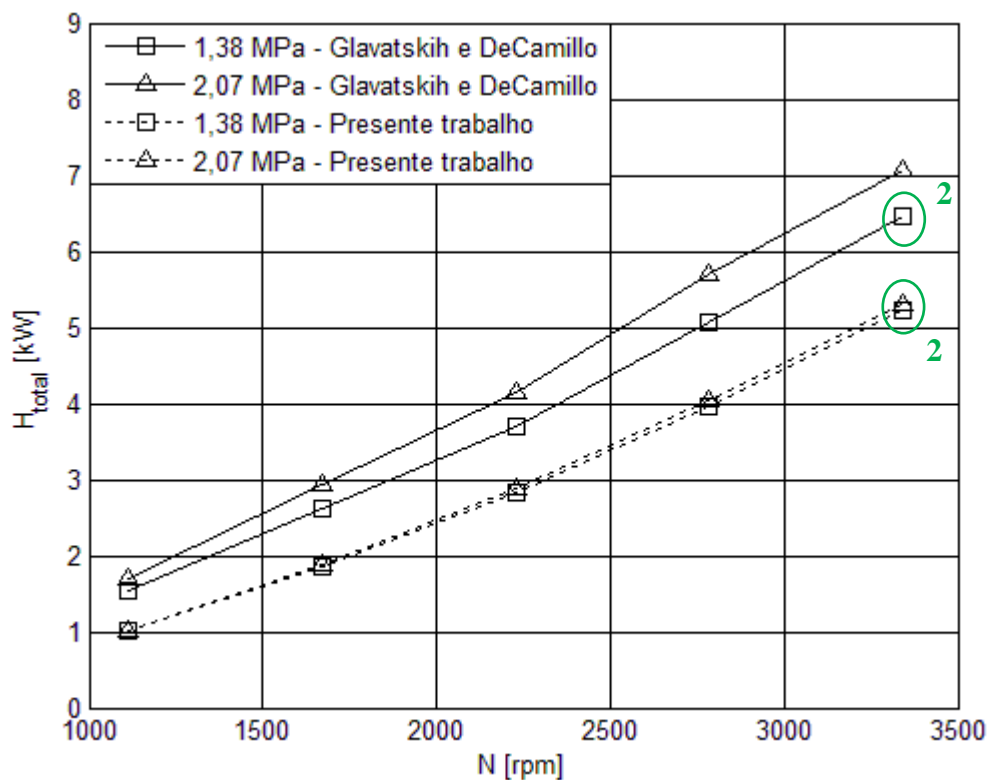


Figura 4.60 – Comparação entre as perdas de potência total da literatura e calculada no presente trabalho, H_{total} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 32.

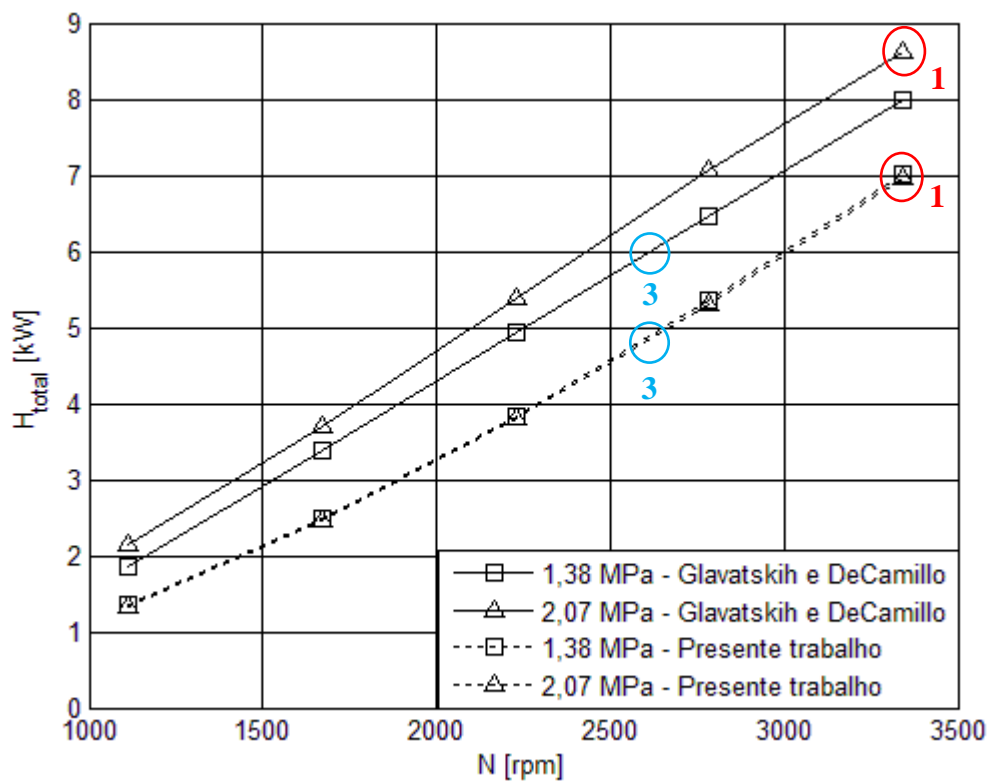


Figura 4.61 – Comparação entre as perdas de potência total da literatura e calculada no presente trabalho, H_{total} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 68.

