

JOÃO GUSTAVO HERMANSON ROSA

INFLUÊNCIA DO COMPORTAMENTO ESTRUTURAL NO ERRO DE  
POSICIONAMENTO DE UMA MÁQUINA DE CINEMÁTICA PARALELA

São Paulo  
2007

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

JOÃO GUSTAVO HERMANSON ROSA

INFLUÊNCIA DO COMPORTAMENTO ESTRUTURAL NO ERRO DE  
POSICIONAMENTO DE UMA MÁQUINA DE CINEMÁTICA PARALELA

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção do  
título de Mestre em Engenharia.

São Paulo  
2007

JOÃO GUSTAVO HERMANSON ROSA

INFLUÊNCIA DO COMPORTAMENTO ESTRUTURAL NO ERRO DE  
POSICIONAMENTO DE UMA MÁQUINA DE CINEMÁTICA PARALELA

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção do  
título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Livre-Docente  
Tarcisio Antonio Hess Coelho

São Paulo  
2007



**Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.**

**São Paulo,      de agosto de 2007.**

**Assinatura do autor \_\_\_\_\_**

**Assinatura do orientador \_\_\_\_\_**

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**Rosa, João Gustavo Hermanson**

**Influência do comportamento estrutural no erro de posicionamento de uma máquina de cinemática paralela / J.G.H. Rosa. - ed.rev. -- São Paulo, 2007.**

**225 p.**

**Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.**

**1.Máquinas de cinemática paralela 2.Rigidez estrutural 3.Erro de posicionamento I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t.**

A Deus e aos meus pais que me mantiveram vivo o que me permitiu chegar até aqui  
com este trabalho. Muito obrigado.

## AGRADECIMENTOS

Ao professor, orientador e amigo Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho pela orientação, apoio e a ajuda pessoal neste trabalho.

À Escola Politécnica da USP, por todas as competências adquiridas ao longo de minha formação que me permitiram elaborar este trabalho, às oportunidades oferecidas e às vitórias tanto almejadas e alcançadas. Que permaneça como instituição da mais alta qualidade na formação de engenheiros no Brasil.

Aos meus pais e todas as outras pessoas que de alguma forma contribuíram para com este trabalho.

O presente trabalho foi realizado com o apoio do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq - Brasil.

## RESUMO

Apesar do esforço despendido pelas comunidades acadêmica e industrial (artigos, patentes e protótipos de laboratório), as Máquinas de Cinemática Paralela - MCPs - ainda apresentam uma participação inexpressiva no mercado de máquinas-ferramentas e robôs. Uma das razões para este fato são os seus baixos índices de acurácia e repetibilidade, em comparação aos das máquinas de usinagem convencionais. Este trabalho apresenta a avaliação dos mapeamentos de flexibilidade e da 1ª frequência natural sobre o posicionamento da peça de trabalho e direções preferenciais de usinagem, dentro do espaço de trabalho disponível de uma máquina-ferramenta de cinemática paralela. Atualmente esta análise tem sido realizada em máquinas de cinemática paralela utilizando-se do princípio dos trabalhos virtuais ou parcialmente envolvendo este método e o método dos elementos finitos com a superposição linear dos resultados de ambos. Este trabalho apresenta análise de flexibilidade, utilizando apenas o método dos elementos finitos, aplicada a uma arquitetura paralela do tipo 2PRS+2PUS, com 4 graus de liberdade (duas translações - Y e Z - e duas rotações -  $\theta_x$  e  $\theta_{YG}$ ), denominada Tetraglide. Em todas as análises feitas o grau de liberdade  $\theta_{YG}$  foi mantido constante,  $\theta_{YG} = 0^\circ$ . Desta forma todas as análises ocorreram sobre o plano YZ. A partir dessa análise de flexibilidade são avaliadas as cargas axiais nas barras, que unem os atuadores à plataforma móvel ao longo do espaço de trabalho, determinando-se onde ocorre flambagem. Após isto, ainda com o método dos elementos finitos, obtém-se a 1ª frequência natural ao longo de cada espaço de trabalho com orientação constante, uma vez que o conhecimento desta frequência é fator importante na avaliação do comportamento estrutural dinâmico de máquinas-ferramentas. Após estas análises, analisam-se parâmetros estruturais em análises de sensibilidade visando maximizar a menor 1ª frequência natural observada em cada espaço de trabalho com orientação constante.

Palavras-chave: Máquinas de cinemática paralela. Rigidez estrutural. Erro de posicionamento.

## ABSTRACT

In spite of the effort spent by the academic and industrial communities (goods, patents and laboratory prototypes), the Parallel Kinematics Machines - PKMs - they still present an inexpressive participation in the market of machine-tools and robots. One of the reasons for this fact is their low indexes of accuracy and precision, in comparison with the machines of conventional milling. This work presents the evaluation of the compliance mapping (kinetostatic analysis) and natural frequency about the positioning of the work piece and milling preferential directions, inside the available workspace of a parallel kinematics machine tool. At present this analysis has been accomplished in parallel kinematics machine using the virtual work principle or partially involving this method and the finite element method, with the overlap of the results of both. This work presents a compliance analysis just using the finite element method in parallel kinematics machine of type 2PRS+2PUS with 4 degrees of freedom (two moves - Y and Z - and two rotations -  $\theta_x$  e  $\theta_{YG}$ ), denominated Tetraglide. In all of the done analyses the degree of freedom  $\theta_{YG}$  was maintained constant,  $\theta_{YG} = 0^\circ$ . This way all of the analyses occurred on the plan YZ. Starting from the compliance analysis the axial loads are evaluated in the bars, which connect the actuators to the movable platform along the workspace, determining where the buckling occurs. After this, with the finite element method, 1<sup>st</sup> natural frequency is obtained along each constant-orientation workspace, once the knowledge of this frequency is important factor in the evaluation of the dynamic structural behavior of machine-tools. After these analyses, structural parameters are analyzed in sensibility analyses seeking to maximize to smallest 1<sup>st</sup> natural frequency observed in each constant-orientation workspace.

Keywords: Parallel kinematics machines. Structural rigidity. Positioning error.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Diagrama cinemático de um mecanismo paralelo e suas partes.....	2
Figura 2 - Cadeias cinemáticas: (a) aberta e (b) fechada.....	2
Figura 3 - Mecanismos (a) paralelo e (b) serial.....	3
Figura 4 - Máquinas-ferramenta: (a) "Variax" e (b) "Hexapod".....	4
Figura 5 - Protótipo construído.....	22
Figura 6 - Modelo de CAD do mecanismo paralelo.....	23
Figura 7 - Protótipo montado da máquina de cinemática paralela $2\underline{P}RS+2\underline{P}US$ .....	25
Figura 8 - (a) Modelo do mecanismo paralelo feito em CAD e (b) diagrama cinemático.....	25
Figura 9 - Coordenadas e parâmetros do mecanismo paralelo.....	26
Figura 10 - 1º modo de vibrar a 2,767 Hz com 27 nós.....	35
Figura 11 - 2º modo de vibrar a 6,109 Hz com 27 nós.....	35
Figura 12 - 3º modo de vibrar a 12,873 Hz com 27 nós.....	36
Figura 13 - 1º modo de vibrar a 2,766 Hz com 37 nós.....	36
Figura 14 - 2º modo de vibrar a 6,108 Hz com 37 nós.....	37
Figura 15 - 3º modo de vibrar a 12,826 Hz com 37 nós.....	37
Figura 16 - 1º modo de vibrar a 2,766 Hz com 49 nós.....	38
Figura 17 - 2º modo de vibrar a 6,108 Hz com 49 nós.....	38
Figura 18 - 3º modo de vibrar a 12,826 Hz com 49 nós.....	39
Figura 19 - Estrutura com 49 nós utilizada na análise da flexibilidade.....	41
Figura 20 - Espaço de trabalho total.....	46
Figura 21 - Espaço de trabalho com orientação constante de $-81^\circ$ .....	46
Figura 22 - Espaço de trabalho com orientação constante de $-72^\circ$ .....	47
Figura 23 - Espaço de trabalho com orientação constante de $-63^\circ$ .....	47
Figura 24 - Espaço de trabalho com orientação constante de $-54^\circ$ .....	48
Figura 25 - Espaço de trabalho com orientação constante de $-45^\circ$ .....	48
Figura 26 - Espaço de trabalho com orientação constante de $-36^\circ$ .....	49
Figura 27 - Espaço de trabalho com orientação constante de $-27^\circ$ .....	49
Figura 28 - Espaço de trabalho com orientação constante de $-18^\circ$ .....	50
Figura 29 - Espaço de trabalho com orientação constante de $-9^\circ$ .....	50

Figura 30 - Espaço de trabalho com orientação constante de $0^\circ$ .....	51
Figura 31 - Espaço de trabalho com orientação constante de $9^\circ$ .....	51
Figura 32 - Espaço de trabalho com orientação constante de $18^\circ$ .....	52
Figura 33 - Espaço de trabalho com orientação constante de $27^\circ$ .....	52
Figura 34 - Espaço de trabalho com orientação constante de $36^\circ$ .....	53
Figura 35 - Espaço de trabalho com orientação constante de $45^\circ$ .....	53
Figura 36 - Áreas dos espaços de trabalho com orientação constante.....	54
Figura 37 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	55
Figura 38 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ...	55
Figura 39 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	56
Figura 40 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ...	56
Figura 41 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	57
Figura 42 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ , $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ...	57
Figura 43 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	58
Figura 44 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ....	58
Figura 45 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	59
Figura 46 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ....	59
Figura 47 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	60
Figura 48 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ , $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ....	60
Figura 49 - Flexibilidade máxima em $Y$ (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	61
Figura 50 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $Y$ com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ....	61
Figura 51 - Flexibilidade máxima em $Y$ (mm/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	62
Figura 52 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $Y$ com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ....	62
Figura 53 - Flexibilidade máxima em $Y$ (mm/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	63
Figura 54 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $Y$ , $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ....	63
Figura 55 - Flexibilidade mínima em $Y$ (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	64
Figura 56 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $Y$ com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ....	64
Figura 57 - Flexibilidade mínima em $Y$ (mm/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	65
Figura 58 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $Y$ com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ....	65
Figura 59 - Flexibilidade mínima em $Y$ (mm/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	66
Figura 60 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $Y$ , $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ ....	66
Figura 61 - Flexibilidade máxima em $Z$ (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	67

Figura 62 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	67
Figura 63 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	68
Figura 64 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	68
Figura 65 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	69
Figura 66 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z, $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	69
Figura 67 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	70
Figura 68 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	70
Figura 69 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	71
Figura 70 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	71
Figura 71 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	72
Figura 72 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z, $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-18^\circ$ .....	72
Figura 73 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	73
Figura 74 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	73
Figura 75 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	74
Figura 76 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	74
Figura 77 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	75
Figura 78 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ , $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	75
Figura 79 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	76
Figura 80 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	76
Figura 81 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	77
Figura 82 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	77
Figura 83 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	78
Figura 84 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ , $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	78
Figura 85 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	79
Figura 86 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	79
Figura 87 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	80
Figura 88 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	80
Figura 89 - Flexibilidade máxima em Y (mm/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	81
Figura 90 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y, $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	81
Figura 91 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	82
Figura 92 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	82
Figura 93 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	83



Figura 94 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com $F_z=1N$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	83
Figura 95 - Flexibilidade mínima em Y (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	84
Figura 96 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	84
Figura 97 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	85
Figura 98 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_y=1N$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	85
Figura 99 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	86
Figura 100 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_z=1N$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	86
Figura 101 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	87
Figura 102 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	87
Figura 103 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	88
Figura 104 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_y=1N$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	88
Figura 105 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	89
Figura 106 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_z=1N$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	89
Figura 107 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	90
Figura 108 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=-9^\circ$ .....	90
Figura 109 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	91
Figura 110 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_y=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	91
Figura 111 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	92
Figura 112 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_z=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	92
Figura 113 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	93
Figura 114 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ , $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	93
Figura 115 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	94
Figura 116 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_y=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	94
Figura 117 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	95
Figura 118 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_z=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	95
Figura 119 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	96
Figura 120 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ , $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	96
Figura 121 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	97
Figura 122 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com $F_y=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	97
Figura 123 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	98
Figura 124 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com $F_z=1N$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	98
Figura 125 - Flexibilidade máxima em Y (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	99

Figura 126 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y, $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	99
Figura 127 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	100
Figura 128 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ ....	100
Figura 129 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	101
Figura 130 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ ....	101
Figura 131 - Flexibilidade mínima em Y (mm/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	102
Figura 132 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y, $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=0^\circ$ ....	102
Figura 133 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	103
Figura 134 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ ....	103
Figura 135 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	104
Figura 136 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ ....	104
Figura 137 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	105
Figura 138 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z, $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=0^\circ$ ....	105
Figura 139 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	106
Figura 140 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ ....	106
Figura 141 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	107
Figura 142 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=0^\circ$ ....	107
Figura 143 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=0^\circ$ .....	108
Figura 144 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z, $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=0^\circ$ ....	108
Figura 145 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	109
Figura 146 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=9^\circ$ ...109	109
Figura 147 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	110
Figura 148 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=9^\circ$ ...110	110
Figura 149 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	111
Figura 150 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ , $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=9^\circ$ ...111	111
Figura 151 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	112
Figura 152 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=9^\circ$ ... 112	112
Figura 153 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	113
Figura 154 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_z=1\text{N}$ e $\theta_G=9^\circ$ ... 113	113
Figura 155 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	114
Figura 156 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ , $M_x=1\text{Nmm}$ e $\theta_G=9^\circ$ ... 114	114
Figura 157 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com $F_y=1\text{N}$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	115

Figura 158 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com $F_y=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	115
Figura 159 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	116
Figura 160 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com $F_z=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	116
Figura 161 - Flexibilidade máxima em Y (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	117
Figura 162 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	117
Figura 163 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	118
Figura 164 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com $F_y=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	118
Figura 165 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	119
Figura 166 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com $F_z=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	119
Figura 167 - Flexibilidade mínima em Y (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	120
Figura 168 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	120
Figura 169 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	121
Figura 170 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_y=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	121
Figura 171 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	122
Figura 172 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_z=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	122
Figura 173 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	123
Figura 174 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	123
Figura 175 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	124
Figura 176 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_y=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	124
Figura 177 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	125
Figura 178 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_z=1N$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	125
Figura 179 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=9^\circ$ .....	126
Figura 180 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=9^\circ$ ....	126
Figura 181 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	127
Figura 182 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .	127
Figura 183 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	128
Figura 184 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .	128
Figura 185 - Flexibilidade máxima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ ....	129
Figura 186 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em $\theta_x$ , $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ .	129
Figura 187 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	130
Figura 188 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .	130
Figura 189 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	131

Figura 190 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .	131
Figura 191 - Flexibilidade mínima em $\theta_x$ (rad/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	132
Figura 192 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em $\theta_x$ , $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ .	132
Figura 193 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	133
Figura 194 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ ..	133
Figura 195 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	134
Figura 196 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ ..	134
Figura 197 - Flexibilidade máxima em Y (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	135
Figura 198 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ ..	135
Figura 199 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	136
Figura 200 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ ..	136
Figura 201 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	137
Figura 202 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ ..	137
Figura 203 - Flexibilidade mínima em Y (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	138
Figura 204 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ ..	138
Figura 205 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	139
Figura 206 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ ..	139
Figura 207 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	140
Figura 208 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ ..	140
Figura 209 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	141
Figura 210 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ ..	141
Figura 211 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	142
Figura 212 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_y=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ ...	142
Figura 213 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	143
Figura 214 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com $F_z=1N$ e $\theta_G=18^\circ$ ...	143
Figura 215 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ .....	144
Figura 216 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z, $M_x=1Nmm$ e $\theta_G=18^\circ$ ...	144
Figura 217 - Distribuição da 1ª freqüência natural com $\theta_G = -18^\circ$ .....	145
Figura 218 - Curvas de nível da 1ª freqüência natural com $\theta_G = -18^\circ$ .....	146
Figura 219 - Distribuição da 1ª freqüência natural com $\theta_G = -9^\circ$ .....	146
Figura 220 - Curvas de nível da 1ª freqüência natural com $\theta_G = -9^\circ$ .....	147
Figura 221 - Distribuição da 1ª freqüência natural com $\theta_G = 0^\circ$ .....	147

Figura 222 - Curvas de nível da 1ª frequência natural com $\theta_G = 0^\circ$ .....	148
Figura 223 - Distribuição da 1ª frequência natural com $\theta_G = 9^\circ$ .....	148
Figura 224 - Curvas de nível da 1ª frequência natural com $\theta_G = 9^\circ$ .....	149
Figura 225 - Distribuição da 1ª frequência natural com $\theta_G = 18^\circ$ .....	149
Figura 226 - Curvas de nível da 1ª frequência natural com $\theta_G = 18^\circ$ .....	150
Figura 227 - Seção transversal tubular proposta para a plataforma móvel.....	155
Figura 228 - Sensibilidade com o $\phi_{FUSOS}$ com $\theta_G = -18^\circ$ .....	156
Figura 229 - Sensibilidade com o $\phi_{FUSOS}$ com $\theta_G = -9^\circ$ .....	156
Figura 230 - Sensibilidade com o $\phi_{FUSOS}$ com $\theta_G = 0^\circ$ .....	157
Figura 231 - Sensibilidade com o $\phi_{FUSOS}$ com $\theta_G = 9^\circ$ .....	157
Figura 232 - Sensibilidade com o $\phi_{FUSOS}$ com $\theta_G = 18^\circ$ .....	158
Figura 233 - Sensibilidade com o $\phi_{TRELICAS}$ com $\theta_G = -18^\circ$ .....	158
Figura 234 - Sensibilidade com o $\phi_{TRELICAS}$ com $\theta_G = -9^\circ$ .....	159
Figura 235 - Sensibilidade com o $\phi_{TRELICAS}$ com $\theta_G = 0^\circ$ .....	159
Figura 236 - Sensibilidade com o $\phi_{TRELICAS}$ com $\theta_G = 9^\circ$ .....	160
Figura 237 - Sensibilidade com o $\phi_{TRELICAS}$ com $\theta_G = 18^\circ$ .....	160
Figura 238 - Sensibilidade com Hmesa com $\theta_G = -18^\circ$ .....	161
Figura 239 - Sensibilidade com Hmesa com $\theta_G = -9^\circ$ .....	161
Figura 240 - Sensibilidade com Hmesa com $\theta_G = 0^\circ$ .....	162
Figura 241 - Sensibilidade com Hmesa com $\theta_G = 9^\circ$ .....	162
Figura 242 - Sensibilidade com Hmesa com $\theta_G = 18^\circ$ .....	163

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Análise de convergência feita no Matlab e no ANSYS, valores em Hz....	34
Tabela 2 - Áreas selecionadas para a operação da máquina-ferramenta.....	44
Tabela 3 - Resumo da análise de flexibilidade com $F_y=1N$ .....	151
Tabela 4 - Resumo da análise de flexibilidade com $F_z=1N$ .....	152
Tabela 5 - Resumo da análise de flexibilidade com $M_x=1Nmm$ .....	153
Tabela 6 - Resumo da análise modal.....	154
Tabela 7 - Resumo da análise de sensibilidade para o $\phi_{FUSOS}$ .....	164
Tabela 8 - Resumo da análise de sensibilidade para o $\phi_{TRELIÇAS}$ .....	164
Tabela 9 - Resumo da análise de sensibilidade para o Hmesa.....	165
Tabela 10 - Resumo global das análises de sensibilidade.....	165
Tabela 11 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade do Hmesa com $F_y=1N$ .....	167
Tabela 12 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade do Hmesa com $F_z=1N$ .....	168
Tabela 13 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade do Hmesa com $M_x=1Nmm$ .....	169
Tabela 14 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade global com $F_y=1N$ .....	170
Tabela 15 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade global com $F_z=1N$ .....	171
Tabela 16 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade global com $M_x=1Nmm$ .....	172
Tabela 17 - Resumo da análise de sensibilidade (inox) para o $\phi_{FUSOS}$ .....	173
Tabela 18 - Resumo da análise de sensibilidade (inox) para o $\phi_{TRELIÇAS}$ .....	174
Tabela 19 - Resumo da análise de sensibilidade (inox) para o Hmesa.....	174
Tabela 20 - Resumo global das análises de sensibilidade (inox).....	175
Tabela 21 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) do Hmesa com $F_y=1N$ .....	176
Tabela 22 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) do Hmesa com $F_z=1N$ .....	177

Tabela 23 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) do Hmesa com $M_x=1\text{Nmm}$ .....	178
Tabela 24 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) global com $F_y=1\text{N}$ .....	179
Tabela 25 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) global com $F_z=1\text{N}$ .....	180
Tabela 26 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) global com $M_x=1\text{Nmm}$ .....	181
Tabela 27 - Resumo da análise de sensibilidade (fibra de carbono) para o $\phi_{\text{FUSOS}}$	182
Tabela 28 - Resumo da análise de sensibilidade (fibra de carbono) para o $\phi_{\text{TRELIÇAS}}$ .....	183
Tabela 29 - Resumo da análise de sensibilidade (fibra de carbono) para o Hmesa	183
Tabela 30 - Resumo global das análises de sensibilidade (fibra de carbono).....	184
Tabela 31 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) do Hmesa com $F_y=1\text{N}$ .....	185
Tabela 32 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) do Hmesa com $F_z=1\text{N}$ .....	186
Tabela 33 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) do Hmesa com $M_x=1\text{Nmm}$ .....	187
Tabela 34 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) global com $F_y=1\text{N}$ .....	188
Tabela 35 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) global com $F_z=1\text{N}$ .....	189
Tabela 36 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) global com $M_x=1\text{Nmm}$ .....	190

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABB	Asea Brown Boveri Ltd.
CAD	Computer Aided Drafting
CAM	Computer Aided Manufacturing
CD	Compact Disc
CGT	Cartesian-Guided Tripod
GDL	Graus de Liberdade
ISO	International Organization for Standardization
MCP	Máquina de Cinemática Paralela
min	minuto
PC	Personal Computer
PKM	Parallel Kinematics Machine
RAM	Random Access Memory