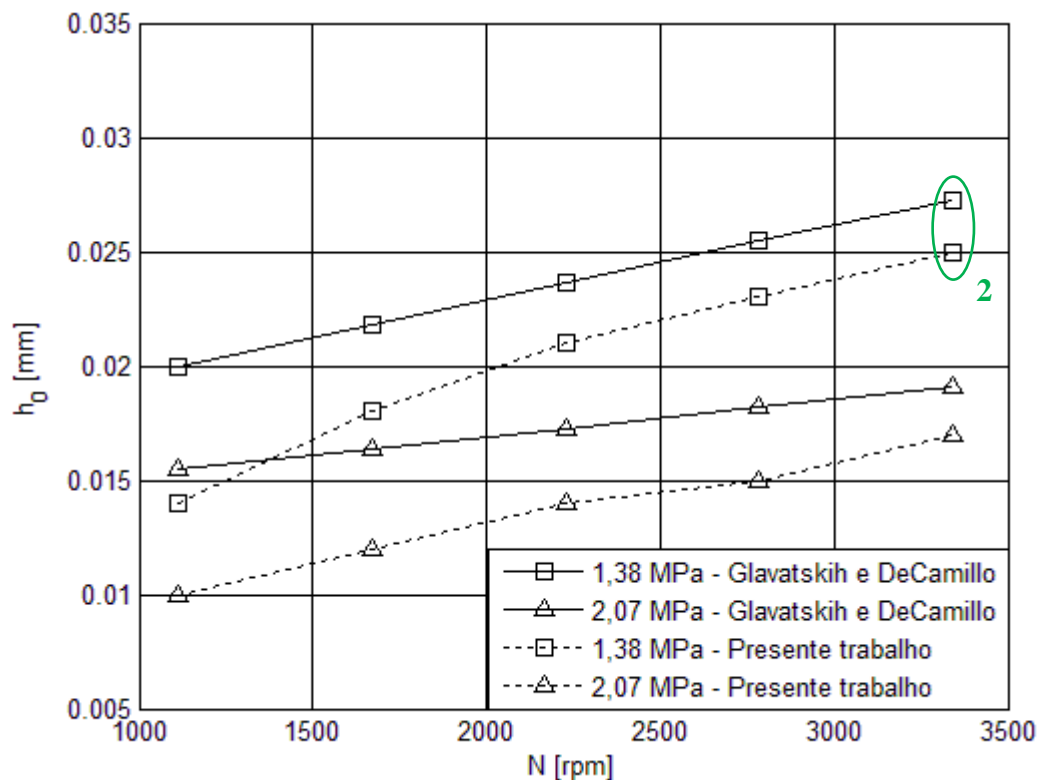


Figura 4.62 – Comparação entre as espessuras do filme de óleo obtidas na literatura e aquelas usadas no presente trabalho, h_o , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 32.

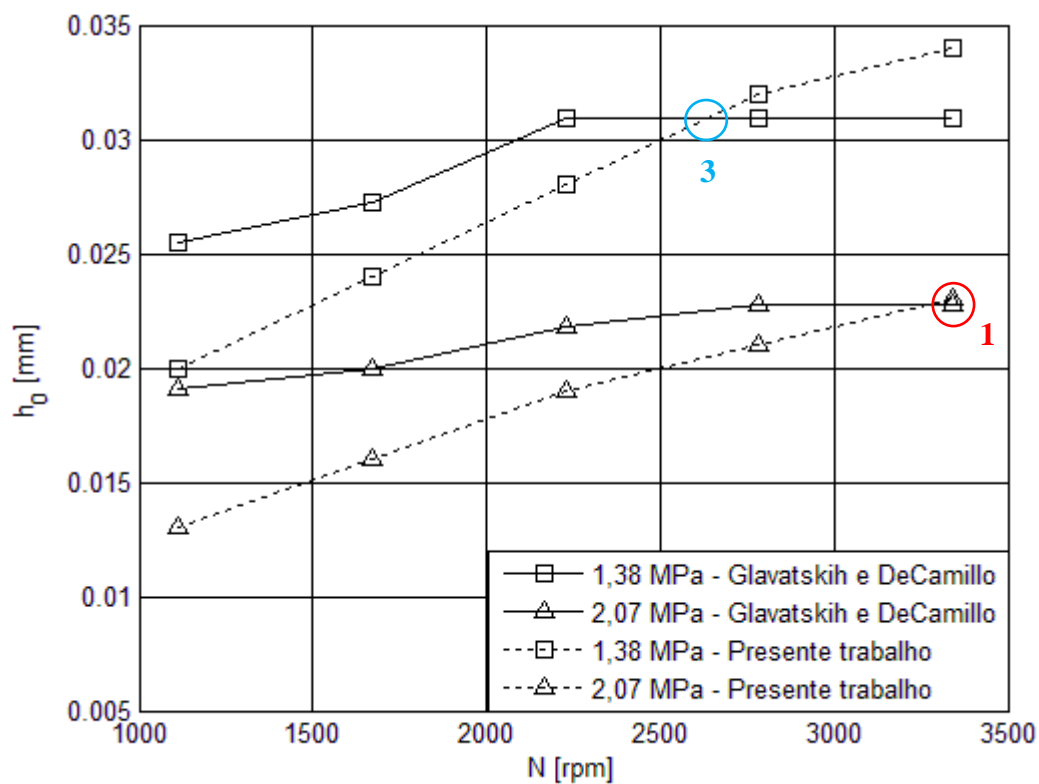


Figura 4.63 – Comparação entre as espessuras do filme de óleo obtidas na literatura e aquelas usadas no presente trabalho, h_o , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para $T_{sup} = 46^\circ\text{C}$ e óleo lubrificante ISO 68.

A Figura 4.64 mostra o comportamento das vazões do óleo de suprimento do mancal, para valores da literatura e calculados, diante da variação da velocidade de rotação, pressão média e do óleo lubrificante utilizado. Pode-se observar a elevação da vazão do óleo de suprimento calculada devido ao aumento da velocidade de rotação e da viscosidade do óleo lubrificante, de ISO 32 para ISO 68, mas também apresenta aumento com a redução da pressão média sobre a sapata. A vazão de suprimento aplicada aos ensaios foi mantida constante, num valor de 15 l/min, para qualquer variação da velocidade de rotação, pressão média e óleo lubrificante. A vazão influencia diretamente o comportamento dos parâmetros de desempenho avaliados e o aumento ou diminuição do valor da vazão de suprimento muda o comportamento desses parâmetros, situação observada e comentada nos parágrafos referentes às Figuras 4.58 a 4.63. Na Figura 4.64 pode-se ver a intercepção da curva da vazão do óleo de 15 l/min por duas curvas de vazões calculadas, para pressão média de 1,38 MPa e óleo ISO 68 (linha tracejada) e pressão média de 1,38 MPa e óleo ISO 32 (linha contínua).

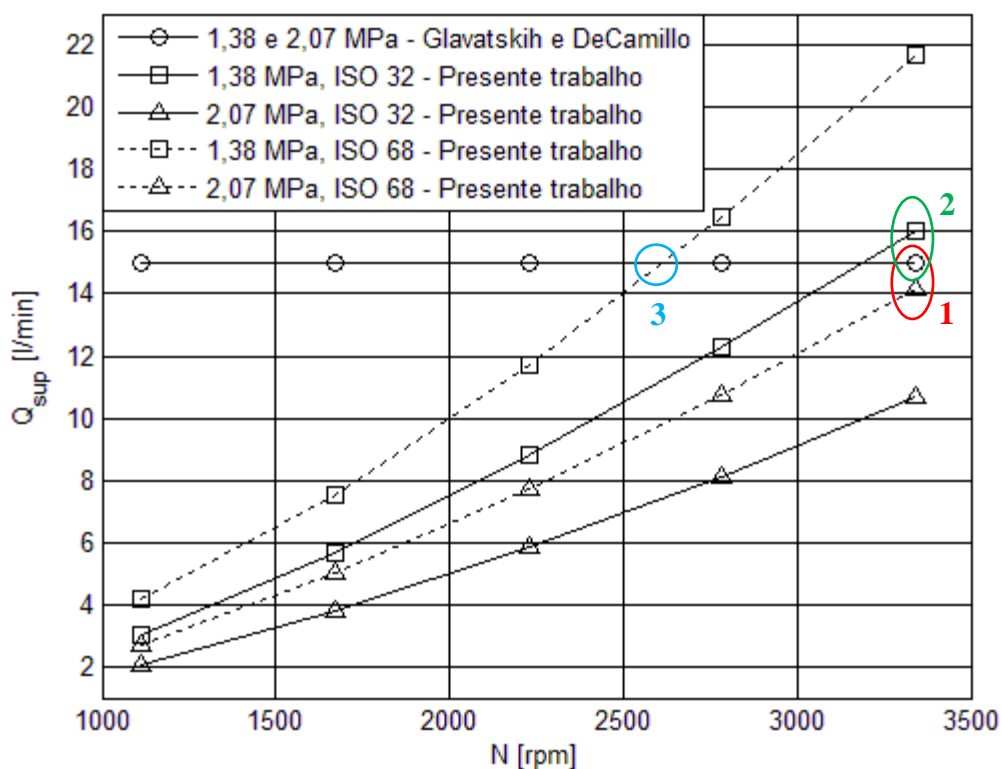


Figura 4.64 – Comparação entre as vazões do óleo de suprimento provenientes da literatura e calculadas no presente trabalho, Q_{sup} , versus velocidade de rotação, N , e pressão média, P_m , para os óleos ISO 32 e 68.

A Tabela 4.20 apresenta os valores de alguns parâmetros de desempenho obtidos na literatura e pelo método de cálculo desenvolvido. Foram feitas três comparações entre valores da literatura e calculados e estas análises foram chamadas de “comparação 1”, “comparação

2” e “comparação 3”. Na “comparação 1” e “comparação 2” foram analisados os valores dos parâmetros de desempenho para duas condições de operação, uma experimental e outra calculada, que apresentam a mesma velocidade de rotação mas vazões do óleo de suprimento próximas, conforme posições 1 e 2 na Figura 4.64. Na “comparação 3” foi feita a análise dos parâmetros de desempenho para duas condições de operação que apresentam a mesma velocidade de rotação e vazão do óleo de suprimento. A “comparação 3” está posicionada na intercepção das curvas de vazão experimental e calculada, respectivamente, curva da vazão do óleo de suprimento experimental e curva da vazão de óleo de suprimento calculada para a P_m de 1,38 MPa e óleo ISO 68, conforme posição 3 na Figura 4.64. A determinação da velocidade de rotação comum na “comparação 3” foi obtida através de interpolação das condições de operação conhecidas na Figura 4.64, sobre a curva das vazões de suprimento para P_m de 1,38 MPa e óleo ISO 68. Ao lado de cada par de parâmetros analisados são apresentados os desvios encontrados entre o valor dos parâmetros calculados e da literatura.

Tabela 4.20 – Comparação entre valores do presente trabalho e valores da literatura.

	Comparação 1 – pontos próximos			Comparação 2 – pontos próximos			Comparação 3 – ponto interpolado		
	Presente trabalho	Glavatskih e DeCamillo (2004)	Desvio [%]	Presente trabalho	Glavatskih e DeCamillo (2004)	Desvio [%]	Presente trabalho	Glavatskih e DeCamillo (2004)	Desvio [%]
Óleo	ISO 68	ISO 68	-----	ISO 32	ISO 32	-----	ISO 68	ISO 68	-----
T_{sup} [°C]	46	46	-----	46	46	-----	46	46	-----
N [rpm]	3341,84	3341,84	-----	3341,84	3341,84	-----	2611,21	2611,21	-----
P_m [MPa]	2,085	2,07	0,72	1,379	1,38	- 0,07	1,371	1,38	- 0,66
T_{ef} [°C]	94,29	88,125	6,54	77,90	75,625	2,92	77,76	75,52	2,88
H_0 [kW]	6,966	8,615	- 23,67	5,220	6,462	- 23,79	4,85	5,98	- 23,30
h_{rs} [mm]	0,0225	0,02273	- 1,02	0,0255	0,02727	- 6,94	0,0305	0,03091	- 1,34
Q_{sup} [l/min]	14,13	15	- 6,16	16,014	15	6,33	14,966	15	- 0,23

Após toda a análise feita, pode-se dizer que o método de cálculo desenvolvido para a obtenção dos parâmetros de desempenho de mancais axiais hidrodinâmico apresenta boa correspondência com os dados experimentais extraídos da literatura. Na Tabela 4.20, “comparação 3”, o máximo desvio encontrado foi de 2,88% para a temperatura efetiva, T_{ef} .

O valor máximo de desvio para H_0 foi de 23,79%, mas este elevado valor foi desconsiderado da análise devido a diferença construtiva entre o mancal axial ensaiado, já relatado no parágrafo referente às Figuras 4.60 e 4.61, e o mancal simulado (montado em máquina de eixo vertical), que apresenta menor geração de calor em função da região de trabalho compreendida entre as superfícies das sapatas e do colar giratório.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste capítulo serão apresentadas as principais conclusões obtidas após a discussão de todos os resultados mostrados no presente trabalho. Também, serão apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros, baseadas em observações feitas durante o estudo.