## LISTA DE SÍMBOLOS

$^{\circ}$	grau
kg	quilograma
mm	milímetro
Y	eixo horizontal do sistema de coordenadas global da Tetraglide
Z	eixo vertical do sistema de coordenadas global da Tetraglide
X	eixo perpendicular ao plano definido pelos eixos Y e Z da Tetraglide com sentido positivo para fora do plano do papel
$\theta_x$	grau de liberdade correspondente à rotação em torno do eixo X da Tetraglide
$\theta_{YG}$	grau de liberdade correspondente à rotação em torno do eixo longitudinal da plataforma móvel da Tetraglide
x,y,z	eixos de coordenadas da Ortoglide
Z	eixo de coordenada da Urane SX
J	matriz jacobiano de velocidades
$X_c$	coordenada dependente de $\theta_x$ e $\theta_y$ da tripod
$Y_c$	coordenada dependente de $\theta_x$ e $\theta_y$ da tripod
$\theta_z$	coordenada dependente de $\theta_x$ e $\theta_y$ da tripod
$\theta_x$	coordenada dependente de $Z_c$ da tripod
$\theta_y$	coordenada dependente de $Z_c$ da tripod
$\theta_0$	orientação constante da Cartesian-Guided Tripod
P	junta prismática, permite a translação em uma direção
U	junta universal, permite a rotação em torno de cada um de dois eixos perpendiculares entre si
S	junta esférica, permite a rotação em torno de cada um de três eixos perpendiculares entre si
m	metro
g	aceleração da gravidade da Terra
El	elasticidade de um mecanismo de atuação remota
n	taxa de alavanca de um mecanismo de atuação remota
k	elasticidade da entrada do manipulador

x,y,θ,z	os quatro graus de liberdade de um manipulador
R	junta de rotação, permite a rotação em torno de um eixo
(Y <sub>G</sub> ;Z <sub>G</sub> )	coordenada imposta na cinemática inversa da Tetraglide
N	Newton, unidade de força do Sistema Internacional de unidades
Nmm	unidade de torque utilizada nas análises da Tetraglide
rad	unidade de medida de ângulo
%	porcentagem
YG	eixo horizontal do sistema de coordenadas local solidário à plataforma móvel
kW	múltiplo do watt equivalente a mil watts
V	unidade de medida de diferença de potencial elétrico do Sistema Internacional definida como a diferença de potencial entre dois pontos de um condutor percorrido por uma corrente elétrica constante de um ampere, quando a potência dissipada entre os dois pontos é igual a 1 watt
MB	múltiplo do byte que vale mil quilobytes, alguns aplicativos consideram que o megabyte vale 1.024 quilobytes
MHz	Megahertz ( $10^6\text{Hz}$ ou $10^6\text{s}^{-1}$ , s - segundos)
Hz	Hertz, unidade de frequência no sistema internacional de unidades (SI), equivalente à frequência de um fenômeno periódico cujo período tem a duração de um segundo
GB	Gigabyte
θ <sub>G</sub>	inclinação da plataforma móvel da Tetraglide em coordenadas globais
G	origem do sistema de coordenadas locais solidário à mesa da Tetraglide
P <sub>1</sub>	Ponto 1 em coordenadas globais
P <sub>2</sub>	Ponto 2 em coordenadas globais
P <sub>3</sub>	Ponto 3 em coordenadas globais
P <sub>4</sub>	Ponto 4 em coordenadas globais
P <sub>5</sub>	Ponto 5 em coordenadas globais
P <sub>6</sub>	Ponto 6 em coordenadas globais
P <sub>7</sub>	Ponto 7 em coordenadas globais
P <sub>8</sub>	Ponto 8 em coordenadas globais
L <sub>1</sub>	comprimento da barra biarticulada 1
L <sub>2</sub>	comprimento da barra biarticulada 2

$L_3$	comprimento da barra biarticulada 3
$\theta_1$	inclinação da barra biarticulada 1
$\theta_2$	inclinação da barra biarticulada 2
$\theta_3$	inclinação da barra biarticulada 3
$d_1$	abscissa do atuador 1 em coordenadas globais
$h_1$	ordenada do atuador 1 em coordenadas globais, incógnita na cinemática
$d_2$	abscissa do atuador 2 em coordenadas globais
$h_2$	ordenada do atuador 2 em coordenadas globais, incógnita na cinemática
$d_3$	abscissa do atuador 3 em coordenadas globais
$h_3$	ordenada do atuador 3 em coordenadas globais, incógnita na cinemática
$y_4$	abscissa do ponto 4 da Tetraglide em coordenadas locais
$z_4$	ordenada do ponto 4 da Tetraglide em coordenadas locais
$y_6$	abscissa do ponto 6 da Tetraglide em coordenadas locais
$z_6$	ordenada do ponto 6 da Tetraglide em coordenadas locais
$y_8$	abscissa do ponto 8 da Tetraglide em coordenadas locais
$z_8$	ordenada do ponto 8 da Tetraglide em coordenadas locais
$Y_i$	abscissa do ponto $i$ que pode ser 4 ou 6 ou 8 em coordenadas globais
cos	função trigonométrica cosseno
sen	função trigonométrica seno
$y_i$	abscissa do ponto $i$ que pode ser 4 ou 6 ou 8 em coordenadas locais
$Z_i$	ordenada do ponto $i$ que pode ser 4 ou 6 ou 8 em coordenadas globais
$z_i$	ordenada do ponto $i$ que pode ser 4 ou 6 ou 8 em coordenadas locais
$h_j$	ordenada do atuador $j$ que pode ser 1 ou 2 ou 3 em coordenadas globais
$L_j$	comprimento da barra biarticulada $j$ que pode ser 1 ou 2 ou 3
GHz	Gigahertz ( $10^9\text{Hz}$ ou $10^9\text{s}^{-1}$ )
[K]	matriz de rigidez do elemento finito em coordenadas globais
$K_1$	rigidez ( $\Delta D^{-1}$ ) do elemento de junta de rotação à translação no plano YZ
$K_2$	rigidez do elemento de junta de rotação à translação na direção do eixo X
$K_3$	rigidez à rotação em torno dos eixos Y e Z
$K_p$	rigidez à rotação do eixo do pino da junta de rotação quando está travado
$\Delta D$	variação do diâmetro do pino da junta de rotação
$p$	carga de compressão (na direção radial) sobre o pino, dividida pelo seu comprimento

$\nu$	coeficiente de Poisson do material
$E$	módulo de elasticidade do elemento finito
$\ln$	logaritmo neperiano
$D$	diâmetro do pino da junta de rotação
$b$	valor igual a $1,6(\rho K_D C_E)^{0,5}$ com $K_D = D(D+1)$ e $C_E = 2((1-\nu^2)/E)$
$P$	carga de compressão na direção radial sobre o pino
$L$	comprimento do elemento finito
$K_D$	valor igual a $D(D+1)$
$C_E$	valor igual a $2((1-\nu^2)/E)$
$[M]$	matriz de massa do elemento finito em coordenadas globais
$M$	massa total do pino da junta de rotação
$I_m$	momento de inércia mássico total
$[k]$	matriz de rigidez do elemento finito em coordenadas locais
$A$	área da seção transversal do elemento finito
$\theta$	inclinação de um elemento finito
$[m]$	matriz de massa consistente do elemento finito de treliça em coordenadas locais
$\rho$	massa específica do material do elemento finito
$\varepsilon^{in}$	deformação inicial do elemento finito
$[R]$	matriz de rotação do elemento finito
$[R]^T$	transposta da matriz de rotação do elemento finito
$I$	momento de inércia da seção transversal em relação ao eixo central-principal $X$ da seção que é perpendicular ao plano $YZ$
$\Phi$	fator relativo às deformações por cisalhamento, igual a $12EI/GA_S L^2$
$G_c$	módulo de cisalhamento do material do elemento finito de viga
$A_s$	área efetiva da seção transversal no cisalhamento
$[m_e]$	matriz de massa consistente do elemento finito de viga em coordenadas locais
$m_a$	massa adicionada por unidade de comprimento no elemento finito de viga
$r$	raio de giração, igual a $(I/A)^{0,5}$
$GPa$	Gigapascal ou $10^9 Pa$ , $1 Pa$ equivale a $1 N/m^2$
$g/cc$	unidade de massa específica do material, gramas por centímetro cúbico
$l2$	comprimento de elemento finito que é alterado na análise de convergência

$\Delta 2$	distância da articulação em $P_2$ até o topo do fuso
$l3$	comprimento de elemento finito que é alterado na análise de convergência
$\Delta 3$	distância da articulação em $P_3$ até o topo do fuso
$R_a$	raio da seção transversal de um elemento circular maciço
$B$	base de uma seção transversal retangular
$H$	altura de uma seção transversal retangular
$T$	espessura da parede de um elemento tubular com seção transversal retangular
$F_y$	força de 1N aplicada no sentido positivo do eixo Y na análise da flexibilidade
$F_z$	força de 1N aplicada no sentido positivo do eixo Z na análise da flexibilidade
$M_x$	momento de 1Nmm aplicado no sentido positivo do eixo X na análise da flexibilidade
$\{U\}$	vetor dos deslocamentos observados na estrutura da Tetraglide
$[K_G]^{-1}$	inversa da matriz de rigidez global da Tetraglide em uma coordenada válida ( $Y_G; Z_G; \theta_G$ )
$\{F\}$	vetor de esforço unitário aplicado na estrutura da Tetraglide
$P_{cr}$	carga crítica para que ocorra flambagem em uma barra biarticulada
$[K_G]$	matriz de rigidez global da Tetraglide em uma coordenada válida ( $Y_G; Z_G; \theta_G$ )
$[M_G]$	matriz de massa global da Tetraglide em uma coordenada válida ( $Y_G; Z_G; \theta_G$ )
$\{U(t)\}$	vetor de posição em função do tempo
$\{\ddot{U}(t)\}$	2ª derivada em relação ao tempo do vetor de posição em função do tempo
$U(t)$	posição em função do tempo, igual a $U_0 \text{sen}(wt)$
$U_0$	amplitude da função senoidal de posição
$w$	freqüência natural da estrutura da Tetraglide em rad/s
$t$	tempo em segundos
$eig()$	função do Matlab usada para obter autovalores e autovetores
$convhull()$	função do Matlab usada para obter a área sobre um conjunto de pontos
$\text{mm}^2$	milímetros quadrados, unidade de medida de área
$\Delta Y_{\text{mín}}$	menor deslocamento, em valor absoluto, na direção do eixo Y em mm

$\Delta Z_{\text{mín}}$	menor deslocamento, em valor absoluto, na direção do eixo Z em mm
$\Delta \theta_{\text{xmín}}$	menor rotação, em valor absoluto, ao redor do eixo X em rad
$\Delta Y_{\text{máx}}$	maior deslocamento, em valor absoluto, na direção do eixo Y em mm
$\Delta Z_{\text{máx}}$	maior deslocamento, em valor absoluto, na direção do eixo Z em mm
$\Delta \theta_{\text{xmáx}}$	maior rotação, em valor absoluto, ao redor do eixo X em rad
1° Harm.	1ª frequência natural mínima (mín) ou máxima (máx) de acordo na tabela
Hmesa	altura variável da seção transversal tubular com duas nervuras proposta para a plataforma móvel na análise de sensibilidade de parâmetros estruturais
e	espessura em mm das laterais esquerda e direita da seção transversal tubular com duas nervuras proposta para a plataforma móvel na análise de sensibilidade de parâmetros estruturais
$\phi$	diâmetro
F	frequência natural da Tetraglide em Hz
$\phi_{\text{FUSOS}}$	diâmetro dos fusos de potência alterado na análise de sensibilidade
$\phi_{\text{ext}}$	diâmetro externo dos elementos de treliça alterado na análise de sensibilidade
$\phi_{\text{int}}$	diâmetro interno dos elementos de treliça alterado na análise de sensibilidade
$\phi_{\text{TRELIÇAS}}$	refere-se aos diâmetros externo e interno dos elementos de treliça quando não for especificado um destes
10° Harm.	10ª frequência natural mínima (mín) ou máxima (máx) de acordo na tabela

## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO DA LITERATURA.....	9
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	19
<b>3.1 Histórico da Tetraglide.....</b>	<b>20</b>
<b>3.2 Topologia.....</b>	<b>24</b>
<b>3.3 Determinação dos espaços de trabalho total e com orientação     constante.....</b>	<b>26</b>
<b>3.4 Análise de convergência.....</b>	<b>28</b>
<b>3.5 Análise da flexibilidade com o método dos elementos finitos.....</b>	<b>39</b>
<b>3.6 Determinação da carga de flambagem nas barras que ligam os     atuadores à plataforma móvel.....</b>	<b>41</b>
<b>3.7 Determinação da primeira freqüência natural da estrutura.....</b>	<b>42</b>
<b>3.8 Seleção de áreas livres de singularidades.....</b>	<b>43</b>
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	45
<b>4.1 Espaços de trabalho total e com orientação constante.....</b>	<b>45</b>
<b>4.2 Apresentação das distribuições de flexibilidade nos espaços de     trabalho com orientação constante.....</b>	<b>54</b>
<b>4.3 Apresentação das distribuições da 1ª freqüência natural nos espaços     de trabalho com orientação constante.....</b>	<b>145</b>
<b>4.4 Resumo dos dados obtidos nas análises de flexibilidade e modal.....</b>	<b>150</b>
<b>4.5 Análise de sensibilidade de parâmetros estruturais.....</b>	<b>154</b>
5 CONCLUSÕES.....	192
<b>5.1 Sugestões de trabalhos futuros.....</b>	<b>192</b>
REFERÊNCIAS.....	193
ANEXO A – CD com os resultados da análise sobre a Tetraglide.....	200

# 1 INTRODUÇÃO

Um mecanismo paralelo pode ser definido como um mecanismo de cadeia fechada em que o órgão terminal (plataforma móvel) esteja conectado a uma base fixa por meio de pelo menos duas cadeias cinemáticas independentes (MERLET, 2000). Alguns autores costumam atribuir a estas cadeias cinemáticas a denominação de membros (“limbs”) como Tsai (1999) ou pernas (“legs”) como Di Gregorio e Parenti-Castelli (2001).

Diante da definição anterior, fazem-se necessários alguns esclarecimentos quanto aos termos empregados. Entende-se por cadeia cinemática o sistema mecânico composto de peças ou segmentos (“links”) conectados por juntas ou pares cinemáticos. Uma junta é responsável pela definição do movimento relativo entre duas peças por ela vinculadas. Desta forma, a caracterização de um determinado tipo de junta está intimamente associada ao número de graus de liberdade que ela permite ou restringe. Uma cadeia é dita fechada (figura 2.b) se as suas duas extremidades encontram-se unidas. Quando as duas extremidades da cadeia estão separadas (figura 2.a), a cadeia é denominada aberta. Duas cadeias são dependentes quando o movimento de uma cadeia é determinado pelo da outra. Por outro lado, consideram-se duas cadeias como independentes, no caso em que o movimento de uma cadeia não é afetado pelo movimento da outra.

O adjetivo paralelo (figura 1) refere-se à forma de atuação ou acionamento do mecanismo. Tal qualificativo existe em contraposição ao termo serial, que corresponde à arquitetura predominante de robôs e máquinas-ferramenta industriais.



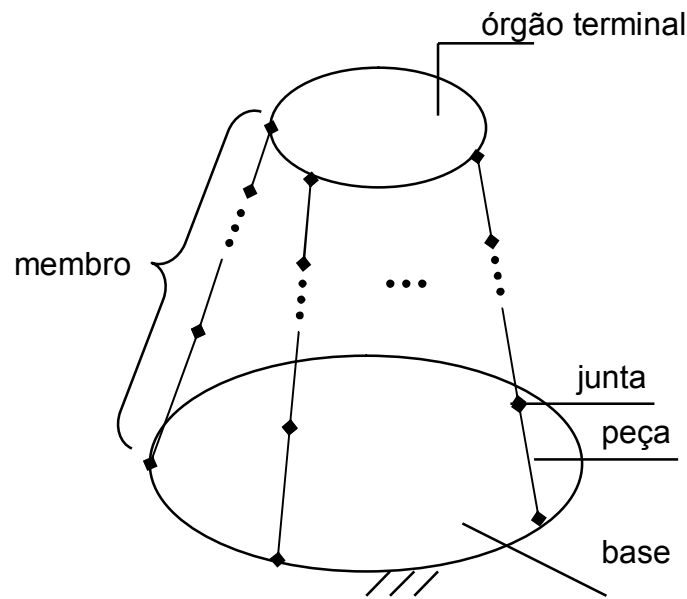


Figura 1 - Diagrama cinemático de um mecanismo paralelo e suas partes.

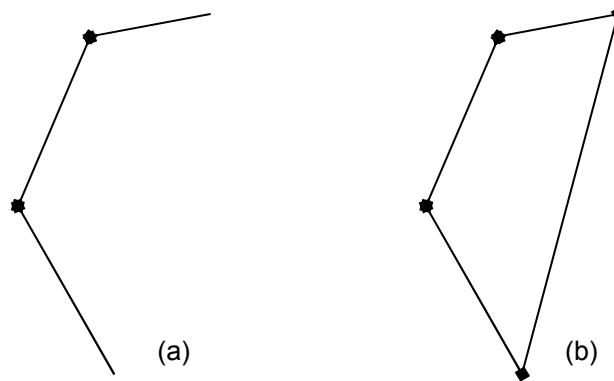


Figura 2 - Cadeias cinemáticas: (a) aberta e (b) fechada.

Tradicionalmente, os mecanismos ditos paralelos são empregados como simuladores de vôo para treinamento de pilotos ou entretenimento em centros de lazer. Recentemente, estes sistemas mecânicos têm despertado grande interesse nas comunidades acadêmica e industrial devido às suas aplicações potenciais como manipuladores robóticos e máquinas-ferramentas.

O manipulador Delta (CLAVEL, 1990), comercializado pela ABB com o nome de “flex picker” (ABB, 2007) e apresentado na figura 3.a, possui quatro graus de liberdade, sendo três de translação e um de rotação. Enquanto os movimentos de translação são obtidos através da movimentação de três cadeias ativas periféricas, orientadas a  $120^\circ$  uma da outra, a rotação do órgão terminal é obtida através de uma cadeia cinemática central. É empregado na seleção e manipulação de pequenos objetos com massa de até 1 kg, podendo executar até 150 operações por minuto.

Enquanto que o robô serial industrial para baixas cargas comercializado pela KUKA com o nome de “KR 16” (KUKA ROBOTER GMBH, 2007) apresenta-se na figura 3.b. O “KR 16” possui 6 eixos e repetibilidade de  $\pm 0,1\text{mm}$ .



Figura 3 - Mecanismos (a) paralelo e (b) serial.

Com clara inspiração no robô Delta, Company e Pierrot (1999) propuseram uma família de estruturas cinemáticas alternativas, denominadas H4, em que os três graus de liberdade de translação e um de rotação fossem alcançados pela movimentação simultânea de quatro cadeias ativas periféricas. Com relação à aplicação de mecanismos paralelos como máquinas-ferramenta, dois importantes exemplos são a Variax (figura 4.a) e a Hexapod (figura 4.b).

A máquina Variax (KHOL, 1994), fabricada pela Giddings & Lewis, consiste de uma plataforma sustentada por 6 membros de comprimento variável que, por sua vez estão conectados a uma base fixa. A plataforma contém a ferramenta de corte acoplada ao seu próprio conjunto moto-redutor. Construtivamente, os 6 membros são fusos de esferas recirculantes que se movimentam pela ação de 6 atuadores independentes. A peça a ser usinada encontra-se fixa à base. A sua configuração geométrica não necessita de uma estrutura adicional que sustente e guie suas partes móveis como ocorre em máquinas convencionais.

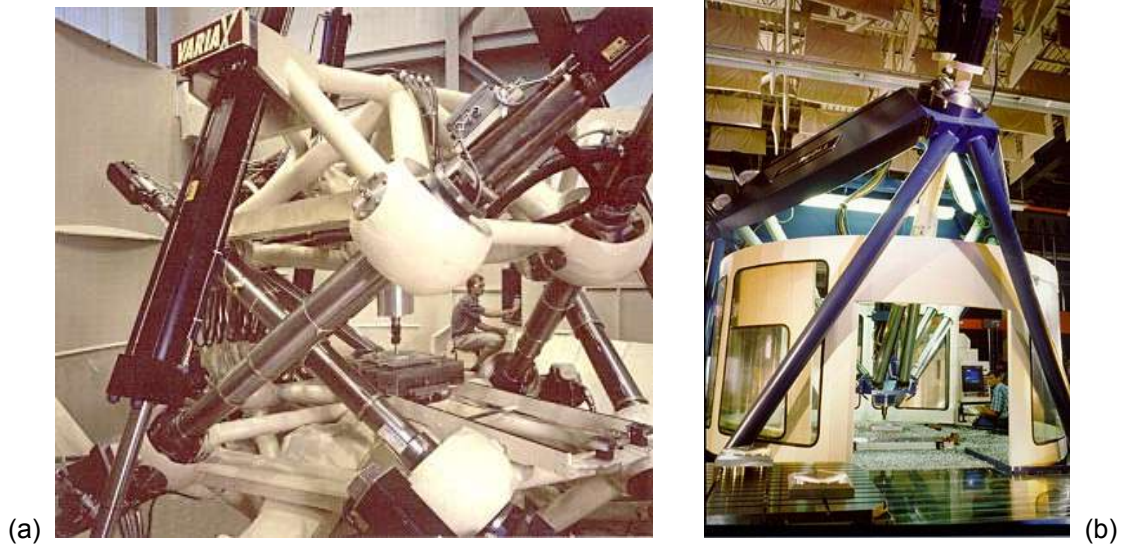


Figura 4 - Máquinas-ferramenta: (a) "Variax" e (b) "Hexapod".

Diferentemente da Variax, a Hexapod da Ingersoll (WECK; SCHUMACHER, 1998) apresenta uma estrutura invertida se comparada à sua antecessora. De fato, as extremidades inferiores de seus membros são conectadas à sua plataforma, enquanto as extremidades superiores vinculam-se à sua base. Devido a esta característica, a base necessita ser sustentada por uma estrutura adicional. Em ambas as arquiteturas, disponibilizam-se seis graus de liberdade para o órgão terminal - três translações e três rotações - onde se pode observar também a complexidade desta solução, caracterizada pelo alto acoplamento existente entre as coordenadas de posição e orientação do órgão terminal.

Os mecanismos paralelos demonstram um desempenho superior aos seriais em uma comparação envolvendo vários requisitos importantes. Diferentemente dos mecanismos seriais em que suas partes móveis apóiam-se umas sobre as outras, os mecanismos paralelos são constituídos por membros que atuam sobre a plataforma móvel simultaneamente, proporcionando-lhes uma alta relação carga/peso (MERLET, 2000). Como seus atuadores localizam-se na base ou junto a esta, são muito mais leves, demonstrando também um melhor desempenho dinâmico. Além disto, os seus atuadores podem ser idênticos (WECK; SCHUMACHER, 1998), resultando na repetição de peças e também na diminuição de seu custo total. Devido à sua topologia típica, minimiza-se o acúmulo de erros dos atuadores, fator que contribui para sua alta precisão de posicionamento/orientação (SOUZA, 1997). Contudo, os mecanismos paralelos apresentam algumas desvantagens. Necessita-se de um controle complexo envolvendo até seis atuadores (no caso mais geral) mesmo para realizar uma simples trajetória retilínea. Existe ainda a possibilidade de

colisão entre suas cadeias ativas. Além disto, apresentam uma relação desfavorável entre o seu espaço de trabalho e o volume ocupado pelo sistema.