5.1. Conclusões

1. Os parâmetros de desempenho do mancal foram calculados para fator $K = 0,65$ e $0,53$, respectivamente, máxima capacidade de carga e mínima perda de potência adimensionais no mancal. Esses valores de K correspondem a sapatas com posições angulares de pivotamento $\theta_p \approx 61,46\%$ e $66,66\%$ do comprimento circunferencial no raio médio da sapata;
2. Referente ao raio de pivotamento r_{op} , diante dos valores do fator $K = 0,65$ e $0,53$, pode-se verificar que os valores calculados do raio são maiores que o raio médio da sapata e também diferente dos usados pelos fabricantes de mancais (cálculo do centróide);
3. O ângulo α_r é o resultado do desequilíbrio da sapata devido a posição do pivô (coordenadas de pivotamento) não conhecerem com a posição do centro de pressão (coordenadas do centro de pressão). Neste trabalho o desequilíbrio encontrado em operação foi induzido nos cálculos através da imposição dos ângulos $\alpha_r = -0,0003$ e $0,0003$ rad que apresentaram diferentes valores para as coordenadas calculadas do centro de pressão quando comparadas aos valores obtidos para $\alpha_r = 0$ rad, ângulo ideal de operação da sapata.
4. As espessuras do filme de óleo para as sapatas com fator $K = 0,53$ são maiores na borda de entrada e menores na borda de saída em relação às sapatas com $K = 0,65$. A variação do ângulo α_r resulta em modificações na distribuição de espessuras de filme de óleo, sendo que a menor espessura é obtida para $\alpha_r = -0,0003$ rad;
5. A distribuição das pressões hidrodinâmicas adimensional para fator $K = 0,65$ e $\alpha_r = 0$ rad apresenta uma região de alta pressão melhor distribuída e levemente deslocada para o centro da sapata, em comparação com a distribuição para o fator $K = 0,53$ e $\alpha_r = 0$ rad. A variação do α_r causa a alteração da distribuição de

pressões pois provoca o deslocamento e a concentração da região de máxima pressão;

6. Os parâmetros de desempenho calculados se mostraram susceptíveis a variação do ângulo α_r . Os parâmetros F_0 e H_0 mostraram elevação para $\alpha_r = -0,0003$ rad;
7. O método iterativo de cálculo aplicado na determinação das temperaturas de operação apresentou importância significativa, resultando em uma temperatura média, T_m , muito próxima dos valores obtidos em trabalhos experimentais da literatura;
8. As temperaturas de operação diminuíram com o aumento de h_{rs} , para fator $K = 0,53$ e diminuição da viscosidade do óleo lubrificante, mas aumentaram com a elevação de N e T_{sup} ;
9. As vazões adimensionais e dimensionais apresentaram alteração significativa com a mudança do valor do fator K , com maiores valores de vazão na entrada da sapata para fator $K = 0,53$;
10. A capacidade de carga dimensional se mostrou maior para fator $K = 0,53$, diante das variações de h_{rs} , N , T_{sup} e óleos lubrificantes ISO 32, 46 e 68. Esta aparente divergência com a capacidade de carga adimensional é justificada pela maior vazão de entrada, menor temperatura média e maior viscosidade absoluta média do óleo. Por outro lado, a utilização de óleos de menor viscosidade (ISO 15 e 22) e sintéticos, resulta em concordância entre os valores adimensionais e dimensionais, ambos menores para $K = 0,53$ do que para $K = 0,65$;
11. A perda de potência dimensional diminuiu com o aumento de h_{rs} , T_{sup} e com a diminuição da viscosidade dos óleos lubrificante e aumenta com a elevação de N . Para os óleos industriais ISO 32, 46 e 68 e para os mesmos valores de h_{rs} , T_{sup} e N , a perda de potência dimensional resultou menor para o fator $K = 0,65$ do que para $K = 0,53$, em aparente divergência com a perda de potência adimensional. Por outro lado, para o caso dos óleos ISO 15, ISO 22 e sintético, as perdas de potência dimensionais e adimensionais resultaram maiores para $K = 0,65$ do que para $K = 0,53$;
12. Pode-se observar na Figura 4.11, que para uma mesma carga aplicada, F_0 , e mesma espessura, h_{rs} , a sapata com fator $K = 0,53$ requer um óleo de menor viscosidade do que a sapata com $K = 0,65$. Dessa forma, para as mesmas condições de operação, um mancal constituído por sapatas com $K = 0,53$ apresenta menor perda de potência, conforme pode ser observado na Figura 4.33.

Conseqüentemente, a utilização de sapatas com fator $K = 0,53$ resulta em menores temperaturas operacionais;

13. O coeficiente de atrito aumenta com o aumento de h_{rs} e apresenta menor valor para o fator $K = 0,53$, sendo praticamente independente de α_r ;
14. A “elevação da temperatura do óleo” diminui com o aumento de h_{rs} , T_{sup} , para o fator $K = 0,53$ e com a utilização de óleo lubrificante de menor viscosidade, entretanto, aumenta com a elevação de N ;
15. A comparação feita entre os parâmetros de desempenho obtidos na literatura e os parâmetros calculados apresentou coerência com os valores experimentais extraídos da literatura, com um valor máximo de desvio de 2,88% mostrado na comparação entre duas condições de operação com a mesma velocidade de rotação, N , e vazão do óleo de suprimento, T_{sup} . Os parâmetros calculados foram feitos para um mancal de sapatas com fator $K = 0,65$ e ângulo $\alpha_r = 0$ rad, montado em máquina de eixo vertical.

5.2. Sugestões para trabalhos futuros

1. Realizar um estudo experimental para um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas com as mesmas características do mancal simulado neste trabalho. Avaliar conjuntos de sapatas com coordenadas ideais de pivotamento, calculadas neste trabalho, para valores do fator $K = 0,65$ e $0,53$, e compará-las com as sapatas pivotadas pelos fabricantes. Também, avaliar o aparecimento da inclinação radial α_r ;
2. Desenvolver um método de cálculo de modo a impor o valor da carga aplicada, F_0 , ao invés da espessura h_{rs} . Dessa maneira h_{rs} passa a ser um “dado de saída”;
3. Usar a equação da energia para obter a distribuição de temperaturas do óleo e em seguida avaliar o comportamento dos parâmetros de desempenho do mancal;
4. Gerar gráficos para determinar a viscosidade requerida para o óleo no mancal, tanto para o fator $K = 0,65$ como para o fator $K = 0,53$, em função de P_m e da velocidade tangencial, fazendo uso da equação 3.144.

APÊNDICE A – Equações do equilíbrio das forças para um volume setorial infinitesimal

A.1. Introdução

O equilíbrio das forças atuantes sobre cada face do volume ou elemento setorial será analisado em relação às direções θ e r do volume.

A.2. Equilíbrio das forças na direção circunferencial θ

A Figura A.1 mostra as forças atuantes nas faces do volume elementar setorial de óleo, na direção circunferencial θ . Essas forças são obtidas pelo produto das pressões e tensões de cisalhamento pelas áreas correspondentes do volume infinitesimal. As tensões de cisalhamento nas faces inferior e superior do elemento são indicadas por $\tau_{y\theta}$, onde o primeiro índice indica a normal ao plano de atuação da tensão e o segundo indica a direção desta tensão. No entanto, por simplificação, na Figura A.1 e nas equações seguintes, estas tensões estarão indicadas inicialmente por τ .

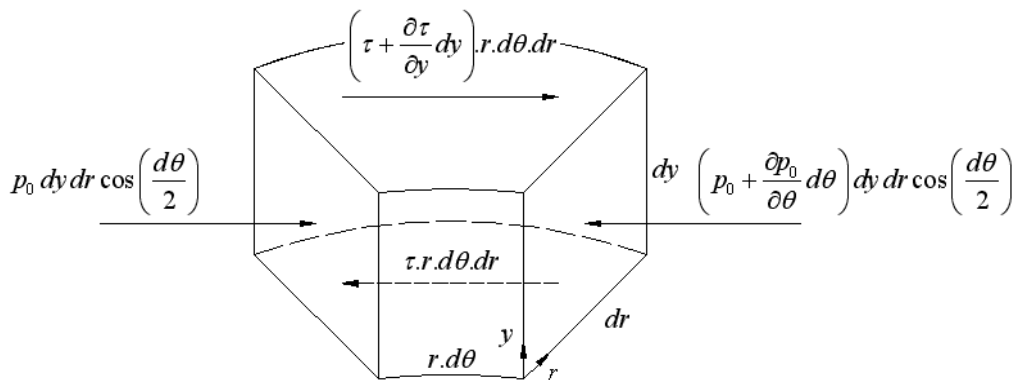


Figura A.1 – Forças atuantes nas faces do volume infinitesimal na direção θ .

O equilíbrio das forças na direção circunferencial θ fornece:

$$p_0 dy dr \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) + \left(\tau + \frac{\partial\tau}{\partial y} dy\right) r d\theta dr = \left(p_0 + \frac{\partial p_0}{\partial\theta} d\theta\right) dy dr \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) + \tau r d\theta dr \quad (A.1)$$

Desmembrando-se e levando em conta que $\cos d\theta/2$ tende a 1, tem-se:

$$p_0 dy dr + \tau r d\theta dr + \frac{\partial \tau}{\partial y} r d\theta dr dy = p_0 dy dr + \frac{\partial p_0}{\partial \theta} d\theta dy dr + \tau r d\theta dr \quad (\text{A.2})$$

Eliminando-se os termos comuns nos dois membros da equação, resulta:

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} r d\theta dr dy = \frac{\partial p_0}{\partial \theta} d\theta dr dy \quad (\text{A.3})$$

Dividindo-se esta equação por $d\theta dr dy$, obtém-se finalmente a equação de equilíbrio das forças atuantes nas faces do volume setorial na direção circunferencial θ , isto é:

$$\frac{\partial \tau_{y\theta}}{\partial y} = \frac{1}{r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \quad (\text{A.4})$$

A.3. Equilíbrio das forças na direção radial r

Para indicar as forças atuantes nas faces inferior e superior do volume elementar de óleo, referente à tensão de cisalhamento, esta foi denotada inicialmente por τ na Figura A.2 e nas equações abaixo, ao invés de τ_{yr} , numa condição semelhante a adotada na seção A.2.

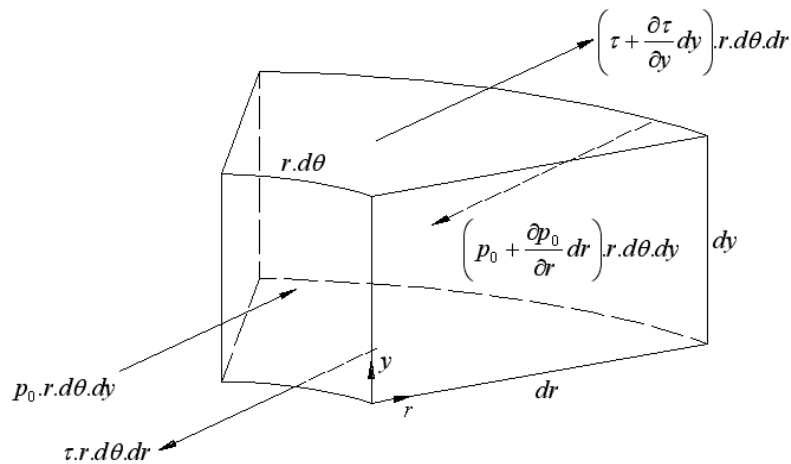


Figura A.2 – Forças atuantes nas faces do volume infinitesimal na direção r .

Além disso, não foram indicados na Figura A.2 as componentes de forças perpendiculares às faces de áreas $dr dy$. Estas componentes são desprezíveis, uma vez que $\sin d\theta/2$ tende a zero.

Aplicando-se a condição de equilíbrio de forças na direção radial, resulta:

$$p_0 r d\theta dy + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) r d\theta dr = \left(p_0 + \frac{\partial p_0}{\partial r} dr \right) r d\theta dy + \tau r d\theta dr \quad (\text{A.5})$$

Desmembrando-se a equação A.5, tem-se

$$p_0 r d\theta dy + \tau r d\theta dr + \frac{\partial \tau}{\partial y} r d\theta dr dy = p_0 r d\theta dy + \frac{\partial p_0}{\partial r} r d\theta dr dy + \tau r d\theta dr \quad (\text{A.6})$$

Eliminando-se os termos comuns nos dois membros da equação, resulta:

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} r d\theta dr dy = \frac{\partial p_0}{\partial r} r d\theta dr dy \quad (\text{A.7})$$

Simplificando a equação A.7, chega-se à equação de equilíbrio das forças atuantes nas faces do volume setorial na direção radial r , isto é:

$$\frac{\partial \tau_{yr}}{\partial y} = \frac{\partial p_0}{\partial r} \quad (\text{A.8})$$

APÊNDICE B – Equações dos perfis de velocidades

B.1. Introdução

Inicialmente, para melhor visualização das direções e sentidos das coordenadas cilíndricas, foram considerados dois planos paralelos (1 e 2) com movimentos relativos em relação as direções das coordenadas r , θ e $0y$, conforme Figura B.1. Um dos planos será considerado parado ou fixo em relação ao outro na direção do eixo $0y$, resultando numa velocidade $V_1 = 0$. O plano 1 poderá ter movimento em relação aos eixos r e θ , indicado pelas respectivas velocidades W_1 e U_1 e o plano 2 poderá ter movimento em relação aos eixos r , θ e $0y$, indicado respectivamente pelas velocidades W_2 , U_2 e V_2 .