De maneira geral, o estudo de um mecanismo paralelo inicia-se com a definição de sua estrutura cinemática, ou seja, quantas peças e juntas a compõem e a seqüência que estes elementos se apresentam na sua arquitetura. Assim, pode-se imaginar a infinidade de estruturas cinemáticas possíveis resultantes da combinação de diferentes cadeias cinemáticas. De modo a se realizar a síntese topológica de uma dada arquitetura tendo em vista uma determinada aplicação, comumente emprega-se o critério de Kutzbach-Gruebler (TSAI, 1999). Hunt (1983) propôs um método para enumeração de arquiteturas possíveis frente ao um número de graus de liberdade especificado para o órgão terminal. Um outro método alternativo de síntese topológica consiste na adição de uma cadeia cinemática passiva (MERLET, 2000; ZHANG; GOSELIN, 2001). Tal cadeia impõe uma restrição ao movimento do órgão terminal, permitindo que este execute apenas os movimentos independentes especificados.

Uma vez que o mecanismo esteja definido, procede-se à avaliação de seu espaço de trabalho, que é um indicador fundamental de desempenho do mecanismo e que corresponde à capacidade de movimentação do seu órgão terminal. De modo a avaliar este espaço, deve-se elaborar o modelo cinemático de posição, onde são relacionadas as coordenadas do órgão terminal com as coordenadas das juntas, em função dos parâmetros do mecanismo. A seguir, procedem-se ao levantamento das possíveis configurações singulares presentes no tipo de arquitetura considerada. Nos parágrafos a seguir, serão caracterizados com mais detalhes, os tipos de cinemática de posição, as singularidades, além do próprio espaço de trabalho.

Costuma-se subdividir a cinemática de posição em dois tipos: inversa e direta. A cinemática inversa tem como objetivo encontrar os deslocamentos a serem impostos pelos atuadores, sejam eles lineares ou angulares, para uma dada posição/orientação (postura) da plataforma. A cinemática direta (SREENIVASAN; WALDRON; NANUA, 1994) tem por finalidade o problema contrário da cinemática inversa, ou seja, determinar qual a postura real da plataforma num dado momento, sendo conhecidos os deslocamentos dos atuadores. A dificuldade desta análise está em selecionar, dentre as inúmeras soluções matematicamente possíveis de posturas da plataforma, uma particular (real) obtida sem ambigüidade. Além disto, o processo de seleção desta solução deve ocorrer num tempo relativamente curto (PARENTI-

CASTELLI; DI GREGORIO, 1999), de modo a facilitar a sua implementação em tempo real, tendo em vista o controle da máquina durante a sua operação ("online control"). De fato, quando os deslocamentos dos atuadores são conhecidos e invariáveis, o mecanismo torna-se uma estrutura que pode ser montada em diferentes configurações. Uma boa motivação para a determinação da configuração real do mecanismo, dentre todas as configurações possíveis, é a necessidade de se conhecer a localização real da plataforma tanto ao se ligar a máquina como durante a execução de um determinado movimento. Resolver a cinemática direta de posição para um mecanismo paralelo permite ainda avaliar os efeitos dos erros dos atuadores sobre a localização da plataforma.

Singularidades são configurações geométricas em que um mecanismo paralelo se encontra e que este perde completamente a sua inerente rigidez, e o órgão terminal passa a apresentar graus de liberdade adicionais, tornando-se incontrolável (MERLET, 2000). Por outro lado, quando o órgão terminal se aproxima dos limites de seu espaço de trabalho, o mecanismo pode perder um ou mais graus de liberdade, ocupando também uma configuração singular, porém de natureza distinta (TSAI, 1999).

Devido às conseqüências mencionadas, se tornam evidentemente necessárias tanto o levantamento das singularidades de um mecanismo paralelo, dentro e na fronteira de seu espaço de trabalho, como a definição de estratégias para evitar que o mecanismo ocupe estas configurações. Para determinação das condições de ocorrência de singularidades, emprega-se um procedimento análogo ao adotado para os mecanismos seriais, ou seja, o cálculo do determinante da matriz jacobiana ou simplesmente jacobiano.

Com relação às estratégias para evitar que o mecanismo ocupe tais configurações, podem ser mencionadas: emprego de mecanismos redundantes (KURTZ; RAYWARD, 1992), aqueles que possuem um número maior de graus de liberdade em relação ao necessário para posicionamento e orientação do órgão terminal; diminuição do espaço de trabalho, ou seja, a movimentação do órgão terminal estará restrita a um espaço de trabalho inferior ao possível, porém isento de singularidades; seleção de trajetórias alternativas para o órgão terminal dentro do espaço de trabalho possível (BHATTACHARYA; HATWAL; GOSH, 1998).

O espaço de trabalho de orientação constante ou de translação refere-se ao conjunto de posições que o órgão terminal pode ocupar quando sua orientação for

fixa. Define-se o espaço de trabalho de orientação (BONEV; RYU, 2001a) como o conjunto de possíveis rotações do órgão terminal em torno de um ponto de referência fixo pertencente a este órgão.

Sob um ponto de vista prático, a avaliação do espaço de trabalho de um mecanismo paralelo deve considerar que os seus movimentos estão sujeitos a restrições devidas basicamente a três fatores: limites mecânicos em suas juntas passivas, interferência entre seus membros e limitações de curso inerentes aos atuadores (MERLET, 2000).

Há três tipos de abordagens seguidas para avaliação do espaço de trabalho: a geométrica, a baseada na discretização, e a baseada na otimização. A abordagem geométrica (BONEV; RYU, 2001b), normalmente empregada em estruturas cinemáticas planas ou tridimensionais simples, consiste no emprego de operações booleanas sobre volumes de entidades primitivas (cilindros, esferas, etc). Por outro lado, o método de discretização considera que o espaço de trabalho seja determinado a partir de um reticulado (“grid”) regular, seja cartesiano ou polar, de nós. Verifica-se para cada um dos nós do reticulado a sua relação de pertinência ao espaço de trabalho. A fronteira do espaço de trabalho é constituída por um conjunto de nós que tenham pelo menos um vizinho que não pertença a este espaço. A abordagem baseada no emprego de métodos de otimização compreende a definição de funções que devam ser maximizadas ou minimizadas, além da satisfação de restrições de igualdade ou desigualdade. Ainda dentro desta abordagem, pode-se mencionar o procedimento sugerido por Boudreau e Gosselin (2001) que se baseia na seleção dos parâmetros de um mecanismo paralelo de modo a este se movimentar dentro de um espaço de trabalho especificado, utilizando algoritmo genético.

A motivação para este trabalho foi definir as etapas necessárias para a análise de uma máquina de cinemática paralela existente ou o projeto de uma nova. Foram definidos quais os procedimentos necessários para se alcançar dados conclusivos sobre uma determinada arquitetura paralela. Desse modo este estudo apresenta várias análises.

Este trabalho apresenta, sobre uma máquina-ferramenta de cinemática paralela do tipo  $2\underline{P}RS+2\underline{P}US$ , denominada Tetraglide, os mapeamentos dos espaços de trabalho total e com orientação constante, utilizando a cinemática inversa do mecanismo com o método da discretização.

A Tetraglide apresenta quatro graus de liberdade: uma translação na horizontal no sentido do eixo Y, uma translação na vertical no sentido do eixo Z, uma rotação em torno do eixo X denominada  $\theta_X$  e uma rotação em torno do eixo longitudinal da plataforma móvel denominada  $\theta_{YG}$ . Em todas as análises feitas considerou-se que o grau de liberdade  $\theta_{YG}$  permaneceu constante e nulo. Sendo assim as análises foram bidimensionais com translações em Y e em Z e rotação em torno do eixo X. Na seqüência apresentam-se a análise de convergência, os mapeamentos de flexibilidade e da 1ª freqüência natural ao longo dos espaços de trabalho com orientação constante, utilizando somente o método dos elementos finitos. Foi considerado o posicionamento da peça de trabalho em direções preferenciais de usinagem dentro do espaço de trabalho disponível. Por último apresentam-se análises de sensibilidade visando maximizar a 1ª freqüência natural desta máquina-ferramenta ao longo de cada espaço de trabalho com orientação constante para três tipos diferentes de materiais: o alumínio, o aço inox e a fibra de carbono. As análises de sensibilidade foram feitas em regiões retangulares selecionadas nos espaços de trabalho com orientação constante livres de singularidades. Todos os dados levantados nestes mapeamentos foram através de programas implementados no Matlab e alguns exemplos foram feitos no programa de elementos finitos ANSYS.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Em Chablat (2004) foi feita a análise do espaço de trabalho de duas máquinas de cinemática paralela - a Ortoglide e a Urane SX.

A Ortoglide por sua vez é composta por três cadeias cinemáticas  $\underline{PRPaR}$  iguais (Prismática, Revolução, Paralelogramo - juntas) com os atuadores prismáticos dispostos ortogonalmente ao longo de  $x, y, z$ .

A Urane SX também apresenta três cadeias  $\underline{PRPaR}$  mas com os atuadores prismáticos orientados ao longo do eixo  $z$ .

A análise feita com estas arquiteturas nos seus respectivos espaços de trabalho cartesianos foi para o levantamento dos espaços de trabalho dextrogiros. Estes constituem regiões cúbicas contidas nos espaços de trabalho cartesianos nos quais os fatores de amplificação de velocidade (que são as raízes quadradas dos autovalores obtidos de  $JJ^T$  e  $J$  é o jacobiano das velocidades de cada arquitetura) devem permanecer em faixa de valores determinados.

Para que o fresamento seja viável uma máquina de cinemática paralela deve apresentar um amplo espaço de trabalho destrógeno.

A Ortoglide apresentou melhores resultados mas não se pode afirmar que ela é melhor que a Urane SX pois a Ortoglide é destinada mais para todas as operações ao passo que a Urane SX é usada para furação, faceamento e rosqueamento.

Uma ampla análise feita sobre uma máquina de cinemática paralela com a arquitetura tripod foi apresentada desde os seus graus de liberdade até a sua matriz de flexibilidade generalizada em Zhang et al. (2004a).

Neste trabalho determinou-se o grau de mobilidade da tripod que é 3GDL (graus de liberdade). O espaço de trabalho foi mapeado através da cinemática inversa com as coordenadas dependentes  $X_c, Y_c$  e  $\theta_z$  das coordenadas  $\theta_x$  e  $\theta_y$  que por sua vez são funções de  $Z_c$ .

E finalmente foi feita uma análise no espaço de trabalho sobre a flexibilidade ("compliance") desta arquitetura tripod. Foram levantadas as flexibilidades à torção, à deformação axial e à deflexão seguidas pela flexibilidade generalizada.

Utilizou-se para isto a média e o desvio padrão do traço da matriz de flexibilidade generalizada.



Como encerramento foi determinado que a deflexão é o principal fator contribuinte na deformação da plataforma, o protótipo apresenta uma flexibilidade uniforme na direção vertical e que o desvio padrão da flexibilidade é muito menor que a média naquela direção.

Uma análise de rigidez sobre o espaço de trabalho, análise cinetostática, sobre uma máquina de cinemática paralela encontra-se feita em Zhang et al. (2004b). A análise foi feita através de gráficos da média e do desvio padrão do traço da matriz de flexibilidade generalizada obtida pelo método da matriz jacobiano. A matriz de flexibilidade generalizada é composta pela flexibilidade do atuador, por deformações axiais e por deflexões nas hastes que ligam os atuadores à plataforma móvel.

Foi observado que o fator com maior contribuição para a deformação na plataforma é a deflexão nas hastes de sustentação. O protótipo apresenta uma flexibilidade uniforme na direção vertical pois o desvio padrão é muito menor nesta direção.

De acordo com as comparações para o mesmo tamanho geométrico uma configuração com hastes extensíveis pode produzir um espaço de trabalho maior e com hastes de comprimento fixo pode levar a uma melhor rigidez, enquanto que a configuração vertical talvez seja a menos favorável.

Sobre máquinas de cinemática paralela com a arquitetura tripod tem-se em Zhang e Wang (2005) um estudo sobre uma tripod com uma cadeia cinemática passiva adicionada à sua arquitetura.

Esta cadeia passiva contém uma junta prismática conectada à base e uma junta universal em série conectada à plataforma móvel.

É conhecido que o espaço de trabalho é maior quando a junta universal está conectada à base mas a rigidez da arquitetura tripod com esta cadeia passiva é melhor com a junta universal conectada à plataforma móvel.

Foi apresentado o modelo geométrico para a cinemática e os parâmetros de Denavit-Hartenberg para mapear o espaço de trabalho considerando apenas a cadeia passiva análogo a um manipulador serial.

Nesta arquitetura foi levantada a flexibilidade (compliance) e o projeto desta foi otimizado usando algoritmos genéticos. Após a otimização a rigidez foi significativamente aumentada e a acurácia ampliada de maneira excelente.

Por fim ficou comprovado que a tripod proposta é muito mais rígida que a

tripod sem a cadeia passiva.

Sobre a arquitetura tripod em Huang et al. (2001) e em Huang; Zhao e Whitehouse (2002) foi apresentada a análise de rigidez de uma máquina de cinemática paralela baseada nesta arquitetura. A rigidez foi avaliada ao longo do espaço de trabalho nas direções radial, tangencial e axial.

A rigidez foi analisada separadamente para o suporte da máquina e para o mecanismo de transmissão com o princípio do trabalho virtual. Considerando a outra subestrutura como um corpo rígido e depois adicionando as duas deformações obtidas pelo princípio da superposição. Por último os valores em alguns pontos no espaço de trabalho foram comparados com os obtidos no ANSYS e estes se mostraram bem coerentes com os do ANSYS.

Sobre a arquitetura tripod uma análise sobre duas máquinas baseadas nesta arquitetura encontra-se em Chen e Hsu (2004). Neste trabalho foram analisadas duas máquinas de cinemática paralela denominada Cartesian-Guided Tripod (CGT). Uma com haste deslizante e outra com haste telescópica. Foram analisados os modelos de cinemática inversa e direta. Na análise da rigidez a CGT com haste deslizante apresentou maior rigidez que a CGT com haste telescópica e conseqüentemente uma primeira freqüência natural superior.

Também foi analisada a relação de velocidades dos atuadores e da ferramenta onde o desempenho da CGT com haste deslizante ficou muito abaixo do desejado com  $\theta_0=45^\circ$ .

Em comparação às máquinas-ferramentas com mecanismo de cinemática serial a CGT apresentou-se superior quanto à simetria térmica, alta precisão e alta largura de banda dinâmica. Uma aplicação a que se destina a CGT é a usinagem a alta velocidade de superfícies complexas como de moldes precisos.

Procedimentos para a modelagem e projeto de uma máquina-ferramenta paralela de 3 eixos foram apresentados em Company e Pierrot (2002). Esta máquina-ferramenta é usada em operações de furação e rosqueamento.

Nesta arquitetura foi analisada a cinemática inversa deste protótipo 3P2US. A relação de velocidades entre os atuadores e a plataforma móvel foi levantada para determinadas dimensões da arquitetura. Levantou-se a relação estática entre as forças externas sobre a plataforma móvel e as cargas sobre as hastes da arquitetura em determinadas dimensões.

As relações de aceleração e dinâmica foram utilizadas para avaliação de

performances, a derivação das forças nas barras foi usada para o dimensionamento das barras e juntas esféricas. Por fim a relação de acurácia foi usada para o propósito de calibração e máximo valor de erros admissíveis. Nesta análise os erros considerados foram os de fabricação dos elementos de máquina e erros de montagem.

Na análise estática o modelo utilizado não permite a análise de vibrações que por sua vez também é um tópico importante no projeto de máquinas.

Foi observada uma dualidade quanto às dimensões da arquitetura. Para boas relações entre as velocidades dos atuadores e da plataforma móvel quanto maior for o comprimento das barras mais favorável é esta relação. Enquanto que a relação entre as forças externas sobre a plataforma móvel e as cargas sobre as hastes é por sua vez mais favorável com o comprimento pequeno das barras, o comprimento ideal é de 1m.

A escolha das dimensões é um balanço entre as características desejadas na máquina.

Estes métodos têm sido utilizados com sucesso no desenvolvimento do protótipo de uma máquina-ferramenta pela Renault-Automation Comau em Castres, França.

A Urane SX é capaz de uma aceleração entre 3,5 e 5,0g com uma velocidade de 120m/min sendo equipada com um fuso de alta velocidade totalmente funcional.

Uma análise cinetostática comparativa entre uma máquina de cinemática paralela com a arquitetura tricept e outra com a cadeia cinemática passiva alterada, com a junta universal mudada da base para a plataforma móvel foi apresentada em Zhang (2005). Com esta modificação foi obtida a equação da velocidade e feita a análise de rigidez pela formulação do jacobiano para a tricept e para a tricept modificada. Concluiu-se que a máquina ferramenta tricept modificada (com a junta universal da cadeia passiva mudada da base para a plataforma móvel) apresentou o dobro da rigidez que a tricept convencional.

Um novo mecanismo de atuação remota usando alavanca e paralelogramo para robótica assistida foi apresentado em Koseki et al. (2003). O espaço de trabalho do protótipo foi numericamente analisado. Através de dados empíricos constatou-se que a elasticidade aumenta proporcionalmente ao quadrado da taxa de alavanca vezes a elasticidade da entrada do manipulador  $E_I = n^2 \cdot k$ .

Sobre uma máquina de cinemática paralela baseada na plataforma de

Stewart foi feita a análise de rigidez sobre o espaço de trabalho em Li, Yu-Wen; Wang, Jin-Song e Wang, Li-Ping (2002). A rigidez foi analisada primeira sobre o subsistema de elos paralelos usando a formulação do jacobiano e a rigidez da plataforma foi analisada usando um tipo de matriz de rigidez global baseada em elementos de viga. Por fim a rigidez total da máquina foi obtida pela superposição linear dos deslocamentos dos dois subsistemas.

Os deslocamentos em alguns pontos no espaço de trabalho foram comparados com os obtidos pelo software ANSYS e apresentaram-se bem coerentes.

Um novo mecanismo paralelo com 4 graus de liberdade, dedicado à manipulação de elementos pesados dentro de um grande espaço de trabalho foi apresentado em Company; Krut e Pierrot (2002). Estes 4 graus de liberdade são 3 translações e 1 rotação sobre o eixo dado. Tal mecanismo é raro porque os mecanismos paralelos mais comuns têm 3 ou 6 graus de liberdade. Primeiramente, uma descrição do mecanismo foi dada. Então modelos foram derivados com respeito à velocidade e transformação de força como uma relação de entrada-saída. Finalmente, foram avaliados modelos de forças internas e um modelo de rigidez. Todos os modelos foram inseridos em um módulo de software visando ajudar com projeto preliminar de máquinas baseadas nesta nova arquitetura.

Foi avaliado o potencial de um protótipo real de um mecanismo paralelo de 4GDL para ser usado como uma máquina ferramenta de usinagem em Raszl (2004). O protótipo construído é formado pelos seguintes subsistemas: mecânico, atuador, comunicação e controle. Cada subsistema é descrito em detalhes neste artigo bem como as especificações técnicas são fornecidas.

Aspectos importantes da cinemática como caracterização topológica, determinação das possíveis configurações de singularidade e avaliação do espaço de trabalho foram analisados. Este trabalho também apresentou um estudo da iteração entre a ferramenta, peça usinada e o mecanismo. Após selecionar o material da peça a ser usinada, a ferramenta de corte e os parâmetros do processo, o modelo dinâmico calcula as forças de usinagem, forças nos atuadores e nas juntas, fornecendo a informação necessária para analisar a viabilidade do processo de acordo com os componentes instalados.

Um projeto de manipulador com quatro graus de liberdade  $(x,y,\theta,z)$  com uma relação específica de força/torque no seu espaço de trabalho foi apresentado em

Millman e Colgate (1991). Neste trabalho são otimizadas as dimensões desta arquitetura paralela para minimizar a sua inércia, maximizar a sua rigidez e a sua 1ª frequência natural atendendo aos torques máximos dos atuadores.

A análise sobre um manipulador plano de 2 graus de liberdade com redundância na atuação foi apresentada em Kock e Schumacher (1998).

Foi investigado o espaço de trabalho e as cinemáticas direta e inversa. Usando um índice de destreza, mostrou-se que um espaço de trabalho bem balanceado e livre de singularidades em termos da transmissão de força pode ser obtido se uma configuração particular da cinemática inversa é escolhida. Um novo esquema de controle de rigidez-ativa que garante um limite inferior de rigidez do efetuador foi proposto, verificado e comparado com um procedimento tradicional de minimização com a norma-2 do vetor torque em uma simulação de computador.

Mostrou-se que a atuação redundante pode ser explorada para a rigidez ativa e oferece alguns bons benefícios para melhorar manipuladores paralelos em termos de remoção de singularidades e otimização da transmissão de força.

A análise do espaço de trabalho sobre um novo manipulador projetado encontra-se em Wang; Newman e Stoughton (2000). Este manipulador é um projeto de cadeia fechada que oferece alta capacidade de carga, alta rigidez e baixa inércia mas com o custo de um espaço de trabalho limitado. Um sétimo grau de liberdade foi incorporado para ajudar a expandir o espaço de trabalho alcançável. O espaço de trabalho resultante é complexo, mas gerenciável. Métodos para a rápida detecção de restrições foram apresentados e técnicas para a otimização do uso da redundância cinemática foram explicadas. Na análise do espaço de trabalho foram checados quanto à posição da plataforma móvel ser possível considerando os limites dos atuadores, quanto às singularidades, enquanto às interferências entre os elos. Como resultado isto é eficiente o suficiente para habilitar o planejamento on-line e evitar colisões.

Um manipulador de 4 graus de liberdade (3 translações e 1 rotação) composto por cadeias cinemáticas paralelas teve a rigidez analisada em Corradini et al. (2003). O modelo é composto de elementos de viga e alguns valores obtidos com método de elementos finitos foram comparados com dados experimentais e estes mostraram convergência segundo as matrizes de flexibilidade apresentadas.

O espaço de trabalho de uma máquina de cinemática paralela com 3 graus de liberdade translacionais foi analisado em Romdhane; Affi e Maalej (2004). Esta

máquina é composta de 3 cadeias com atuadores lineares em suas hastes e duas cadeias cinemáticas passivas utilizadas para impedir as rotações na plataforma. O espaço de trabalho ativo é aquele formado pelas três cadeias ativas e o espaço de trabalho passivo é aquele formado pelas duas cadeias passivas. O espaço de trabalho final é a região do ativo que se encontra no interior do espaço de trabalho passivo. Onde os comprimentos das cadeias passivas podem ser dimensionados para que todo o espaço de trabalho ativo fique contido no espaço de trabalho passivo.

Foi analisado o espaço de trabalho final considerando as restrições das articulações das cadeias ativas e passivas. Finalmente para maximizar a rigidez da máquina as articulações de revolução de cada cadeia passiva que ficam presas na base devem ficar dispostas com seus eixos a  $90^\circ$  entre si.

Dados de otimização das dimensões das cadeias passivas foram apresentados neste estudo. O estudo realizado nesta máquina pode facilmente ser estendido para mecanismos com estrutura de paralelogramo.