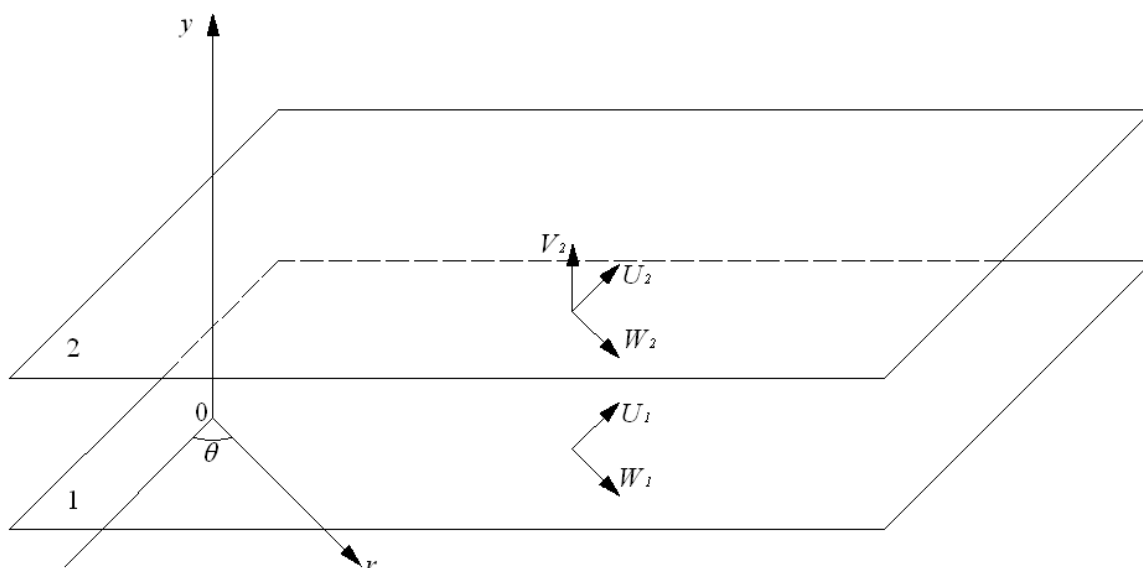


Figura B.1 – Sistemas de eixos e componentes de velocidades.

A aplicação da lei de Newton para um escoamento viscoso, nas direções θ e r , sobre o elemento de volume infinitesimal, mostrado no apêndice A, resulta:

$$\tau_{y\theta} = \eta \frac{\partial u}{\partial y} \quad (\text{B.1})$$

e

$$\tau_{yr} = \eta \frac{\partial w}{\partial y} \quad (\text{B.2})$$

B.2. Equação do perfil de velocidades para a direção θ

Substituindo-se a equação B.1 na equação A.4, resulta:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \quad (\text{B.3})$$

Considerando η constante, tem-se:

$$\eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \quad (\text{B.4})$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \quad (\text{B.5})$$

Integrando-se a equação B.5 duas vezes em relação a y .

$$\int \frac{\partial(\partial u)}{\partial y} = \int \frac{1}{\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \partial y \quad (\text{B.6})$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y + C_1 \quad (\text{B.7})$$

$$\int \partial u = \int \left(\frac{1}{\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y + C_1 \right) \partial y \quad (\text{B.8})$$

$$u = \frac{1}{\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2 \quad (\text{B.9})$$

Aplicando-se as condições de contorno, isto é, as condições de escoamento do fluido nas regiões de contato do óleo com as superfícies da sapata e do colar, na equação B.9, tem-se:

1. para $y = 0$ e $u = U_1 \rightarrow C_2 = U_1$
2. para $y = h$ e $u = U_2 \rightarrow C_1 = -\frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} h + \left(\frac{U_2 - U_1}{h} \right)$

Substituindo as constantes C_1 e C_2 na equação da velocidade B.9, resulta:

$$u = \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y^2 + \left[-\frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} h + \left(\frac{U_2 - U_1}{h} \right) \right] y + U_1 \quad (\text{B.10})$$

$$u = \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y^2 - \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} h y + \left(\frac{U_2 - U_1}{h} \right) y + U_1 \quad (\text{B.11})$$

$$u = \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y^2 - \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} h y + \frac{y}{h} U_2 - \frac{y}{h} U_1 + U_1 \quad (\text{B.12})$$

Após os devidos agrupamentos, obtém-se a equação do perfil de velocidades de um fluido escoando na direção da coordenada θ , como segue:

$$u(\theta) = \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} y(y - h) + \frac{(h-y)}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \quad (\text{B.13})$$

B.3. Equação do perfil de velocidades para a direção r

Substituindo-se a equação B.2 na equação A.8, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial w}{\partial y} \right) = \frac{\partial p_0}{\partial r} \quad (\text{B.14})$$

Considerando-se η constante, resulta:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} \quad (\text{B.15})$$

Integrando-se duas vezes em relação a y , tem-se:

$$\int \frac{\partial(\partial w)}{\partial y} = \int \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} \partial y \quad (\text{B.16})$$

$$\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} y + C_1 \quad (\text{B.17})$$

$$\int \partial w = \int \left(\frac{1}{\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} y + C_1 \right) \partial y \quad (\text{B.18})$$

$$w = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2 \quad (\text{B.19})$$

Aplicando-se as condições de contorno às constantes C_1 e C_2 da equação B.19, tem-se:

1. para $y = 0$ e $w = W_1 \rightarrow C_2 = W_1$
2. para $y = h$ e $w = W_2 \rightarrow C_1 = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} h + \left(\frac{W_2 - W_1}{h} \right)$

Substituindo essas constantes C_1 e C_2 na equação da velocidade B.19, resulta:

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} y^2 + \left[-\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} h + \left(\frac{W_2 - W_1}{h} \right) \right] y + W_1 \quad (\text{B.20})$$

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} y^2 - \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} h y + \frac{y}{h} W_2 - \frac{y}{h} W_1 + W_1 \quad (\text{B.21})$$

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} y^2 - \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} h y + \frac{y}{h} W_2 + \left(\frac{-yW_1 + hW_1}{h} \right) \quad (\text{B.22})$$

Após os devidos agrupamentos, obtém-se a equação do perfil de velocidades de um fluido escoando na direção da coordenada r , isto é:

$$w(r) = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial r} y(y - h) + \frac{(h-y)}{h} W_1 + \frac{y}{h} W_2 \quad (\text{B.23})$$

APÊNDICE C – Método de Simpson

C.1. Introdução

Para a obtenção dos parâmetros de desempenho do mancal axial foi necessário o uso de um método numérico para a solução das respectivas integrais. A solução destas integrais foram obtidas pela aplicação do método de Simpson, descrito a seguir, a partir dos procedimentos para cálculo de áreas sob curvas, segundo Merian e Kraige (2002).