O projeto cinemático de uma máquina de cinemática paralela com 6 graus de liberdade (3RPRS) foi tratado em Yang et al. (2004). Esta arquitetura apresenta uma cinemática simples, um grande espaço de trabalho cilíndrico e alta rigidez na direção vertical. Estas características tornam esta arquitetura favorável para tarefas de montagem de partes com peso elevado e usinagem leve como acabamento superficial. Esta arquitetura possui movimento desacoplado onde o deslocamento vertical e as rotações sobre os eixos horizontais ocorrem com a ação das juntas prismáticas e a translação na horizontal e a rotação sobre o eixo vertical ocorre com a ação das juntas de rotação.

Nesta arquitetura foi utilizada a análise de deslocamento direto que utiliza o produto de exponenciais que origina um polinômio de grau 6. Sendo assim esta arquitetura pode estar na configuração convencional ou na espelhada, onde se tem no total 12 soluções possíveis. Utilizou-se também a análise com deslocamento indireto onde se impõem a posição e a orientação da plataforma e determina-se as posições das articulações rotativas que podem estar entre o total de 8 soluções.

Foi feita sobre esta máquina de arquitetura 3RPRS a análise das singularidades inversa, direta e com ambas combinadas sem a utilização do jacobiano de velocidades. Nas singularidades inversas que ocorrem quando a plataforma móvel perde um ou mais graus de liberdade que são os pontos no

espaço onde as velocidades das juntas ativas não podem ser determinadas fornecendo-se a velocidade da plataforma móvel em uma configuração singular. Nesta arquitetura isto ocorre quando as barras estão totalmente estendidas com o ângulo da junta rotativa passiva a  $180^\circ$  ou totalmente fechadas a  $0^\circ$ .

As singularidades diretas ocorrem quando a plataforma móvel adquire um ou mais graus de liberdade instantaneamente. Isto cinematicamente equivale a dizer que há vetores de velocidade não nulos sobre a plataforma móvel quando todas as velocidades das juntas ativas são nulas ou também pode se afirmar que as juntas estão todas travadas e a plataforma ainda apresenta movimento infinitesimal em algumas direções. Estas singularidades diretas ocorrem quando a inclinação da plataforma móvel faz  $90^\circ$  com o plano horizontal ou quando os planos verticais definidos pelas hastes conectadas à plataforma móvel se interceptam em uma única reta ou ficam paralelos entre si. As singularidades combinadas ocorrem quando ambas as singularidades direta e inversa ocorrem simultaneamente sendo que estas podem ser evitadas com as dimensões do projeto.

Neste estudo por último foi determinado o espaço de trabalho com orientação constante através da intersecção dos cilindros deslocados gerados por cada cadeia cinemática.

Uma tese com análises dos espaços de trabalho de máquinas de cinemática paralela através de métodos geométricos para arquiteturas planas com 3 graus de liberdade como para arquiteturas com 6 graus de liberdade (GDL) encontra-se em Bonev (2002). As singularidades foram totalmente mapeadas primeiramente para mecanismos com 3GDL e depois para os mecanismos com 6GDL com as equações de velocidade obtidas ambas com a teoria dos fusos e pela diferenciação em relação ao tempo. Finalmente na análise de máquinas de cinemática paralela com 6GDL foram apresentados algoritmos geométricos para o levantamento de seções transversais de regiões no espaço com singularidades e de espaços de trabalho com orientação constante.

Uma formulação avançada da matriz de rigidez de um robô serial com uma estrutura de quatro barras ao longo da sua arquitetura foi apresentada em Alici e Shirinzadeh (2005). Esta matriz de rigidez com uma formulação avançada é comparada com a convencional através de aferições com um sistema de medição a laser.

A matriz de rigidez avançada é igual à convencional se as derivadas parciais

do jacobiano forem nulas ou se não houver forças externas aplicadas no efetuador o que anula a matriz de rigidez complementar.

Foi demonstrado que a matriz de rigidez convencional não obedece ao princípio de conservação de energia. E analisaram-se as situações onde a matriz de rigidez cartesiana não é positiva definida gerando um contato instável ou um agarramento dependendo de qual tarefa o robô manipulador estiver executando.

Uma tese que apresentou estudos de caso de máquinas de cinemática paralela na indústria foi feita em Assarsson (2001). A teoria por de trás destas máquinas e os novos modelos de simulação desenvolvidos que usam as teorias apresentadas para calcular performance real da Tricept 805.

O principal objetivo do modelo de simulação apresentado era estar apto a criar códigos ISO amigavelmente de máquinas de cinemática paralela os quais visando aumentar a performance da máquina pela consideração de suas características especiais. Os efeitos benéficos deste trabalho são as possibilidades de incluir os modelos desenvolvidos dentro de diversos dispositivos que podem levar vantagens destes modelos. Tais como controladores, pós-processadores e sistemas CAM.

Algumas das mais importantes questões de pesquisa sobre MCPs (máquinas de cinemática paralela) vistas a partir do ponto de vista de um fabricante de robôs foram abordadas em Brogårdh (2002). Na seção 2 foi discutida a importância das atividades de pesquisa sobre os acoplamentos através de elos (linking) conforme os requisitos da aplicação e na seção 3 que por sua vez é a parte mais importante deste trabalho, a urgente necessidade por uma síntese topológica sistemática é posta em primeiro plano.

O restante do trabalho está estruturado conforme o processo de desenvolvimento proposto para robôs industriais de cinemática paralela. Deste modo, a otimização do projeto mecânico com respeito à cinemática e à dinâmica foi discutido na seção 4.

Na seção 5 alguns problemas relatados sobre a seleção de componentes para robôs de cinemática paralela são postos em evidência e na seção 6 a importância do desempenho do acionamento e do sistema de controle é discutida.

Finalmente, os tópicos de pesquisa mais importantes vistos a partir do ponto de vista industrial foram discutidos na seção 7.

Durante a última década, tanto a comunidade acadêmica como industrial



demonstrou um grande empenho em desenvolver máquinas-ferramenta e manipuladores robóticos baseados numa nova e promissora arquitetura denominada Máquina de Cinemática Paralela (MCP), que se encontra relatado em Coelho e Raszl (2004).

Nesta arquitetura, uma plataforma móvel - que sustenta uma ferramenta de corte ou uma garra - é conectada a uma base fixa por meio de pelo menos dois membros independentes ou pernas. As principais vantagens potenciais das máquinas de cinemática paralela, quando comparadas com a sua concorrente serial, são elevadas capacidade de carga, rigidez, e uma resposta dinâmica mais rápida.

Após muitos anos de pesquisa fundamental, máquinas de cinemática paralela direcionadas para aplicações industriais já estão no mercado. Este artigo descreveu as principais características de algumas MCPs e outros protótipos ainda na fase de desenvolvimento. O trabalho também tratou de algumas questões importantes relativas ao desenvolvimento de tais máquinas e enumerou possíveis tendências futuras.

Encontrar uma estrutura cinemática adequada para uma aplicação específica é uma tarefa difícil, é o que se afirma que em Coelho (2004). Alguns métodos disponíveis podem fornecer uma lista de possíveis arquiteturas para um punho robótico. Porém, um método sistemático para selecionar um entre outros é ainda um problema aberto. Neste trabalho encontra-se uma apresentação de um procedimento qualitativo para a síntese topológica baseado no critério que incorpora os requisitos de projeto do punho e peculiaridades do mecanismo paralelo. O desempenho da topologia escolhida é avaliado de acordo com os requisitos desejados.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este estudo apresenta, sobre uma máquina-ferramenta de cinemática paralela do tipo 2PRS+2PUS, denominada Tetraglide, os mapeamentos dos espaços de trabalho total e com orientação constante, utilizando-se o método da discretização.

Em seguida são apresentados a análise de convergência, os mapeamentos de flexibilidade e da 1ª frequência natural, utilizando apenas o método dos elementos finitos, ao longo dos espaços de trabalho com orientação constante. Considerando-se o posicionamento da peça de trabalho em direções preferenciais de usinagem dentro do espaço de trabalho disponível.

Por último apresentam-se análises de sensibilidade visando maximizar a 1ª frequência natural desta máquina-ferramenta ao longo de cada espaço de trabalho com orientação constante. Primeiro com o alumínio como material para a mesa e as barras biarticuladas, depois com o aço inox e por último com a fibra de carbono. Nestas análises de sensibilidade a flexibilidade também foi determinada para cada material.

Esta máquina-ferramenta, a Tetraglide, apresenta quatro graus de liberdade (duas translações - Y e Z - e duas rotações -  $\theta_x$  e  $\theta_{YG}$ ). Todas as análises aqui apresentadas mantiveram o 4º grau de liberdade (GDL)  $\theta_{YG}$  fixo na plataforma, de modo que foi uma análise bidimensional, ou seja, apenas as coordenadas ( $Y_G; Z_G$ ) e a inclinação  $\theta_x$  sofreram variações. Com isto o plano da plataforma móvel sempre esteve perpendicular ao plano YZ com  $\theta_{YG}=0^\circ$ .

A análise de flexibilidade foi feita aplicando-se uma carga unitária e realizando o cálculo dos deslocamentos obtidos na direção desta carga unitária e nas outras direções. As unidades obtidas se encontram em mm/N, mm/Nmm, rad/N e rad/Nmm. Na análise da flexibilidade, avaliou-se também a carga de flambagem nas barras, que unem a plataforma móvel aos atuadores, para validar a análise de flexibilidade, e a análise modal ao longo dos espaços de trabalho com orientação constante. A determinação da carga axial nas barras foi feita com os deslocamentos nodais das barras que ligam a plataforma móvel aos atuadores calculando-se assim as cargas axiais atuantes e comparando-as com as suas respectivas cargas de flambagem.

Embora neste estudo a carga de flambagem não apresente utilidade por ser uma análise estática, uma vez que esta é importante apenas em uma análise dinâmica quando é utilizada no cálculo a máxima força de corte durante a usinagem e as forças máximas dos atuadores sobre as barras, ao invés de cargas unitárias no esforço de usinagem. E assim é possível com a máxima potência de corte e as máximas forças dos atuadores adotar um coeficiente de segurança à flambagem como por exemplo a máxima carga de compressão axial ser menor ou igual a 40% da carga crítica de flambagem.

Conforme o que se encontrou na bibliografia a análise da rigidez ou do seu inverso, a flexibilidade, de uma máquina de cinemática paralela tem sido divulgada através do emprego do princípio dos trabalhos virtuais, que trata a estrutura como corpos rígidos, ou do uso parcial deste com o método dos elementos finitos admitindo a plataforma móvel como corpo rígido e as barras que unem esta aos atuadores como elementos de viga ou de treliça (utilizados no método dos elementos finitos). Obtidos os resultados com o princípio dos trabalhos virtuais e com o método dos elementos finitos ambos são adicionados utilizando o princípio da superposição linear.

Com uso apenas do método dos elementos finitos sobre toda a estrutura é possível obter a flexibilidade (“compliance”), considerando também deformações da plataforma móvel e realizar a análise modal para obter a primeira frequência natural. Pois atualmente, o estudo da flexibilidade ou da rigidez, a avaliação da carga de flambagem para a validação da análise de flexibilidade e da análise modal, a análise de vibrações e a análise de sensibilidade são tópicos importantes, no projeto de máquinas de cinemática paralela, sobretudo em máquinas-ferramentas, por permitirem quantificar suas respectivas influências no erro do posicionamento.

### **3.1 Histórico da Tetraglide**

Em 1998, teve início a concepção de um simulador de vôo, de 4 graus de liberdade, desenvolvido por dois alunos de graduação, Oura e Yamamoto, que foram orientados pelo professor Dr. Tarcísio Antonio Hess Coelho no trabalho de formatura em 1998. Eles elaboraram um modelo computacional para calcular e visualizar as

configurações extremas e intermediárias de sua estrutura paralela de acordo com as especificações de velocidade e aceleração máximas. Eles planejaram instalar o assento de usuário sobre a plataforma móvel. No ano seguinte, quatro alunos de graduação, Morita et al. (1999) tiveram como meta construir um protótipo do simulador de voo. Eles projetaram, fabricaram e montaram os componentes mecânicos e eletro-eletrônicos separadamente, além de conseguirem dois patrocinadores para os subsistemas de atuação e comunicação. Contudo, não tiveram tempo suficiente para integrar todos os subsistemas. Então, no ano 2000, Boczko e Moraes (2000), alunos de graduação, continuaram os desenvolvimentos e foram bem sucedidos no processo de integração. Entretanto, devido à solicitação de um dos patrocinadores, a finalidade original de entretenimento da estrutura robótica foi um pouco modificada. Ao invés do simulador de voo, um outro tipo de jogo seria implementado. Uma mesa, contendo trilhas e buracos, seria vinculada à plataforma móvel. Uma bola de aço seria guiada de uma posição inicial passando pelas trilhas existentes em direção ao buraco-alvo e, ao mesmo tempo, evitando outros buracos. Tornou-se possível atingir o objetivo do jogo por meio da inclinação variável da mesa utilizando-se os modos manual e automático. No modo manual, os movimentos de entrada foram comandados por um “joystick”. Por outro lado, uma seqüência de orientações pré-programadas da mesa representava o modo automático.

O protótipo construído, apresentado na figura 5, é formado pelos seguintes subsistemas: mecânico, atuador, de comunicação e controle. O subsistema mecânico é essencialmente um mecanismo paralelo, que contém uma base fixa e uma plataforma móvel, conectadas por quatro cadeias cinemáticas ativas. Cada cadeia cinemática contém, construtivamente, acoplamentos flexíveis, fusos, colunas, barras de ligação e juntas. A figura 6 mostra o modelo de CAD do mecanismo. Pode-se observar a partir da figura que a arquitetura escolhida corresponde a um mecanismo paralelo topologicamente assimétrico. O mecanismo é classificado como  $2\underline{P}RS+2\underline{P}US$ , sendo que as letras P, R, U e S representam juntas prismática, de revolução, universal e esférica, respectivamente. As letras sublinhadas definem as juntas ativas, ou seja, onde os atuadores estão instalados. De acordo com o critério de Gruebler, o mecanismo possui quatro graus de liberdade. A plataforma móvel é capaz de transladar ao longo dos eixos Z (vertical) e Y (longitudinal), além de rotacionar em torno dos eixos X (transversal) e YG. Portanto, os movimentos de

entrada são quatro translações e os movimentos de saída são duas translações e duas rotações.

O subsistema atuador é composto por quatro conversores de frequência, quatro motores elétricos de corrente alternada, totalizando 1,5 kW de potência, sendo que a tensão de alimentação é de 380 V, trifásica. O subsistema de comunicação emprega o conceito de rede “field-bus” para conectar os subsistemas atuador e de controle. O subsistema de controle possui componentes de “hardware” e “software”. Com relação à parte de “hardware”, ela inclui microcomputador PC, Pentium II, 64 MB RAM, 300 MHz, com 4 GB de disco rígido; quatro “encoders” angulares e quatro sensores de fim-de-curso. Com relação ao “software”, foi desenvolvido um programa escrito em VisualBASIC (versão 4.0) de modo a definir a sequência de comandos e o controle do fluxo de informações entre os subsistemas.

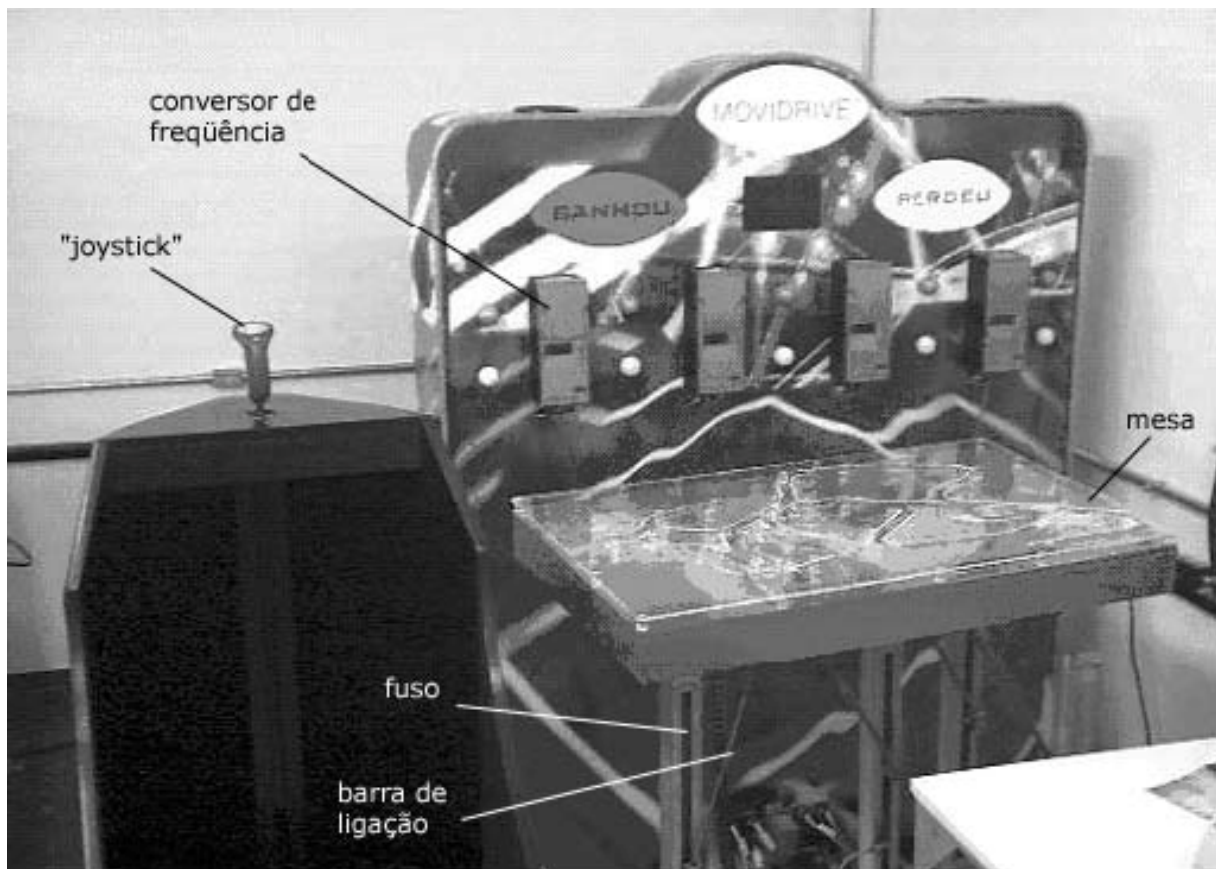


Figura 5 - Protótipo construído.

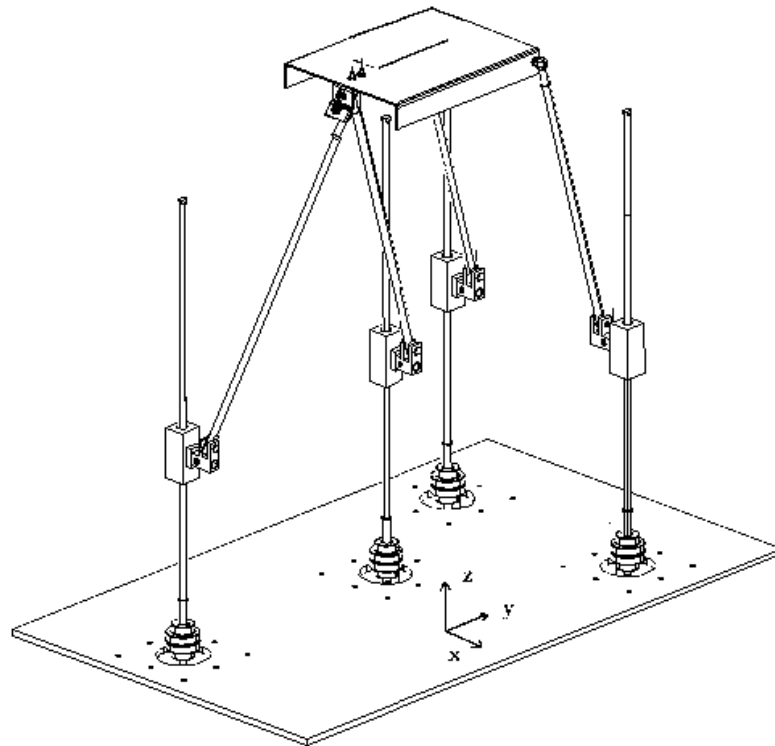


Figura 6 - Modelo de CAD do mecanismo paralelo.

Em 2001, foi decidido transformar o robô paralelo de entretenimento em uma Máquina de Cinemática Paralela (MCP). Desta forma, adotou-se como solução de projeto que a plataforma móvel suportaria uma peça a ser usinada ao invés do porta-ferramenta. O porta-ferramenta pertenceria a uma fresadora ou furadeira convencional. Contudo, antes de iniciar os ensaios de usinagem, algumas análises importantes deveriam ser efetuadas. Raszl, um aluno de pós-graduação, em sua dissertação de mestrado, avaliou o potencial de utilização do protótipo já construído, a partir daquele momento denominado Tetraglide, como uma máquina-ferramenta. Assim, ele examinou a ocorrência de singularidades, avaliou os espaços de trabalho de translação e orientação, determinou as forças de reação e os torques nos atuadores, devidos à interação entre a ferramenta de corte e a peça de trabalho.

Em janeiro de 2005, como resultado da participação de 3 alunos de pós-graduação e 2 de graduação, foram executados os primeiros ensaios de usinagem em peças cujos materiais oferecessem pouca resistência ao corte. Observando-se a conformidade dimensional das operações executadas e a qualidade da superfície da peça acabada, pode-se dizer que os resultados alcançados são bastante promissores.

Como frutos da iniciativa em desenvolver a Tetraglide, podem-se mencionar

parcerias com empresas, apresentações e publicações em eventos no Brasil e no exterior. Com relação às parcerias, duas empresas de origem alemã, SEW e Phoenix-Contact, doaram à Universidade de São Paulo, equipamentos avaliados em aproximadamente 50.000 reais. Tal investimento teve como contrapartida a apresentação da máquina em feiras no país durante os anos de 2001 a 2002.

Academicamente, produziu duas publicações em anais de eventos no exterior, duas em eventos no país, uma orientação concluída de mestrado, oito orientações concluídas a alunos de graduação em trabalho de formatura.

Certamente merece destaque especial o trabalho apresentado em Chemnitz, Alemanha, em 2004, por ocasião do 4th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar, promovido pelo Fraunhofer Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, cujo tema central foi “Parallel Kinematic Machines in Research and Practice”. Este é o mais importante evento no mundo sobre máquinas de cinemática paralela. O trabalho também foi publicado nos anais do evento e em publicação periódica do Fraunhofer Institut. Além disto, é resultado da Dissertação de Mestrado defendida pelo orientado Guilherme Raszl, em 2003.

A Tetraglide além de possuir uma arquitetura inovadora, consolida-se como uma bancada de ensaios para capacitação do grupo de pesquisa nas áreas de desenvolvimento de novas estruturas paralelas, avaliação do espaço de trabalho, planejamento do movimento, integração de subsistemas mecânico, eletro-eletrônico e interface homem-máquina.