C.2. Descrição do método de Simpson

Sabe-se que uma integração corresponde a determinar a área compreendida entre o eixo x e a curva $y = f(x)$ no intervalo considerado, conforme mostrado na Figura C.1(a). Existem vários processos numéricos para efetuar essa integração, mediante divisão da área sob a curva em um certo número n de faixas de largura $\Delta x = (x_n - x_0) / n$.

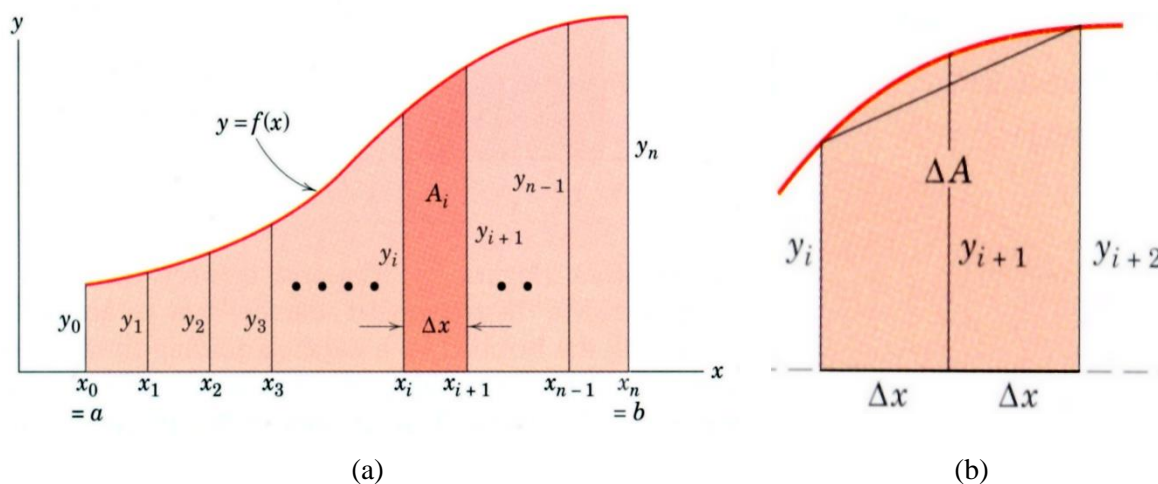


Figura C.1 – Nomenclatura da função $f(u)$ para o método de Simpson.

Fonte: Merian e Kraige, 2002.

O processo mais utilizado é o método de Simpson, que consiste em aproximar um trecho da curva por uma parábola que passa por três pontos definidos por três valores sucessivos de $f(x)$, conforme mostrado na Figura C.1(b). Constituem-se assim, duas faixas consecutivas de área “total”.

$$\Delta A = \frac{1}{3}(f_i + 4f_{i+1} + f_{i+2}) \Delta x \quad (\text{C.1})$$

Somando-se todos os valores de ΔA obtém-se a integração procurada, isto é:

$$\int_{x_0}^{x_n} f(x) dx = \frac{\Delta x}{3} [f_0 + 4f_1 + 2f_2 + \cdots + 2f_{n-2} + 4f_{n-1} + f_n] \quad (\text{C.2})$$

ou

$$\int_{x_0}^{x_n} f(x) dx = \frac{\Delta x}{3} [f_0 + 2(f_2 + f_4 + \cdots + f_{n-2}) + 4(f_1 + f_3 + \cdots + f_{n-1}) + f_n] \quad (\text{C.3})$$

É importante lembrar que o método de Simpson exige que o número de faixas n seja par.

REFERÊNCIAS

- Almqvist, T., Glavatskikh, S.B., Larsson, R. "THD analysis of tilting pad thrust bearings - comparison between theory and experiments." *Transactions of the ASME - Journal of Tribology*, abril de 2000: v. 122, P.412 - 417.
- Bejan, A. *Convection Heat Transfer*. Nova York: John Wiley & Sons, 1984.
- Cameron, A. *The Principles of Lubrication*. Londres: Longmans, 1966.
- Dadouche, A., Fillon, M., Bligoud, J.C. "Experiments on thermal effects in a hydrodynamic thrust bearing." *Tribology International*, 2000: v. 33, P.167 - 174.
- De Pellegrin, D.V., Hargreaves, D.J. "An isoviscous, isothermal model investigating the influence of hydrostatic recess on a spring-supported tilting pad thrust bearing." *Tribology International*, fevereiro de 2012: v.51, P.25 - 35.
- Ettles, C. "The development of a generalized computer analysis for sector shaped tilting pad thrust bearing." *ASLE Transactions*, maio de 1975: v. 19, P.153 - 163.
- Ettles, C. "Hot oil carry-over in thrust bearings." *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 1970: v. 184, P.75 - 81.
- Ezzat, H.A., Rohde, S.M. "A study of the thermohydrodynamic performance of finite slider bearings." *Transactions of the ASME - Journal of Lubrication Technology*, julho de 1973: v. 95, P. 298 - 307.
- Frene, J., Nicolas, D., Degueurce, B., Berthe, D., Godet, M. *Hydrodynamic Lubrication - Bearings and Thrust Bearings*. Amsterdam: Elsevier, 1997.
- Galvão, M.M. *Análise do Comportamento Operacional de Mancais Axiais Hidrodinâmicos de Sapatas Setoriais Pivotadas*. Dissertação de Mestrado, Itajubá: Universidade Federal de Itajubá, 2006.
- Galvão, M.M., Schwarz, V.A., Chiarello, A.G., Neves, M.T. "Aplicação de um método iterativo para obtenção das temperaturas e demais parâmetros de desempenho de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais pivotadas." *X Simpósio de Mecânica Computacional - SIMMEC*. Belo Horizonte, 2012. P.1 - 16.
- Galvão, M.M., Schwarz, V.A., Menon, G.J. "Análise do desempenho de um mancal axial hidrodinâmico de sapatas setoriais, para diferentes posições de pivotamento." *XI Congresso Ibero-Americano em Engenharia Mecânica - CIBEM*. La Plata-Argentina, 2013. P. 1 - 16.
- Gardner, W.W. "Tilting pad thrust bearings tests - influence of three design variables." In: *Fluid Film Lubrication - Osbourne Reynolds Centenary*, por D. Dowson, C. M. Taylor, M. Godet e D. Berthe, P. 113 - 120. Amsterdam: Elsevier, 1987.
- Gardner, W.W. "Tilting pad thrust bearing tests - influence of pivot location." *Transactions of the ASME - Journal of Tribology*, outubro de 1988: v. 110, P.609 - 613.
- Glavatskikh, S.B. "A method of temperature monitoring in fluid film bearings." *Tribology International*, 2004: v. 37, P.143 - 148.
- Glavatskikh, S.B., DeCamillo, S. "Influence of oil viscosity grade on thrust pad bearing operation." *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part.J - Journal of Engineering Tribology*, 2004: v. 218, P.401 - 412.
- Glavatskikh, S.B., Uusitalo, Ö., Spohn, D.J. "Simultaneous monitoring of oil film thickness and temperature in fluid film bearings." *Tribology International*, 2001: v. 34, P.853 - 857.