Finalmente a Tetraglide neste trabalho de mestrado foi estudada em uma análise de flexibilidade, análise modal e análise de sensibilidade, com os materiais alumínio, aço inox e fibra de carbono, aplicando o método dos elementos finitos.

### **3.2 Topologia**

A seguir encontra-se exibida a máquina de cinemática paralela - Tetraglide - objeto de estudo neste trabalho.

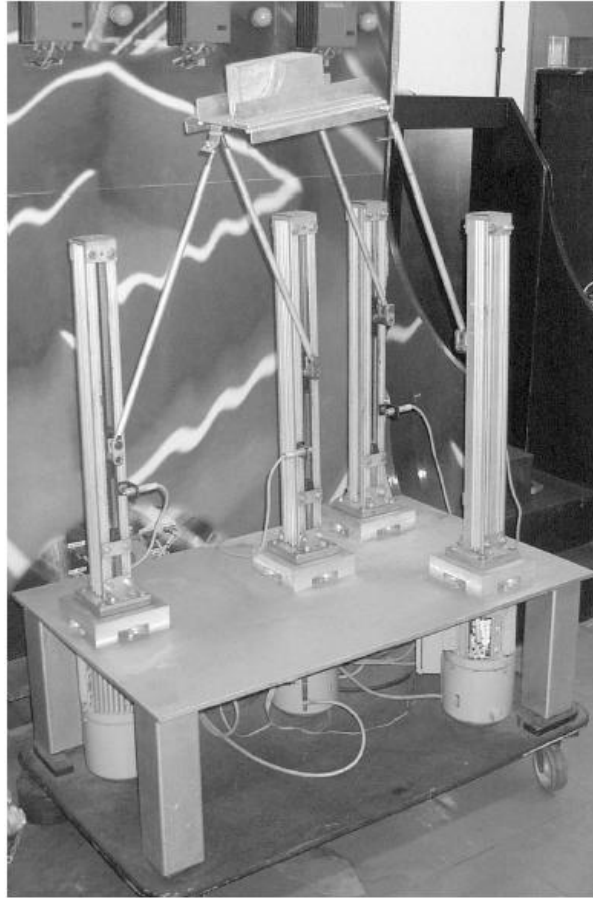


Figura 7 - Protótipo montado da máquina de cinemática paralela  $2PRS+2PUS$ . Em seguida estão apresentados o modelo do mecanismo paralelo feito em CAD e o diagrama cinemático.

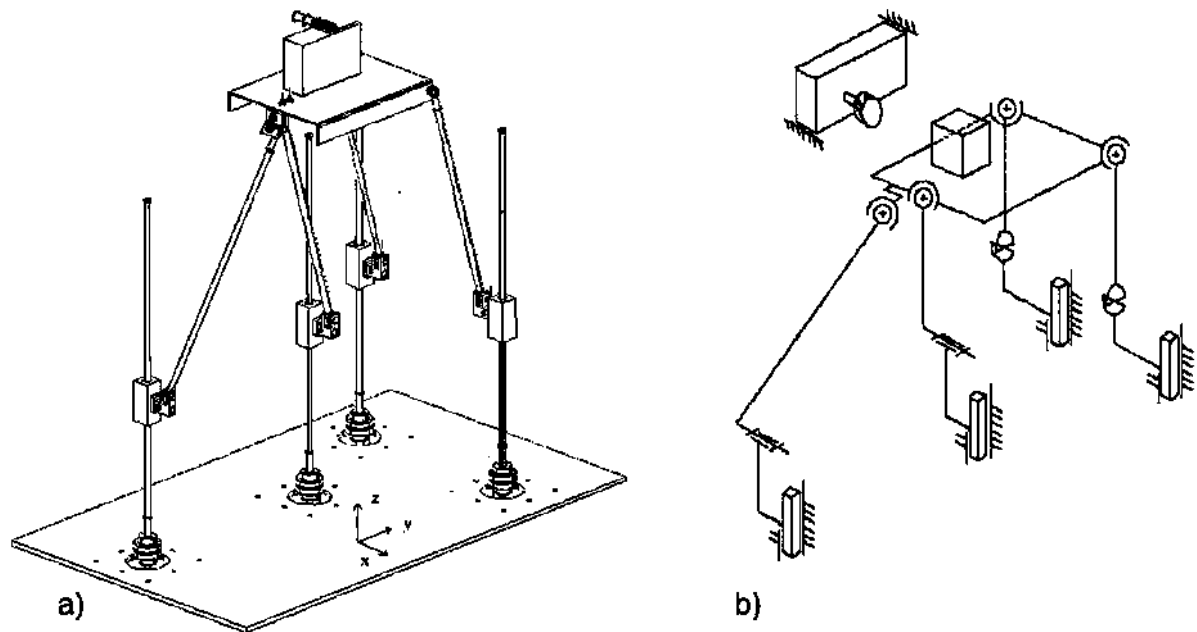


Figura 8 - (a) Modelo do mecanismo paralelo feito em CAD e (b) diagrama cinemático.



### 3.3 Determinação dos espaços de trabalho total e com orientação constante

A seguir encontra-se o modelo cinemático adotado para as análises feitas nesta máquina-ferramenta.

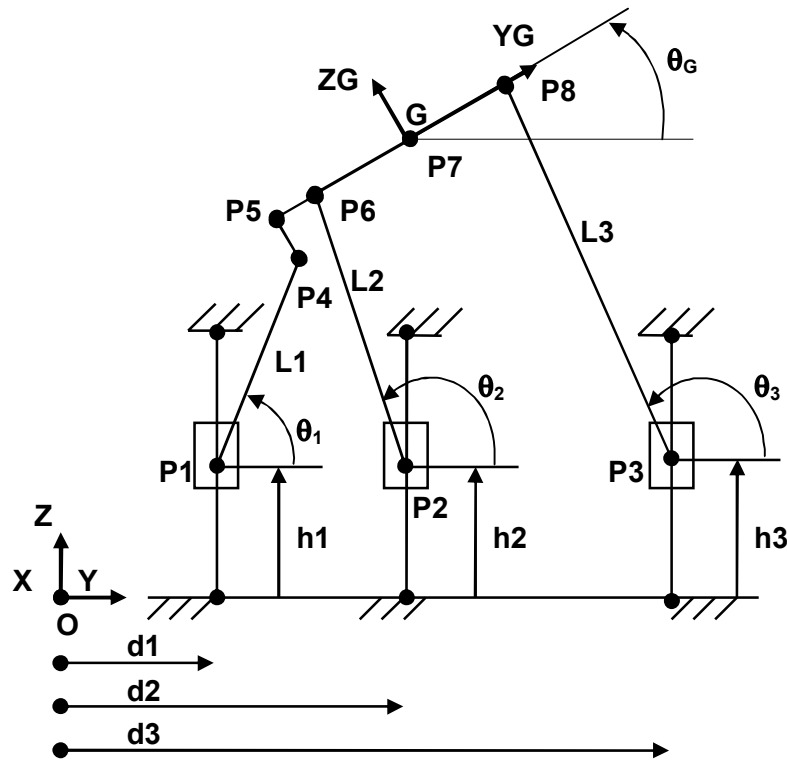


Figura 9 - Coordenadas e parâmetros do mecanismo paralelo.

Para obter o espaço de trabalho total e os espaços de trabalho com orientação constante (região no espaço onde a mesa pode se deslocar mantendo a sua inclinação constante) desta arquitetura foi utilizada a cinemática inversa do mecanismo varrendo um domínio discretizado em 1mm em Y e em Z de 0 a 1000mm. A inclinação da mesa -  $\theta_G$  - foi alterada entre  $-90^\circ$  e  $+90^\circ$  com incrementos de  $9^\circ$  em  $9^\circ$  avaliada sobre cada coordenada no domínio.

Considerando o sistema de coordenadas G solidário à plataforma, as barras 1, 2 e 3 estão conectadas respectivamente nos pontos 4, 6 e 8 onde estes são denominados de nós na análise de elementos finitos. As coordenadas dos pontos 4, 6 e 8 no sistema de coordenadas solidário à plataforma são respectivamente:  $y_4 = -146\text{mm}$ ;  $z_4 = -33\text{mm}$ ,  $y_6 = -133\text{mm}$ ;  $z_6 = 0\text{mm}$  e  $y_8 = 135\text{mm}$ ;  $z_8 = 0\text{mm}$ . Para determinar estas coordenadas no sistema de coordenadas global é preciso realizar a

seguinte transformação homogênea na eq.(1), onde a matriz presente nesta transformação é a matriz de transformação homogênea do sistema de coordenadas G solidário à plataforma móvel para o sistema de coordenadas O fixo no solo. A coordenada no espaço é imposta e está indicada por  $(Y_G; Z_G)$  com uma determinada inclinação  $\theta_G$  também imposta e esta posição e orientação são avaliadas quanto à possibilidade da plataforma móvel em alcançá-la. A seguir a transformação homogênea 3.1:

$$\begin{bmatrix} Y_i \\ Z_i \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_G) & -\text{sen}(\theta_G) & Y_G \\ \text{sen}(\theta_G) & \cos(\theta_G) & Z_G \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \bullet \begin{bmatrix} y_i \\ z_i \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

com  $i=\{4,6,8\}$ .

Considerando que as coordenadas dos atuadores são respectivamente  $d1;h1$ ,  $d2;h2$  e  $d3;h3$  onde  $d1$ ,  $d2$  e  $d3$  são constantes e  $h1$ ,  $h2$  e  $h3$  são as incógnitas a serem determinadas e analisadas se validam ou não a posição e orientação da mesa no espaço. Para obter  $h1$ ,  $h2$  e  $h3$  calcula-se:

$$(Y_i - d_j)^2 + (Z_i - h_j)^2 = (L_j)^2 \quad (2),$$

onde  $j=\{1,2,3\}$  e os comprimentos das barras são respectivamente  $L_1=521\text{mm}$ ,  $L_2=465\text{mm}$  e  $L_3=465\text{mm}$ . Como as incógnitas são os  $h_j$ s para cada barra ter-se-á uma equação do 2º grau. Obtêm-se suas raízes que por sua vez sendo reais e estando os valores de cada  $h_j$  acima de 0 e menor ou igual a 310mm, que é a faixa de variação de posição dos atuadores para validar a posição e orientação  $(Y_G; Z_G; \theta_G)$ , são feitos os produtos vetoriais  $(P_4 - P_6) \times (P_2 - P_6)$  e  $(P_2 - P_6) \times (P_8 - P_6)$ . Estando os dois com componentes positivas na direção X significa que não houve colisão entre barras e plataforma e como foi considerado que não há restrições nas articulações os valores dos  $h$ s e a coordenada  $(Y_G; Z_G; \theta_G)$  estão validados.

Além das coordenadas válidas também foram armazenados os ângulos das barras para a análise com o método dos elementos finitos.

A rotina para a determinação dos espaços de trabalho foi implementada no programa Matlab executada em um Pentium<sup>HT</sup> 2,93GHz com 512MB de RAM em aproximadamente 28 horas e 20 minutos gerando 623125 coordenadas válidas. Os espaços de trabalho encontram-se no CD anexo na pasta 1-Cinemática Inversa.

### 3.4 Análise de convergência

A análise de convergência foi feita sobre toda a estrutura da Tetraglide incluindo os fusos de potência. Os fusos de potência foram modelados com elementos de viga e com engastamento na base e no topo. As articulações por se tratar de uma análise no plano foram todas modeladas como juntas de rotação ou revolução. As barras que unem os atuadores à plataforma móvel foram modeladas como elementos de treliça. E a mesa ou plataforma móvel foi modelada com elementos de viga.

As juntas de rotação foram modeladas utilizando as matrizes de rigidez e de massa concentrada apresentadas a seguir.

A matriz de rigidez (RODIC; OWEN, 1989) para o elemento de junta de revolução é:

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_P & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_P \\ -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_P & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_P \end{bmatrix} \quad (3).$$

A constante  $K_1$  é a rigidez do elemento à translação no plano YZ conforme se encontra na figura 9, a constante  $K_2$  é a rigidez na direção do eixo X, a constante  $K_3$  é a rigidez à rotação em torno dos eixos Y e Z e a constante  $K_P$  é a rigidez à rotação do eixo do pino da junta de rotação quando este está travado. Como todas as análises foram feitas no plano e a junta de rotação não possui limite de atuação apenas a constante  $K_1$  recebeu valor e as demais na matriz de rigidez permaneceram nulas. O valor de  $K_1$  foi determinado a partir da compressão de um cilindro, representando o pino da junta. Por se tratar de uma análise no plano a flexão do pino por ser perpendicular ao plano YZ não foi considerada. Sendo assim

a compressão do pino foi determinada com a expressão (YOUNG; BUDYNAS, 2002):

$$\Delta D = (4p(1-\nu^2)/(\pi E))((1/3)+\ln(2D/b)) \quad (4).$$

Onde D é o diâmetro do pino, p é a carga de compressão P (na direção radial) sobre o pino, dividida pelo seu comprimento L,  $\nu$  e E são respectivamente o coeficiente de Poisson e o módulo de elasticidade do material do pino, sendo que nas análises sempre foi utilizado o aço inox. O valor b é definido por:  $b = 1,6(pK_D C_E)^{0,5}$  com  $K_D = D(D+1)$  e  $C_E = 2((1-\nu^2)/E)$  o valor de p está em N/mm, o de E em N/mm<sup>2</sup> e o de L e D em mm. Considerando que  $\Delta D$  apresenta um comportamento aproximadamente linear na região de deformação elástica do pino, adota-se  $P=1N$  e obtém-se o valor de  $\Delta D$  e assim tem-se que  $K_1=1/\Delta D$  para a matriz de rigidez. Para D atribui-se 30% do diâmetro das treliças para amenizar os fatores de concentração de tensões.

A matriz de massa concentrada (RODIC; OWEN, 1989) para o elemento de junta de revolução é:

$$[M] = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_m \end{bmatrix} \quad (5),$$

onde M é a massa total e  $I_m$  é o momento de inércia mássico total.

A matriz de rigidez (COOK; YUNUS; PAWLAK, 1991) para o elemento de treliça em coordenadas locais é:

$$[k] = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6),$$

e em coordenadas globais:

$$[K] = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} \cos^2\theta & \text{sen}\theta\cos\theta & -\cos^2\theta & -\text{sen}\theta\cos\theta \\ \text{sen}\theta\cos\theta & \text{sen}^2\theta & -\text{sen}\theta\cos\theta & -\text{sen}^2\theta \\ -\cos^2\theta & -\text{sen}\theta\cos\theta & \cos^2\theta & \text{sen}\theta\cos\theta \\ -\text{sen}\theta\cos\theta & -\text{sen}^2\theta & \text{sen}\theta\cos\theta & \text{sen}^2\theta \end{bmatrix} \quad (7).$$

Onde  $\theta$  deve ser substituído por um dos ângulos de inclinação  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  ou  $\theta_3$ , conforme estes se encontram dispostos na figura 9.  $E$  é o módulo de elasticidade do material do elemento de treliça,  $A$  é a área da seção transversal e  $L$  o comprimento.

Para o elemento de treliça a matriz de massa consistente (COOK; YUNUS; PAWLAK, 1991) em coordenadas locais é:

$$[m] = \frac{\rho AL(1-\varepsilon^{\text{in}})}{6} \begin{bmatrix} 2 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 2 \end{bmatrix} \quad (8).$$

A constante  $\rho$  é a massa específica do material do elemento de treliça e  $\varepsilon^{\text{in}}$  é a deformação inicial, ela indica a quantidade de massa do elemento que está deslocada em relação aos seus nós. Em todas as análises  $\varepsilon^{\text{in}}$  foi nula. Em coordenadas globais a matriz de massa consistente do elemento de treliça é:

$$[M] = [R][m][R]^T \quad (9).$$

A matriz  $[R]$  é a matriz de rotação definida como:

$$[R] = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\text{sen}\theta & 0 & 0 \\ \text{sen}\theta & \cos\theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos\theta & -\text{sen}\theta \\ 0 & 0 & \text{sen}\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \quad (10).$$

Para o elemento de viga a matriz de rigidez (PRZEMIENIECKI, 1985) em coordenadas locais é:

$$[k] = \begin{bmatrix} \frac{AE}{L} & 0 & 0 & -\frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3(1+\Phi)} & \frac{6EI}{L^2(1+\Phi)} & 0 & -\frac{12EI}{L^3(1+\Phi)} & \frac{6EI}{L^2(1+\Phi)} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2(1+\Phi)} & \frac{EI(4+\Phi)}{L(1+\Phi)} & 0 & -\frac{6EI}{L^2(1+\Phi)} & \frac{EI(2-\Phi)}{L(1+\Phi)} \\ -\frac{AE}{L} & 0 & 0 & \frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3(1+\Phi)} & -\frac{6EI}{L^2(1+\Phi)} & 0 & \frac{12EI}{L^3(1+\Phi)} & -\frac{6EI}{L^2(1+\Phi)} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2(1+\Phi)} & \frac{EI(4+\Phi)}{L(1+\Phi)} & 0 & -\frac{6EI}{L^2(1+\Phi)} & \frac{EI(4+\Phi)}{L(1+\Phi)} \end{bmatrix} \quad (11).$$

A é a área da seção transversal, E é o módulo de elasticidade, L é o comprimento do elemento, I é o momento de inércia da seção transversal. O fator  $\Phi$  presente nesta matriz significa que as deformações por cisalhamento também são consideradas. No fator  $\Phi = 12EI/G_C A_S L^2$ , a constante  $G_C$  é o módulo de cisalhamento do material e  $A_S$  é a área efetiva da seção transversal no cisalhamento obtida para as análises em (SPYRAKOS, 1996).

Com isto a matriz de rigidez do elemento de viga em coordenadas globais é:

$$[K] = [R][k][R]^T \quad (12).$$

Onde [R] é a matriz de rotação definida como:

$$[R] = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\text{sen} \theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \text{sen} \theta & \cos \theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \theta & -\text{sen} \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \text{sen} \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (13).$$

Os fusos de potência foram modelados com elementos de viga cilíndricos e o ângulo  $\theta$  para estes elementos deve ser substituído por  $90^\circ$ . Para os elementos de viga que constituem a plataforma móvel,  $\theta$  deve ser substituído por  $\theta_G$  com exceção do elemento de viga no final da plataforma à esquerda que possui nas análises uma inclinação de  $\theta_G + 90^\circ$ .

A matriz de massa consistente (YOKOYAMA, 1990) para o elemento de viga é:

$$[m_e] = (\rho A + m_a)L(1 - \varepsilon^{in}) \begin{bmatrix} 1/3 & 0 & 0 & 1/6 & 0 & 0 \\ 0 & A(r, \Phi) & C(r, \Phi) & 0 & B(r, \Phi) & -D(r, \Phi) \\ 0 & C(r, \Phi) & E(r, \Phi) & 0 & D(r, \Phi) & -F(r, \Phi) \\ 1/6 & 0 & 0 & 1/3 & 0 & 0 \\ 0 & B(r, \Phi) & D(r, \Phi) & 0 & A(r, \Phi) & -C(r, \Phi) \\ 0 & -D(r, \Phi) & -F(r, \Phi) & 0 & -C(r, \Phi) & E(r, \Phi) \end{bmatrix} \quad (14);$$

$$A(r, \Phi) = \frac{\frac{13}{35} + \frac{7\Phi}{10} + \frac{\Phi^2}{3} + \frac{6(r/L)^2}{5}}{(1 + \Phi)^2} \quad (15);$$

$$B(r, \Phi) = \frac{\frac{9}{70} + \frac{3\Phi}{10} + \frac{\Phi^2}{6} - \frac{6(r/L)^2}{5}}{(1 + \Phi)^2} \quad (16);$$

$$C(r, \Phi) = \frac{\left( \frac{11}{210} + \frac{11\Phi}{120} + \frac{\Phi^2}{24} + \left( \frac{1}{10} - \frac{\Phi}{2} \right) (r/L)^2 \right) L}{(1 + \Phi)^2} \quad (17);$$

$$D(r, \Phi) = \frac{\left( \frac{13}{420} + \frac{3\Phi}{40} + \frac{\Phi^2}{24} - \left( \frac{1}{10} - \frac{\Phi}{2} \right) (r/L)^2 \right) L}{(1 + \Phi)^2} \quad (18);$$

$$E(r, \Phi) = \frac{\left( \frac{1}{105} + \frac{\Phi}{60} + \frac{\Phi^2}{120} + \left( \frac{2}{15} + \frac{\Phi}{6} + \frac{\Phi^2}{3} \right) (r/L)^2 \right) L^2}{(1 + \Phi)^2} \quad (19);$$

$$F(r, \Phi) = \frac{\left( \frac{1}{140} + \frac{\Phi}{60} + \frac{\Phi^2}{120} + \left( \frac{1}{30} + \frac{\Phi}{6} - \frac{\Phi^2}{6} \right) (r/L)^2 \right) L^2}{(1 + \Phi)^2} \quad (20).$$

A é a área da seção transversal, E é o módulo de elasticidade, L é o comprimento do elemento finito de viga, I é o momento de inércia da seção transversal em relação ao eixo central-principal X da seção que é perpendicular ao plano nesta análise bidimensional, para o fator  $\Phi = 12EI / G_C A_S L^2$ , a constante  $G_C$  é o módulo de cisalhamento do material e  $A_S$  é a área efetiva da seção transversal no cisalhamento. A constante  $\rho$  é a massa específica do material,  $m_a$  é a massa adicionada por unidade de comprimento que na análise foi anulada. A constante  $\varepsilon^{in}$  é a deformação inicial, ela indica a quantidade de massa do elemento que está deslocada em relação aos seus nós. Em todas as análises  $\varepsilon^{in}$  foi nula. A constante  $r = \sqrt{I/A}$  é denominada de raio de giração.

A matriz de massa consistente em coordenadas globais é:

$$[M] = [R][m_e][R]^T \quad (21),$$

onde [R] obtém-se na eq.(13) e  $[m_e]$  na eq.(14).

Os fusos de potência foram modelados com elementos de viga cilíndricos com diâmetro de 20mm usando o material aço 1020. Para o aço 1020 têm-se as seguintes constantes usadas nas análises:  $E=200\text{GPa}$ ,  $G_C=80\text{GPa}$  e  $\rho=7,87\text{g/cc}$ .

Os pinos das juntas de rotação foram modelados usando o aço inox com as seguintes constantes:  $E=193\text{GPa}$ ,  $G_C=77,2\text{GPa}$ ,  $\nu=0,25$  e  $\rho=7,86\text{g/cc}$ .

Os elementos de treliça usavam elementos cilíndricos com diâmetro de 12mm e o alumínio como material com as seguintes constantes:  $E=70\text{GPa}$  e  $\rho=2,83\text{g/cc}$ .

A plataforma móvel com seção transversal retangular com 120mm de base e

3mm de altura foi modelada com elementos de viga. Foi usado o alumínio como material com as seguintes constantes:  $E=70\text{GPa}$ ,  $G_c=26\text{GPa}$  e  $\rho=2,83\text{g/cc}$ .