- Glavatskikh, S.B. "Steady state performance characteristics of a tilting pad thrust bearing." *Transactions of the ASME - Journal of Tribology*, julho de 2001: v. 123, P.608 - 615.
- Gregory, R.S. "Performance of thrust bearings at high operating speeds." *Transactions of the ASME - Journal of Lubrication Technology*, janeiro de 1974: v. 96, P.7 - 14.
- Hori, Y. *Hydrodynamic Lubrication*. Tóquio: Springer, 2006.
- Kasai, M., Fillon, M., Bouyer, J., Jarny, S. "Influence of lubricants on plain bearing performance: Evaluation of bearing performance with polymer-containing oils." *Tribology International*, 2012: v. 46, P.190 - 199.
- Kim, K.W., Tanaka, M., Hori, Y. "A three-dimensional analysis of thermohydrodynamic performance of sector-shaped, tilting-pad thrust bearings." *Transactions of the ASME - Journal of Lubrication Technology*, julho de 1983: v. 105, P.406 - 412.
- Markin, D., McCarthy, D.M.C., Glavatskikh, S.B. "A FEM approach to simulation of tilting-pad thrust bearing assemblies." *Tribology International*, 2003: v. 36, P.807 - 814.
- Merian, J.L., Kraige, L.G. *Engineering Mechanics Statics*. Nova York: John Wiley & Sons, 2002.
- Michell, A.G.M. "The lubrication of plane surfaces." *Zeitschrift für Mathematik u. Physik*, 1905: v.52, P.123 - 137.
- Mouallem, G.E. *Aplicação do método das diferenças finitas à análise de mancais axiais hidrodinâmicos de sapatas setoriais*. Dissertação de Mestrado, Itajubá: Universidade Federal de Itajubá, 1996.
- Neale, M.J. *The Tribology Handbook*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.
- O'Connor, J.J., Boyd, J. *Standard Handbook of Lubrication Engineering*. Nova York: McGraw-Hill, 1968.
- Pinkus, O. "Solution of the tapered-land sector thrust bearing." *Transactions of the ASME*, outubro de 1958: v. 80, P.1510 - 1516.
- Pinkus, O., Sternlicht, B. *Theory of Hydrodynamic Lubrication*. Nova York: McGraw-Hill, 1961.
- Pinkus, O., Lund, J.W. "Centrifugal effects in thrust bearings and seal under laminar conditions." *Transactions of the ASME - Journal of Lubrication Technology*, janeiro de 1981: v. 103, P.126 - 136.
- Raimondi, A.A., Boyd, J. "Applying bearing theory to the analysis and design of pad-type bearing." *Transactions of the ASME*, abril de 1955: v.77, P.287 - 309.
- Raimondi, A.A., Boyd, J. "A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design." *ASLE Trans.* 1, n. 1 (1958): 159 - 209.
- Reynolds, O. "On the theory of lubrication and its application to Mr Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil." *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 1886: v.177, parte 1, P.157 - 234.
- Schwarz, V.A., Chiarello, A.G., Galvão, M.M. "Experimental evaluation of oil film thickness in a tilting pad hydrodynamic thrust bearing." *18º Congresso Internacional de Engenharia Mecânica - COBEM*. Ouro Preto, 2005. P.1 - 8.
- Schwarz, V.A., Silva, P.F., Dias, J.C., Salles, W.J., Wilkes, J. "Experimental Analysis of Thermal Effects on Tilting Pads Hydrodynamic Thrust Bearing – On the Search for Minimum

Power Loss Conditions.” *IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas - ENCIT*. Caxambu, 2002. P.1 - 11.

Schwarz, V.A., Silva, P.F., Vicente, W.M., Dias, J.C., Kuhn, M.J. “Effects of the Pivot Position and Lubricant Flow Rate on the Behavior of Sector Shaped Tilting Pads Hydrodynamic Thrust Bearings.” *17º Congresso Internacional de Engenharia Mecânica - COBEM*. São Paulo, 2003. P.1 - 9.

Silva, P.F. *Análise preditiva do comportamento operacional de mancais radiais de deslizamento*. Dissertação de Mestrado, Itajubá: Universidade Federal de Itajubá, 1993.

Smith, G.D. *Numerical solution of partial differential equations*. Third edition. Oxford: Clarendon Press, 1989.

Stachowiak, G.W., Batchelor, A.W. *Engineering Tribology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2005.

Swift, H.W. “Theory and experiment applied to journal bearing design.” *Proc. IME of the general discussion on lubrications and lubricants*, 1937: n. 1, P.309 - 316.

Tieu, A.K. “Hydrodynamic thrust bearings: theory and experiment.” *Transactions of the ASME - Journal of Tribology*, julho de 1991: v. 113, P.633 - 638.

Vohr, J.H. “Prediction of the operating temperature of thrust bearings.” *Transactions of the ASME - Journal of Lubrication Technology*, janeiro de 1981: v. 103, P.97 - 106.