Os fusos, os elementos de treliça e os elementos viga que constituem a mesa são numerados em ordem crescente da esquerda para a direita. E os elementos de viga que compõem os fusos têm seus comprimentos apresentados a partir da parte inferior até a superior. Todos os comprimentos se encontram em milímetros.

Os comprimentos dos elementos finitos na análise de 27 nós foram: fuso1=[155;155;1],  $I_2=122,396370122$ ,  $\Delta_2=65,207259756$  e fuso2=[12;12; $\Delta_2$ ;1],  $I_3=122,283608793$ ,  $\Delta_3=65,432782414$  e fuso3=[13;13; $\Delta_3$ ;1], treliça1=[521], treliça2=[465], treliça3=[465], mesa=[33;13;66,5;66,5;67,5;67,5].

Os comprimentos dos elementos finitos na análise de 37 nós foram: fuso1=[77,5;77,5;77,5;77,5;1],  $I_2=61,198185061$ ,  $\Delta_2=65,207259756$  e fuso2=[12;12;12;12; $\Delta_2$ ;1],  $I_3=61,1418043965$ ,  $\Delta_3=65,432782414$  e fuso3=[13;13;13;13; $\Delta_3$ ;1], treliça1=[521], treliça2=[465], treliça3=[465], mesa=[33;13;33,25;33,25;33,25;33,25;33,75;33,75;33,75;33,75].

Os comprimentos dos elementos finitos na análise de 49 nós foram: fuso1=[38,75;38,75;38,75;38,75;38,75;38,75;38,75;38,75;38,75;1],  $I_2=30,5990925305$ ,  $\Delta_2=65,207259756$  e fuso2=[12;12;12;12;12;12;12;12; $\Delta_2$ ;1],  $I_3=30,57090219825$ ,  $\Delta_3=65,432782414$  e fuso3=[13;13;13;13;13;13;13;13; $\Delta_3$ ;1], mesa=[33;13;33,25;33,25;33,25;33,25;33,75;33,75;33,75;33,75], treliça1=[521], treliça2=[465], treliça3=[465].

A área efetiva da seção transversal no cisalhamento -  $A_S$  - (SPYRAKOS, 1996) para elementos circulares maciços, com raio  $R_a$ , é  $0,9\pi R_a^2$ . Para elementos maciços retangulares com base  $B$  e altura  $H$  na sua seção transversal é igual a  $5/6(BH)$  e para elementos tubulares com seção transversal retangular de altura  $H$  e espessura  $T$  é igual a  $2TH$ . Com as matrizes de rigidez e de massa para os elementos de junta de rotação, de treliça e de viga obtiveram-se as matrizes de rigidez e de massa global no programa implementado no Matlab utilizando a matriz de conectividade. As matrizes de conectividade usadas nas análises com 27 nós, 37 nós e 49 nós encontram-se no CD anexo a este trabalho nas respectivas pastas 2-Análise de Convergência\27 nós, 2-Análise de Convergência\37 nós e 2-Análise de Convergência\49 nós.

Com as matrizes de rigidez e de massa global, realizou-se a análise modal



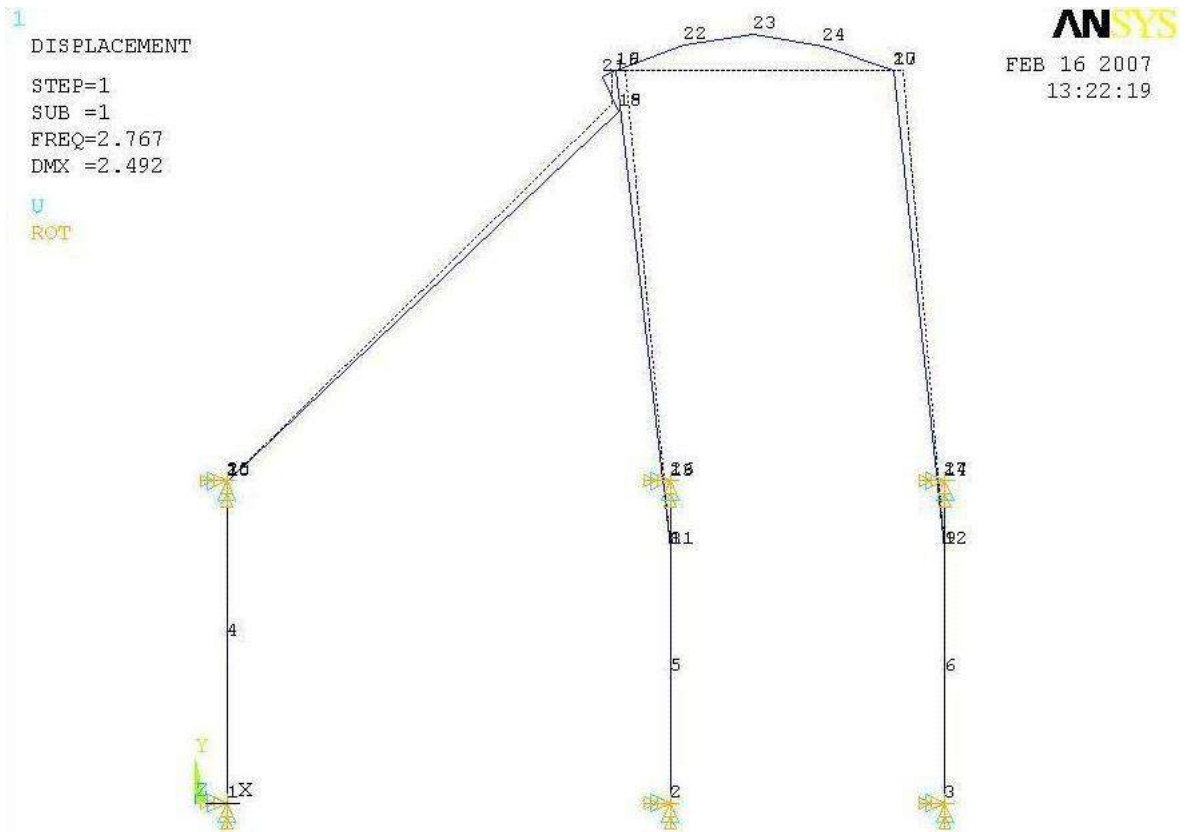
com o método dos elementos finitos para a estrutura primeiro com 27 nós, depois com 37 nós e finalmente com 49 nós. As dez primeiras frequências naturais convergiram. Os dez primeiros modos obtidos no ANSYS nas análises encontram-se no CD anexo a este trabalho nas pastas 2-Análise de Convergência\27 nós\ANSYS\_Modos, 2-Análise de Convergência\37 nós\ANSYS\_Modos e 2-Análise de Convergência\49 nós\ANSYS\_Modos.

Sendo assim para as análises de flexibilidade, modal e de sensibilidade foi utilizada a estrutura discretizada em 49 nós. A análise de convergência foi implementada tanto em um programa feito no Matlab como no ANSYS e os resultados encontraram-se coerentes. A diferença crescente entre os resultados determinados no Matlab e no ANSYS deve-se a aproximações de comprimentos nos elementos finitos, aos erros e aproximações presentes em cada programa e aos critérios de convergência na busca de raízes para a determinação dos autovalores. A seguir tem-se a tabela 1 resume a análise de convergência e os três primeiros harmônicos obtidos no ANSYS com 27, 37 e 49 nós.

Tabela 1 - Análise de convergência feita no Matlab e no ANSYS, valores em Hz.

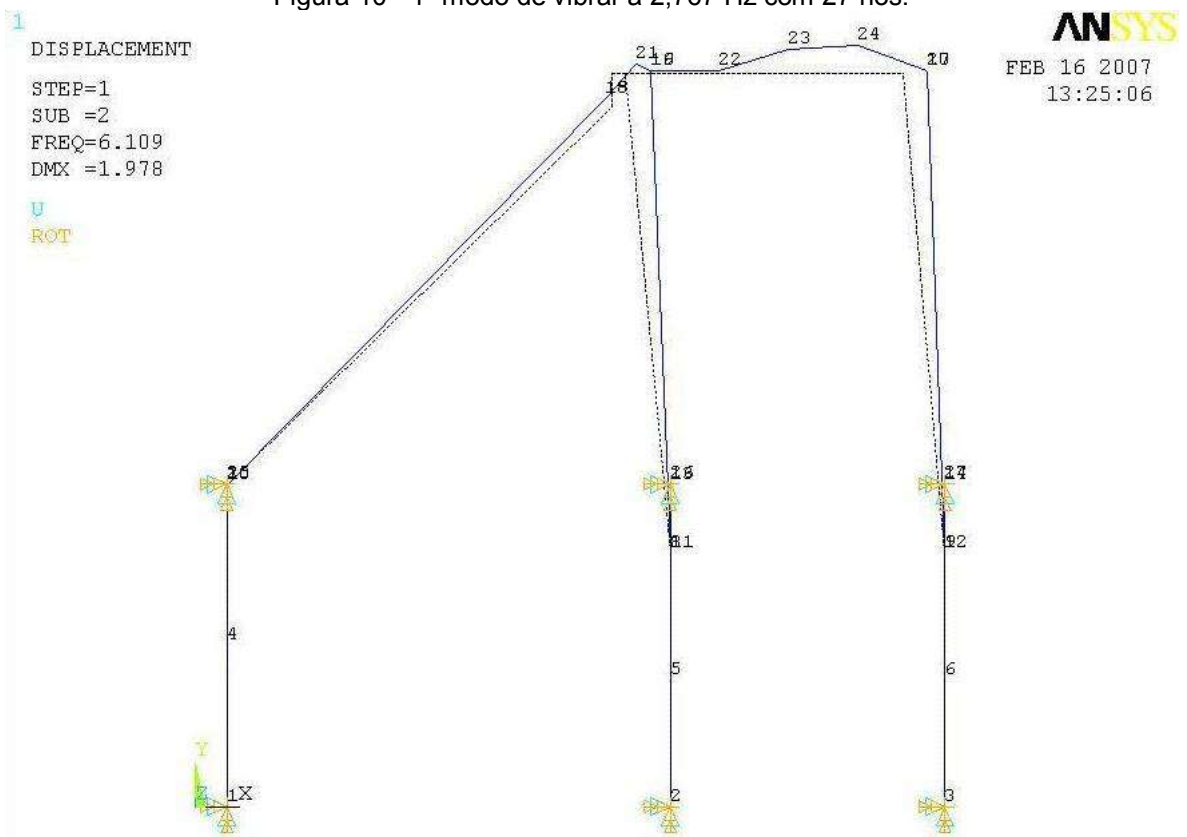
	27 NÓS		37 NÓS		49 NÓS	
	MATLAB	ANSYS	MATLAB	ANSYS	MATLAB	ANSYS
<b>1º Harmônico</b>	0,2519640	2,7667	0,23198063	2,7663	0,28953766	2,7663
<b>2º Harmônico</b>	6,12490032	6,1093	4,63968426	6,1075	4,64859314	6,1075
<b>3º Harmônico</b>	19,0324600	12,8730	15,6039029	12,8260	15,6900783	12,8260
<b>4º Harmônico</b>	20,7389293	21,9140	23,2522260	21,8420	23,3769361	21,8420
<b>5º Harmônico</b>	26,4594688	28,5770	28,3871648	28,3300	25,8960217	28,3090
<b>6º Harmônico</b>	28,6738187	28,5950	28,4785966	28,3620	28,3641531	28,3390
<b>7º Harmônico</b>	28,7481801	29,3260	35,0749054	28,8550	28,4290210	28,8020
<b>8º Harmônico</b>	54,4292833	30,3100	36,2613570	29,8120	36,5749587	29,8110
<b>9º Harmônico</b>	58,5837204	52,6690	59,5022485	48,0320	58,6976977	48,0320
<b>10º Harmônico</b>	70,4216739	69,0580	65,7759473	67,3890	71,6756820	67,3840

Tabela 1 - Análise de convergência feita no Matlab e no ANSYS, valores em Hz.



Análise de Convergência

Figura 10 - 1º modo de vibrar a 2,767 Hz com 27 nós.



Análise de Convergência

Figura 11 - 2º modo de vibrar a 6,109 Hz com 27 nós.

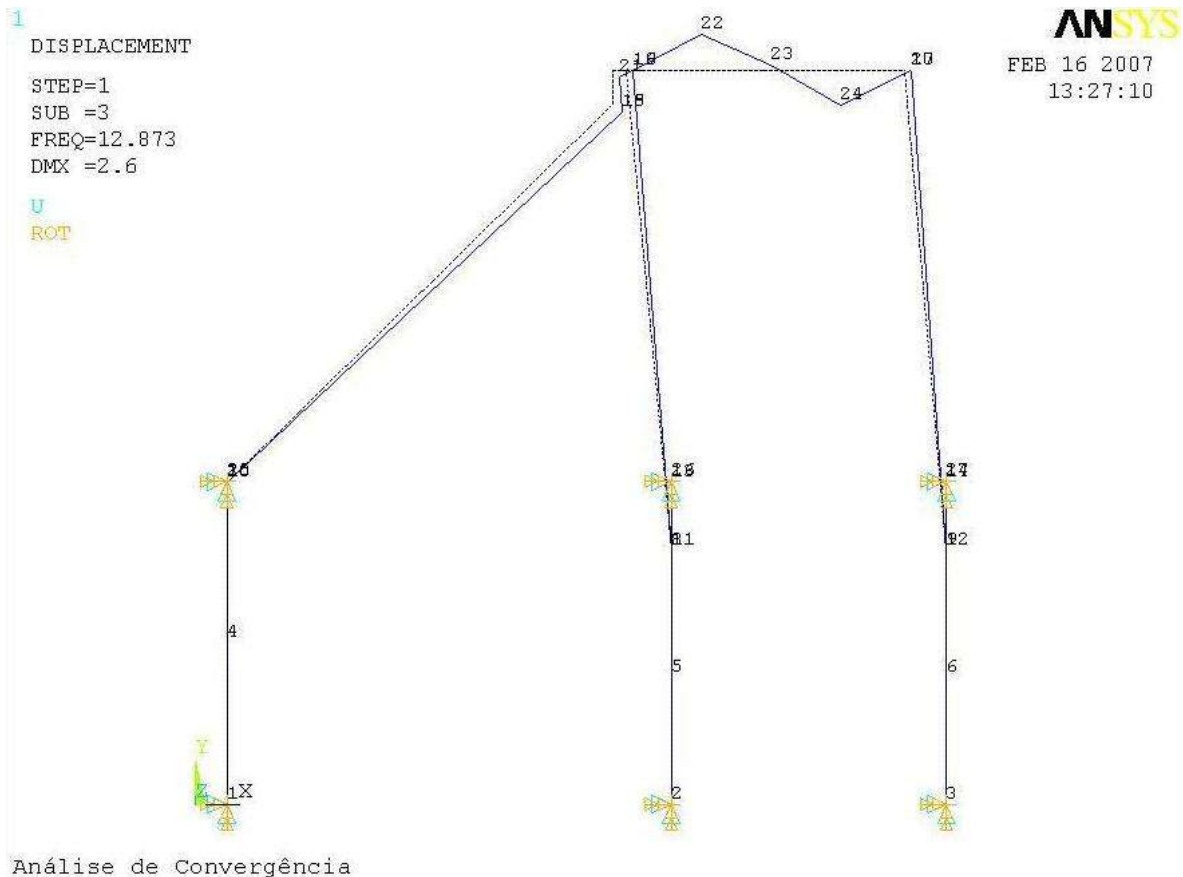


Figura 12 - 3º modo de vibrar a 12,873 Hz com 27 nós.

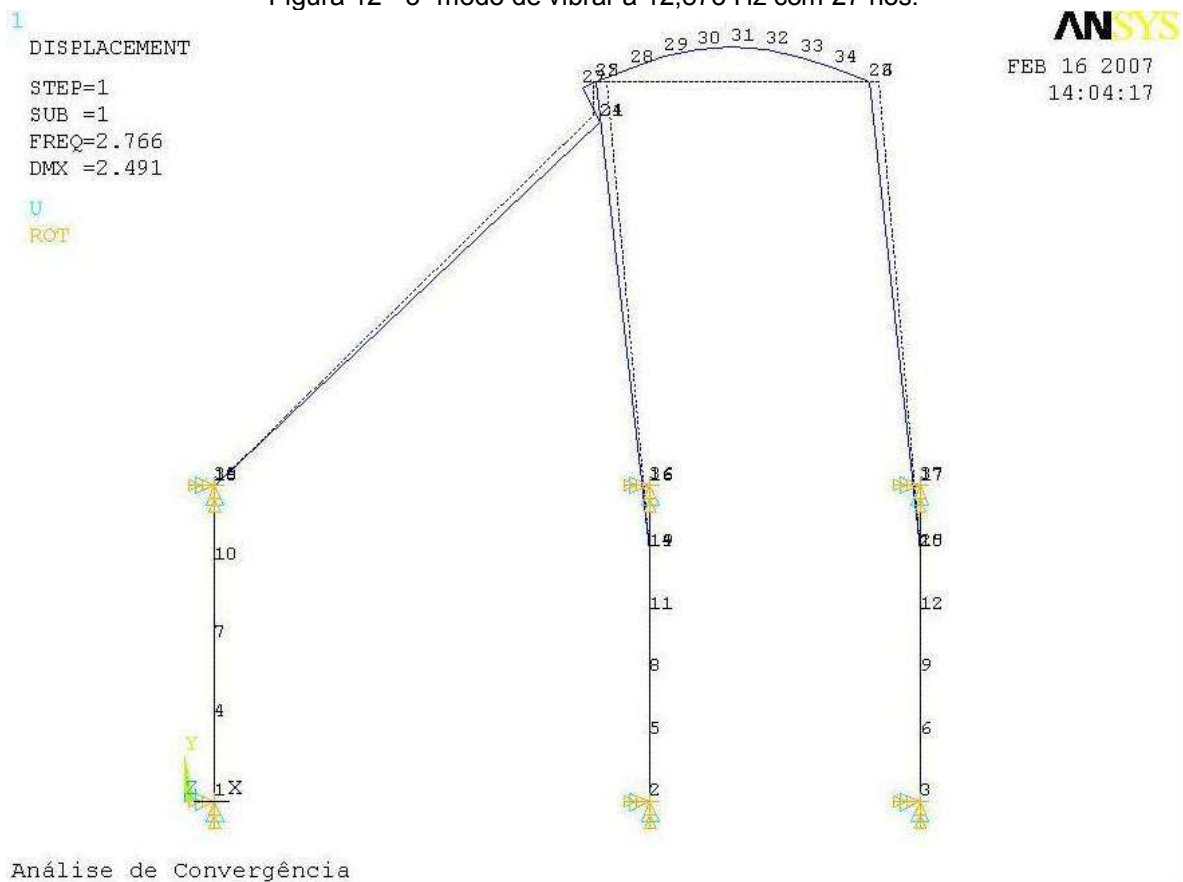


Figura 13 - 1º modo de vibrar a 2,766 Hz com 37 nós.

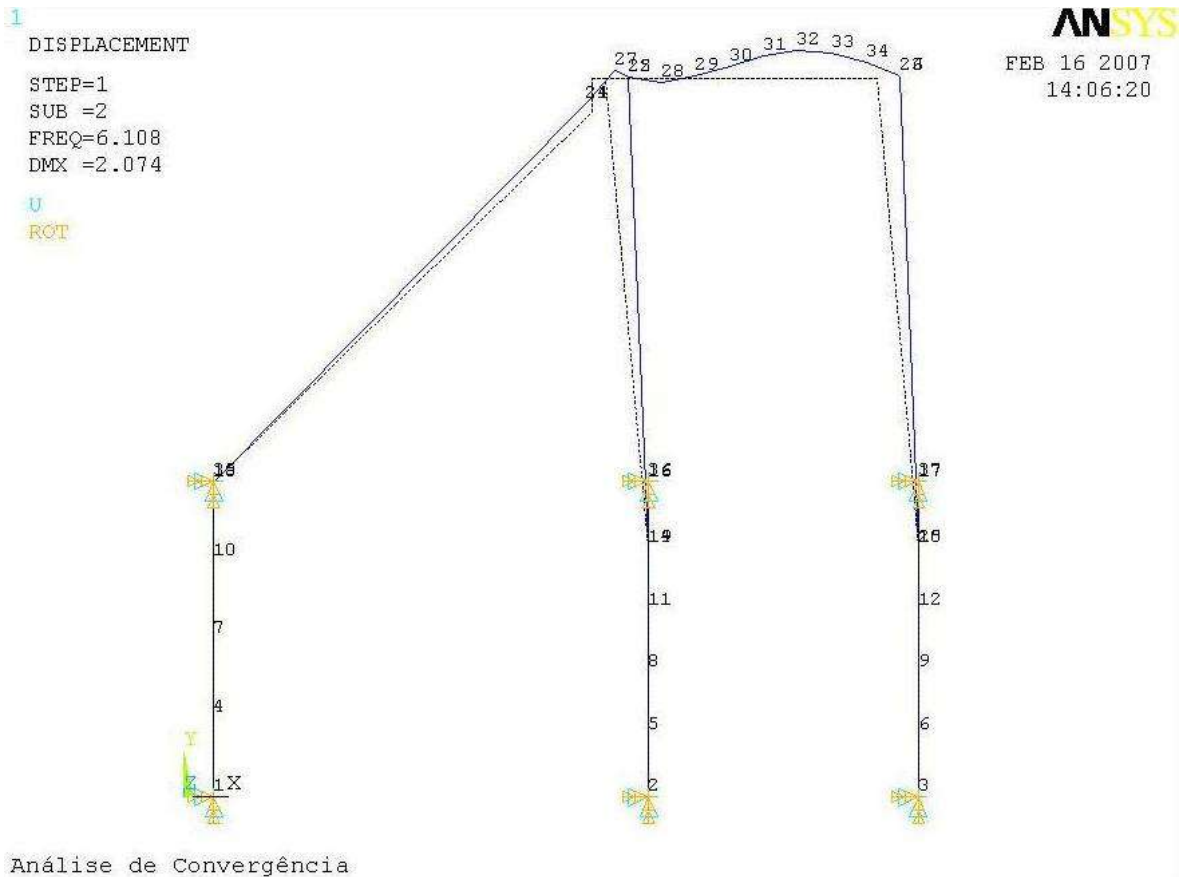


Figura 14 - 2º modo de vibrar a 6,108 Hz com 37 nós.

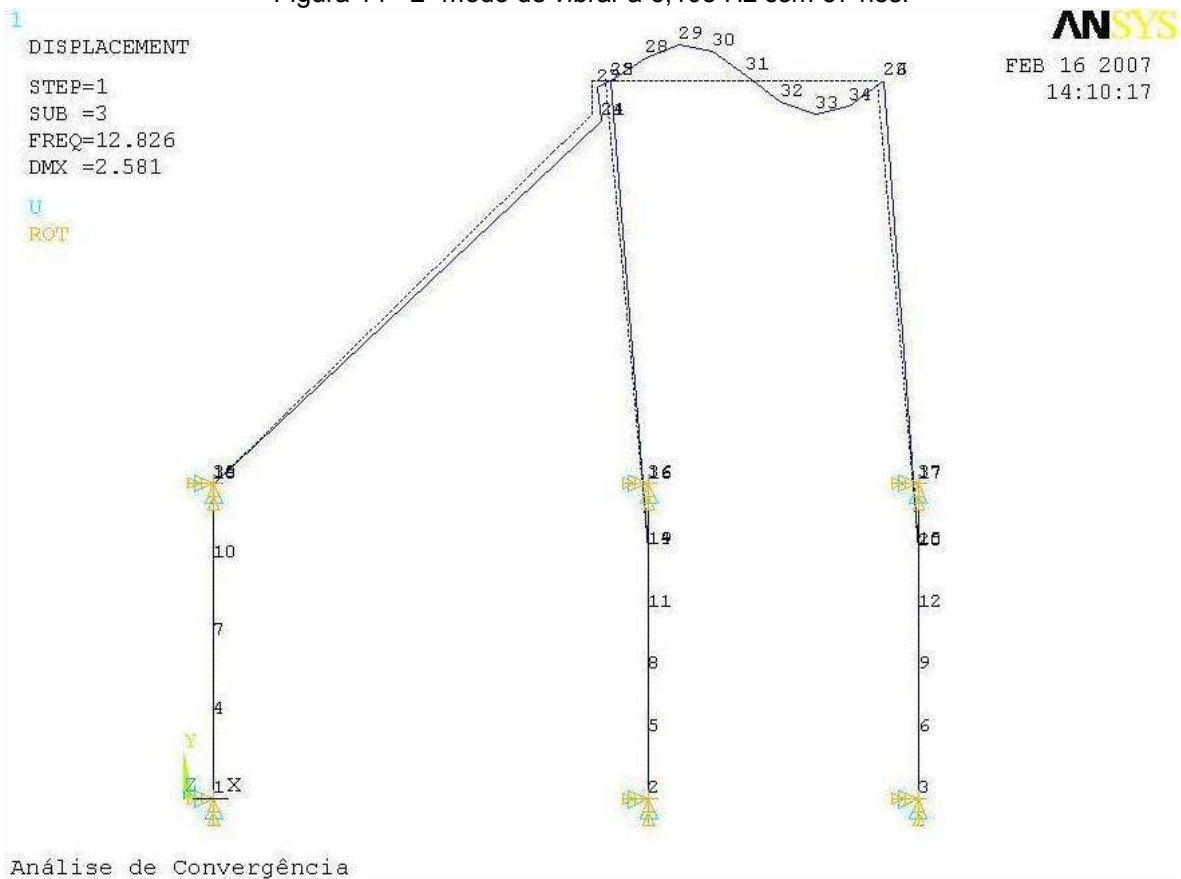


Figura 15 - 3º modo de vibrar a 12,826 Hz com 37 nós.

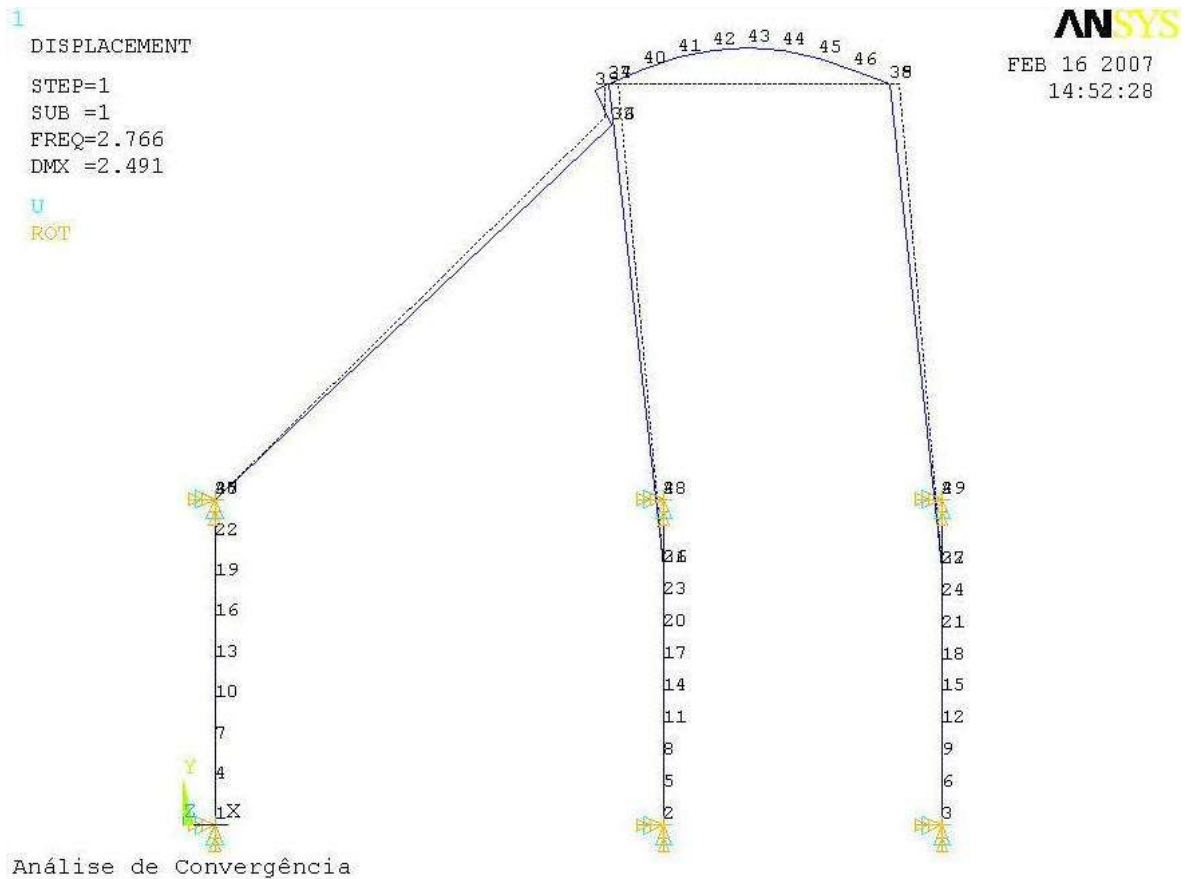


Figura 16 - 1º modo de vibrar a 2,766 Hz com 49 nós.

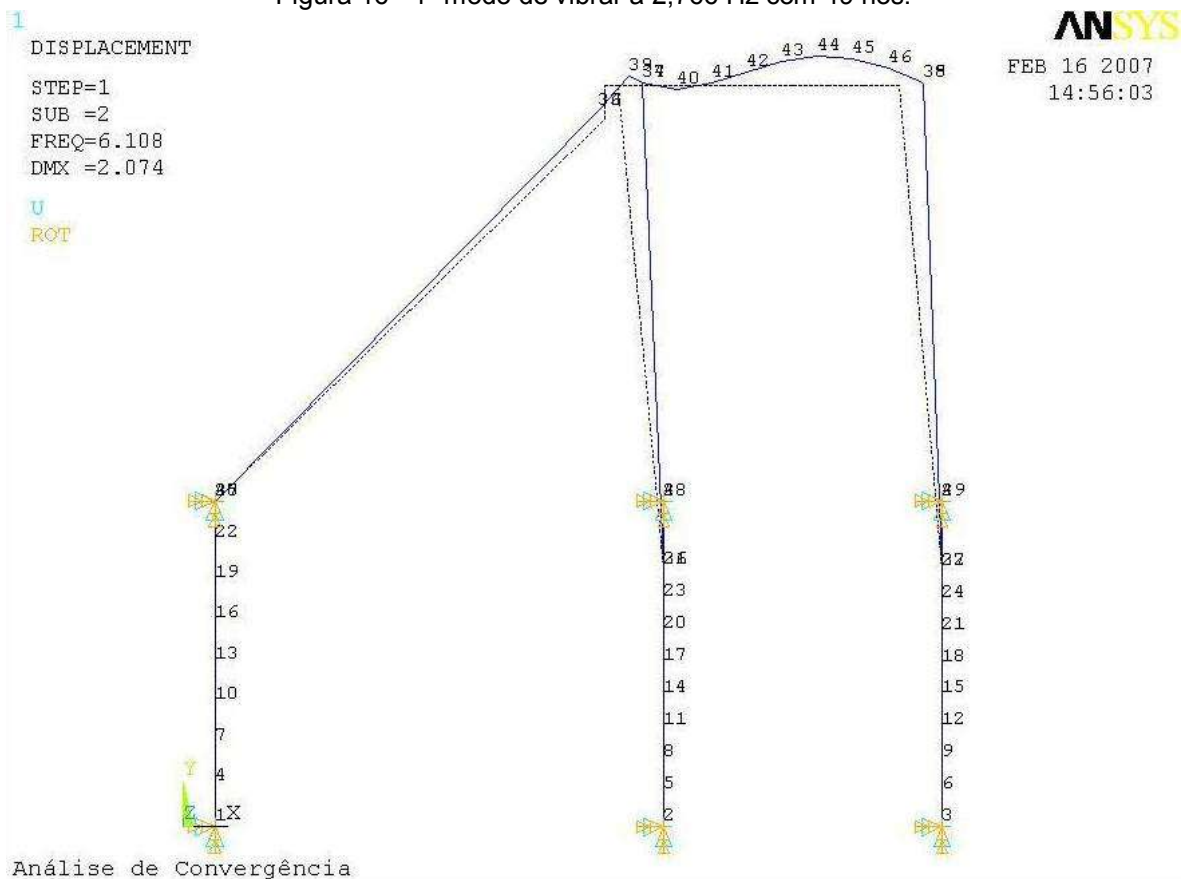


Figura 17 - 2º modo de vibrar a 6,108 Hz com 49 nós.

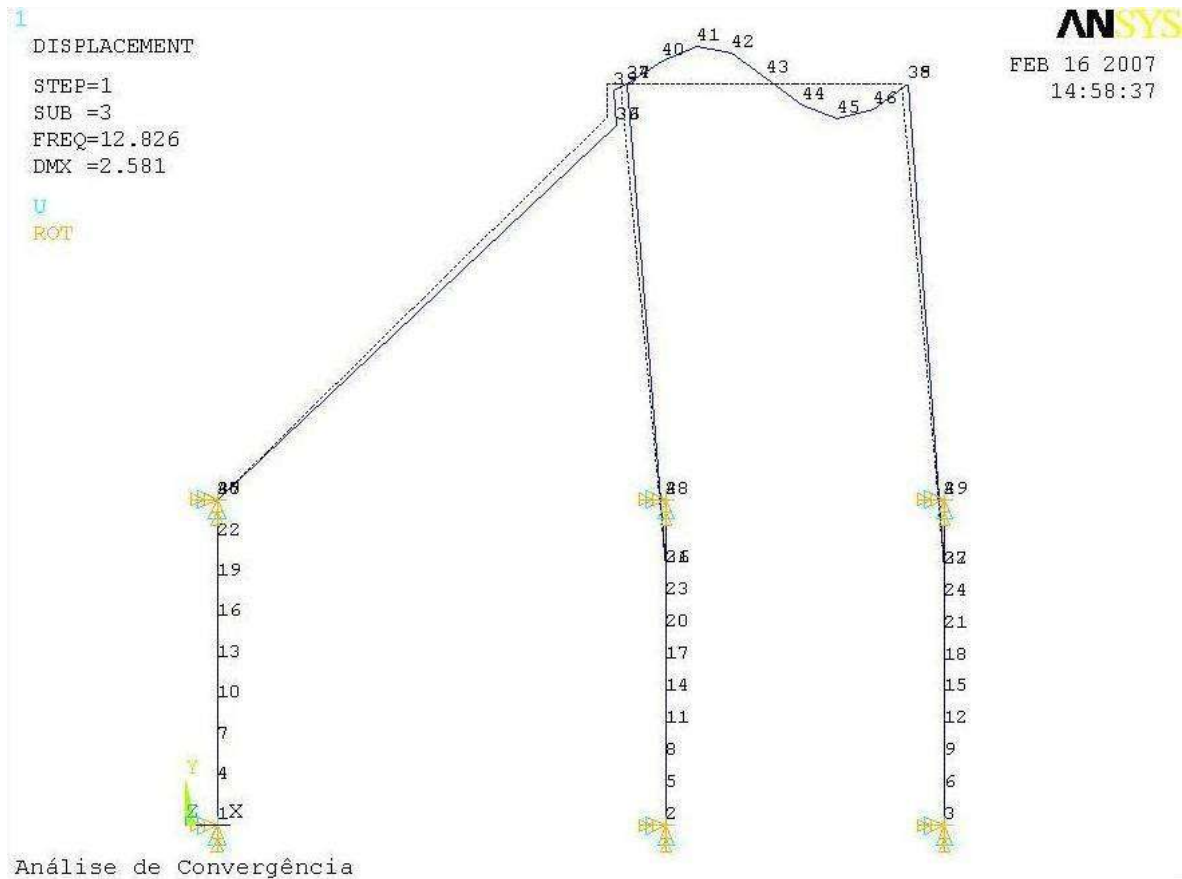


Figura 18 - 3º modo de vibrar a 12,826 Hz com 49 nós.

### 3.5 Análise da flexibilidade com o método dos elementos finitos

Para avaliar a flexibilidade da estrutura em cada ponto nos espaços de trabalho com orientação constante foi aplicada uma força unitária positiva (1N) primeiro na direção de Y, depois na direção de Z e por último um momento unitário positivo (1Nmm). O carregamento unitário foi feito sobre cada um dos nós na superfície da mesa, mantiveram-se todos os outros nós descarregados e observaram-se os máximos e os mínimos deslocamentos de todos os nós analisados, sobre cada coordenada ( $Y_G; Z_G; \theta_G$ ) válida obtida na cinemática inversa. Uma vez que todos os nós da superfície da mesa foram analisados em uma coordenada ( $Y_G; Z_G; \theta_G$ ) válida, os valores máximos e mínimos observados nesta coordenada para  $F_y=1N$ ,  $F_z=1N$  e  $M_x=1Nmm$  foram armazenados definindo assim a flexibilidade da máquina-ferramenta em uma coordenada ( $Y_G; Z_G; \theta_G$ ).

Os deslocamentos observados devido a estes esforços unitários foram

obtidos com a multiplicação da inversa da matriz de rigidez global:

$$\{U\}=[K_G]^{-1}\{F\} \quad (22),$$

com a estrutura discretizada com 49 nós obtida na análise de convergência, pela matriz coluna com o esforço unitário. As flexibilidades obtidas se encontram em mm/N e rad/N com  $F_y=1N$  ou  $F_z=1N$  e em mm/Nmm e rad/Nmm com  $M_x=1Nmm$ . Esta flexibilidade equivale ao inverso da rigidez de molas tracionadas ou comprimidas, na vertical bem como na horizontal, quando submetidas a cargas concentradas.

Os fusos de potência foram engastados nos seus extremos. A posição de cada junta rotativa sobre cada fuso pode ser na vertical maior que 0 e menor ou igual a 310mm. Sendo assim um elemento finito de viga adicional com comprimento de 1mm foi adicionado na parte superior de cada fuso. E com isto a articulação pode estar até sobre o nó a 310mm do chão e na análise da flexibilidade ela ainda não estará no nó engastado que por sua vez está 1mm acima desta. Isto foi implementado pois na prática a articulação também não fica sobre o engastamento. Quando uma articulação está sobre um dos nós dos fusos é necessário apenas alterar a matriz de conectividade definida na análise de convergência. Com os valores armazenados de  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_3$ , na cinemática inversa, quando uma junta encontra-se entre dois nós pré-definidos em um dos fusos uma nova matriz de conectividade é feita. Entre estes dois nós é estabelecido um novo nó na coordenada da junta, a partir de um elemento de viga surgem dois novos e a análise da flexibilidade é feita. A estrutura analisada com 49 nós encontra-se na figura 19. Os nós analisados estão selecionados em uma elipse e um texto descritivo mostra a numeração destes da esquerda para a direita.

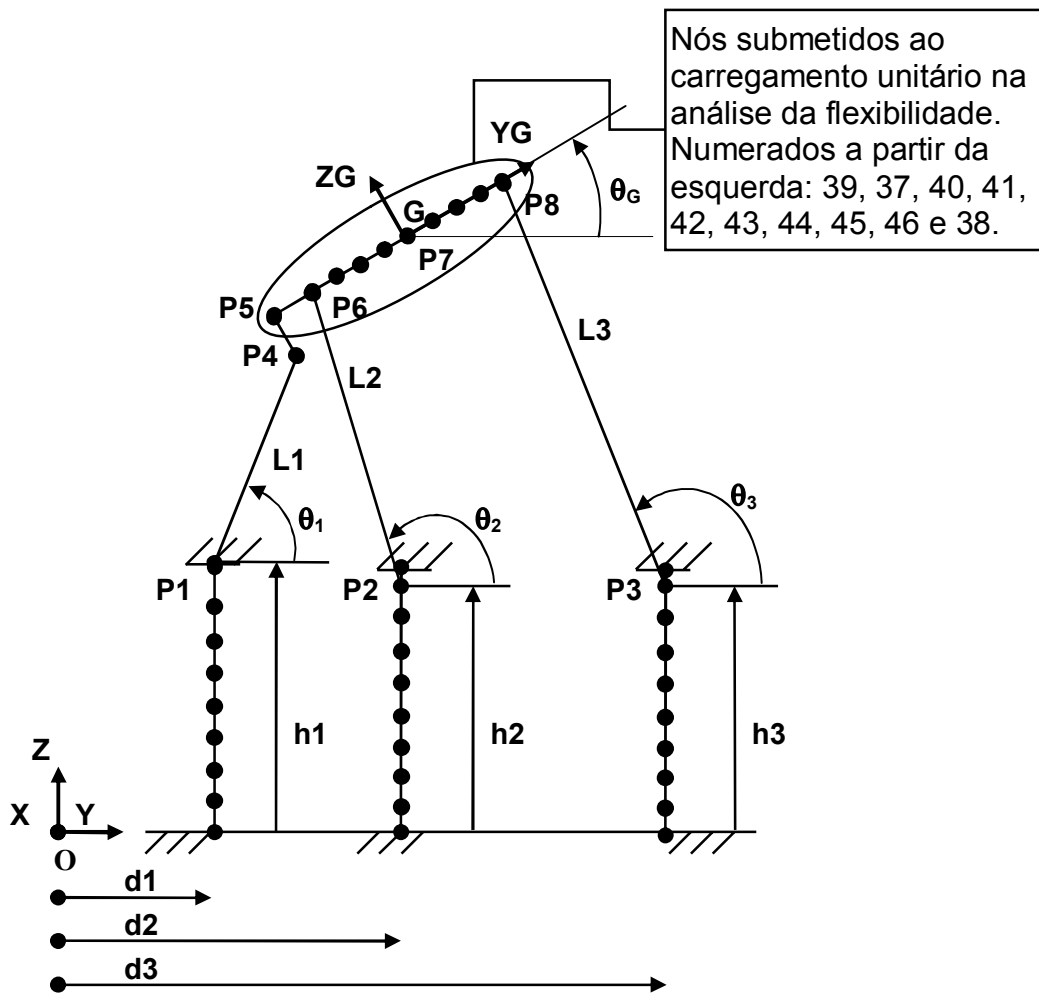


Figura 19 - Estrutura com 49 nós utilizada na análise da flexibilidade.

Utilizando a matriz de rigidez da estrutura com 49 nós apresentada na análise de convergência, a máxima e a mínima flexibilidade foram mapeadas ao longo de cada espaço de trabalho com orientação constante nas 623125 coordenadas válidas. A rotina para o mapeamento da flexibilidade foi implementada no programa Matlab e executada em um Pentium<sup>HT</sup> 2,93GHz com 512MB de RAM em aproximadamente 126 horas. Os gráficos gerados nas distribuições de flexibilidade encontram-se no CD anexo a este trabalho na pasta: 3-Análise de Flexibilidade\Gráficos.

### 3.6 Determinação da carga de flambagem nas barras que ligam os atuadores à plataforma móvel

Na análise de flexibilidade as barras que unem os atuadores à plataforma



móvel foram tratadas como elementos finitos de treliça e estes por sua vez são barras biarticuladas submetidas apenas à tração ou compressão.

Em Hibbeler (2000) sabe-se que a carga crítica de compressão para que ocorra flambagem em uma barra biarticulada de comprimento  $L$ , com seção transversal constante, momento de inércia mínimo  $I$  em sua seção transversal e com material com módulo de elasticidade  $E$  é de:

$$P_{cr} = \pi^2 EI / (L^2) \quad (23).$$

Através da análise da flexibilidade ao longo dos espaços de trabalho com orientação constante é possível determinar, através dos deslocamentos nodais, se as barras que unem os atuadores à plataforma móvel estão sob compressão ou tração. E assim determinar a carga axial para avaliar se ocorre flambagem naquela coordenada do espaço de trabalho. Com isto o cálculo da carga de flambagem é usado para validar a análise da flexibilidade e a análise modal feitas na estrutura em uma determinada coordenada. Porém em um projeto real para avaliar se não ocorre flambagem deve-se considerar o máximo esforço de corte e as forças máximas nos atuadores.

### 3.7 Determinação da primeira freqüência natural da estrutura

Anteriormente foi obtida a matriz de rigidez global  $[K_G]$  da estrutura em uma determinada coordenada válida. Para obter a matriz de massa global  $[M_G]$  da estrutura, utiliza-se a matriz de conectividade com a matriz de massa concentrada do elemento de junta de rotação e com as matrizes de massa consistente do elemento de treliça e de viga em coordenadas globais. Desta forma a matriz de massa global da estrutura  $[M_G]$  é montada em uma determinada coordenada válida armazenada na cinemática inversa. Na montagem da matriz de massa global quando uma junta de rotação encontra-se sobre um nó pré-determinado em um dos fusos ou entre dois destes nós (figura 19) é feito o mesmo tratamento que o relatado na análise da flexibilidade.

Com as matrizes de rigidez global  $[K_G]$  e de massa global  $[M_G]$ , obtidas para a estrutura posicionada em uma coordenada válida, o problema de autovalores e autovetores pode ser resolvido. Desta forma considerando o problema com as

matrizes de rigidez e massa global da estrutura:

$$[K_G]\{U(t)\} + [M_G]\{\ddot{U}(t)\}=0 \quad (24);$$

$$U(t)=U_0\text{sen}(wt) \quad (25);$$

$$[K_G - M_G w^2].U_0=0 \quad (26);$$

$$[(M_G^{-1})K_G - w^2].U_0=0 \quad (27).$$

Com os autovalores obtidos na eq.(26) extrai-se a raiz quadrada destes e dividindo-os por  $2\pi$  obtêm-se as freqüências naturais da estrutura em Hertz. O comando utilizado no Matlab para obter os autovalores da eq.(26) foi o *eig(Kg,Mg)*.

A 1ª freqüência natural é importante de ser quantificada e mapeada em cada ponto nos espaços de trabalho com orientação constante pois é nesta em que ocorrem as vibrações de maior amplitude.

A rotina para o mapeamento da 1ª freqüência natural foi implementada no programa Matlab e executada em um Pentium<sup>HT</sup> 2,93GHz com 512MB de RAM em aproximadamente 163,25 horas. Os gráficos gerados nas distribuições da 1ª freqüência natural encontram-se no CD anexo a este trabalho na pasta: 4-Análise Modal\Gráficos.

### 3.8 Seleção de áreas livres de singularidades

Analisando as distribuições de flexibilidade e da 1ª freqüência natural foram selecionadas regiões retangulares em cada espaço de trabalho com orientação constante. Estas regiões são recomendadas para a utilização da máquina por encontrarem-se livres de picos de alta flexibilidade e baixas freqüências naturais. A tabela 2 apresenta os limites destas regiões retangulares. Por se tratarem de retângulos foi uma seleção muito conservadora, sendo assim, ainda há regiões nas proximidades destes retângulos onde a utilização da máquina-ferramenta é viável.

Tabela 2 - Áreas seleccionadas para a operação da máquina-ferramenta

<b>Áreas Seleccionadas</b>				
<b>Orientação Constante - <math>\theta_G</math> (graus)</b>	<b>Ymín (mm)</b>	<b>Ymáx (mm)</b>	<b>Zmín (mm)</b>	<b>Zmáx (mm)</b>
-81	480	510	520	555
-72	435	500	520	590
-63	400	500	525	600
-54	400	510	530	575
-45	380	460	500	600
-36	350	440	480	580
-27	350	390	510	600
-18	400	520	500	650
-9	400	475	550	670
0	470	640	520	670
9	400	630	560	670
18	495	650	540	685
27	500	600	550	675
36	465	520	570	635
45	430	440	586	594

Tabela 2 - Áreas seleccionadas para a operação da máquina-ferramenta.

Os gráficos gerados nas distribuições da flexibilidade e da 1ª frequência natural sobre estas áreas seleccionadas encontram-se no CD anexo a este trabalho respectivamente nas pastas: 3-Análise de Flexibilidade\GrafSemSing, 4-Análise Modal\GrafSemSing e 4-Análise Modal\GrafSemSing\_cinza em cores e em escala de cinza.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A seguir serão apresentados os gráficos dos espaços de trabalho total e com orientação constante, alguns exemplos de distribuições de flexibilidade e da 1ª frequência natural nas áreas selecionadas para a operação da máquina. Tabelas resumindo as características observadas em cada área selecionada estão apresentadas após os gráficos. Após a apresentação dos dados levantados sobre a máquina três análises de sensibilidade de parâmetros estruturais são apresentadas para a máquina usando o alumínio, depois o aço inox e por último a fibra de carbono para os materiais das barras que unem os atuadores à plataforma móvel e a plataforma móvel. Nestas três análises de sensibilidade o material dos fusos foi sempre adotado como aço 1020.

### 4.1 Espaços de trabalho total e com orientação constante

Neste trabalho primeiro em uma análise discretizada com cinemática inversa foram determinados os espaços de trabalho total e com constante orientação avaliando um domínio de 0 a 1000mm em Y e em Z com incrementos de 1mm e variando a inclinação da plataforma móvel de  $-90^\circ$  a  $+90^\circ$  com incrementos de  $9^\circ$ . Com o conjunto de pontos fornecidos pela cinemática inversa obteve-se a área aproximada destes conjuntos de pontos com a função do Matlab denominada *convhull()*. A seguir encontram-se os espaços de trabalho total e com orientação constante obtidos. O ângulo da plataforma móvel que permanece constante é apresentado no título dos gráficos dos espaços de trabalho com orientação constante.

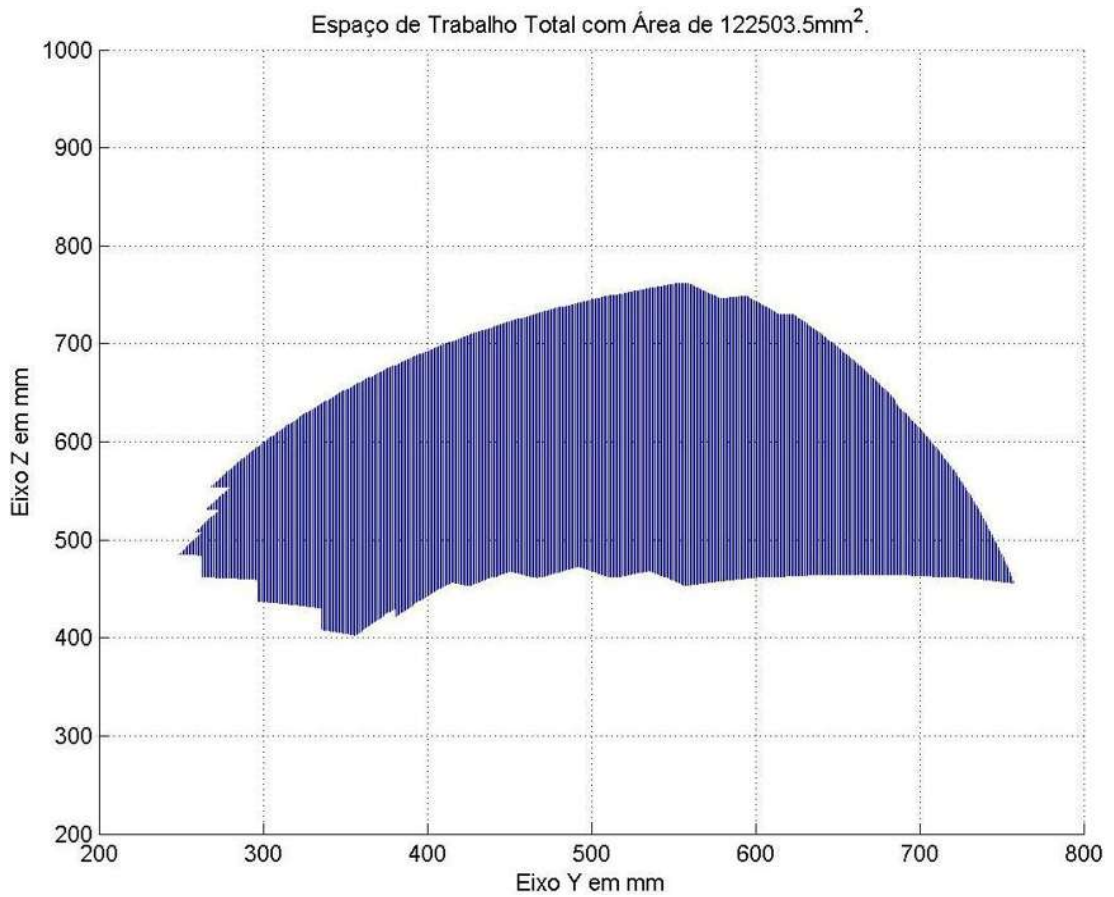


Figura 20 - Espaço de trabalho total.

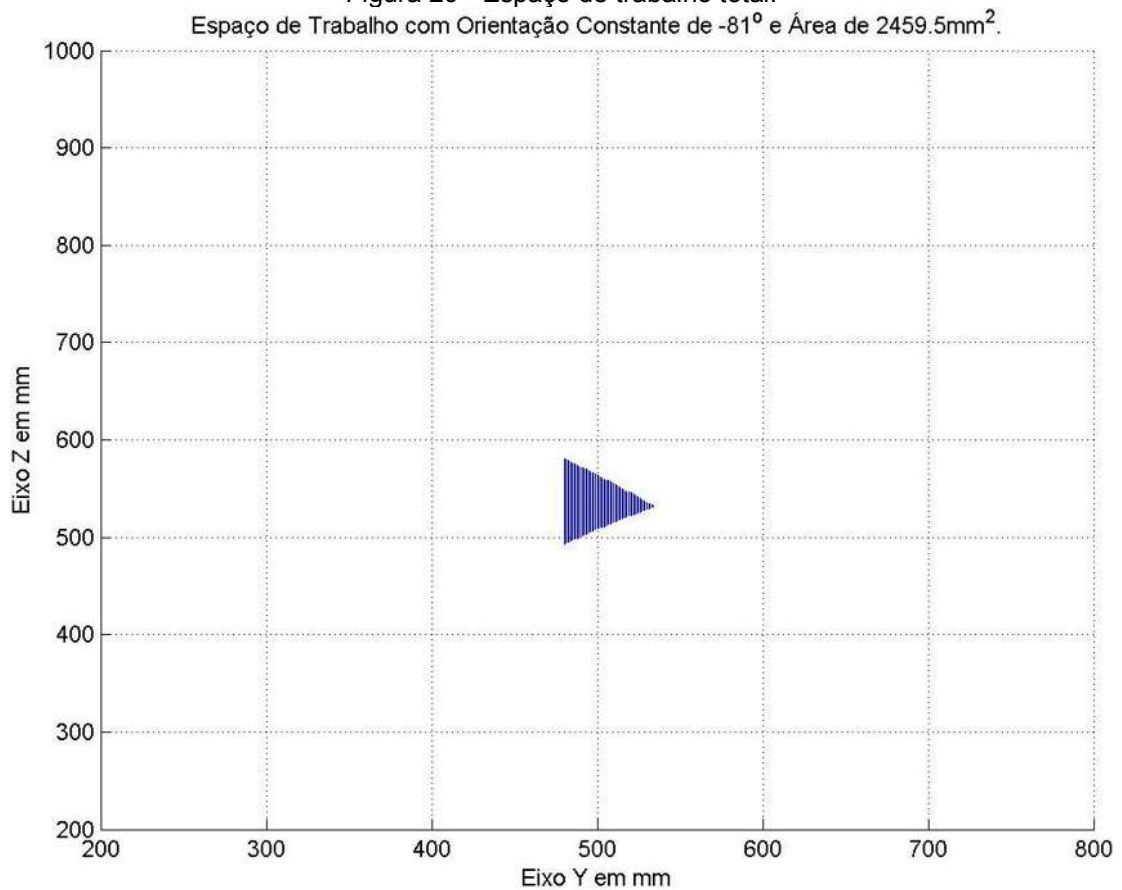


Figura 21 - Espaço de trabalho com orientação constante de -81°.

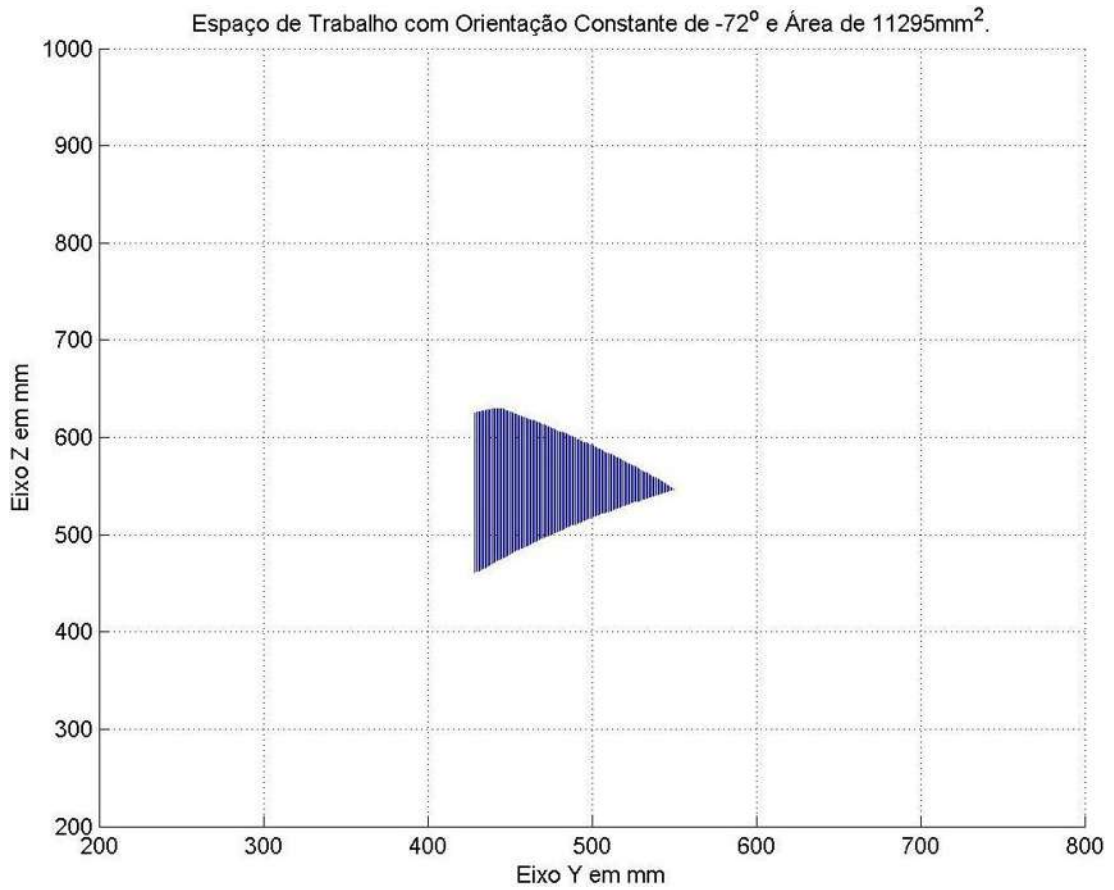


Figura 22 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $-72^\circ$ .  
Espaço de Trabalho com Orientação Constante de  $-63^\circ$  e Área de  $23659.5\text{mm}^2$ .

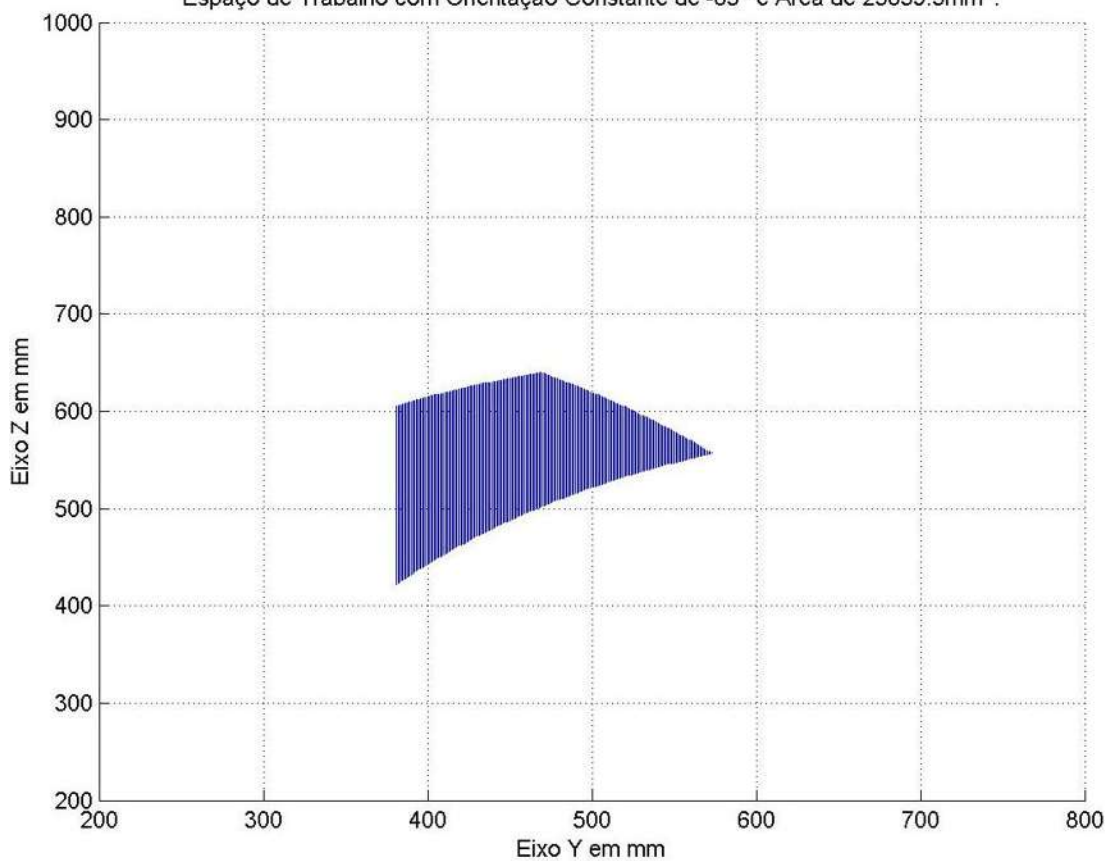


Figura 23 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $-63^\circ$ .

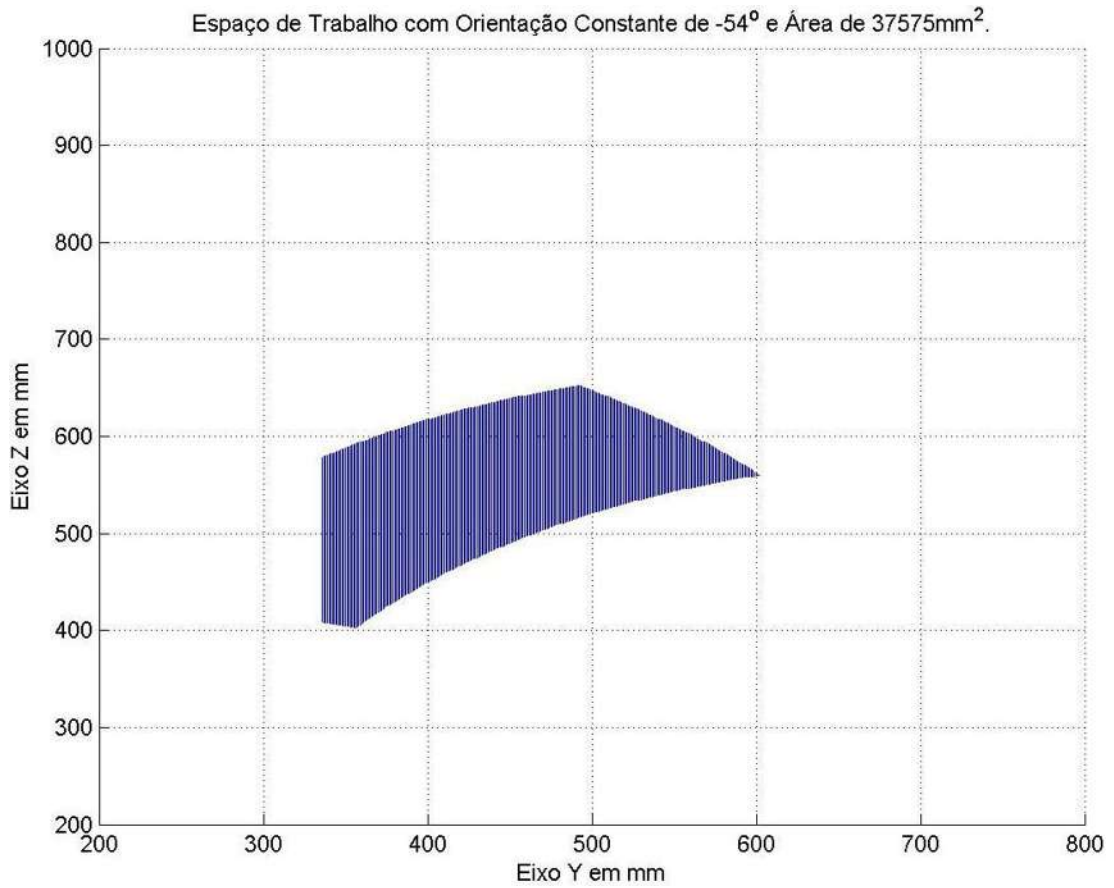


Figura 24 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $-54^\circ$ .

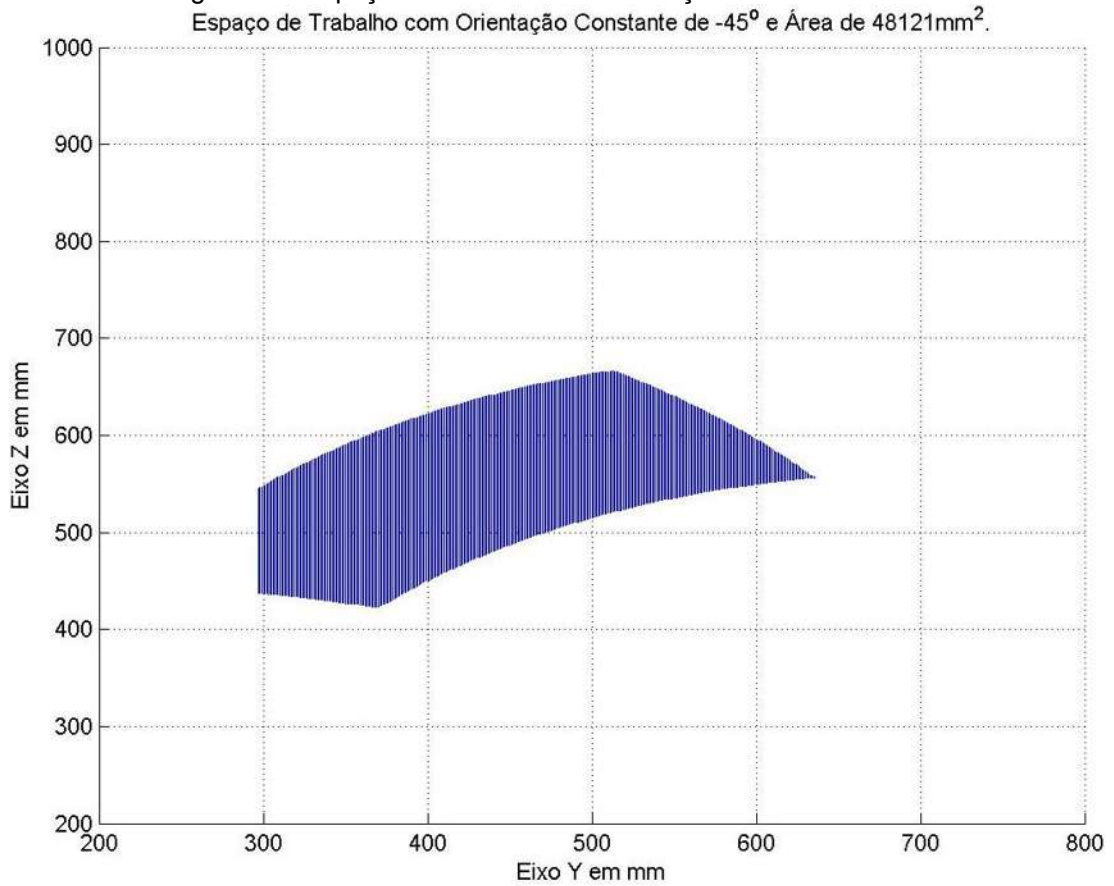


Figura 25 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $-45^\circ$ .

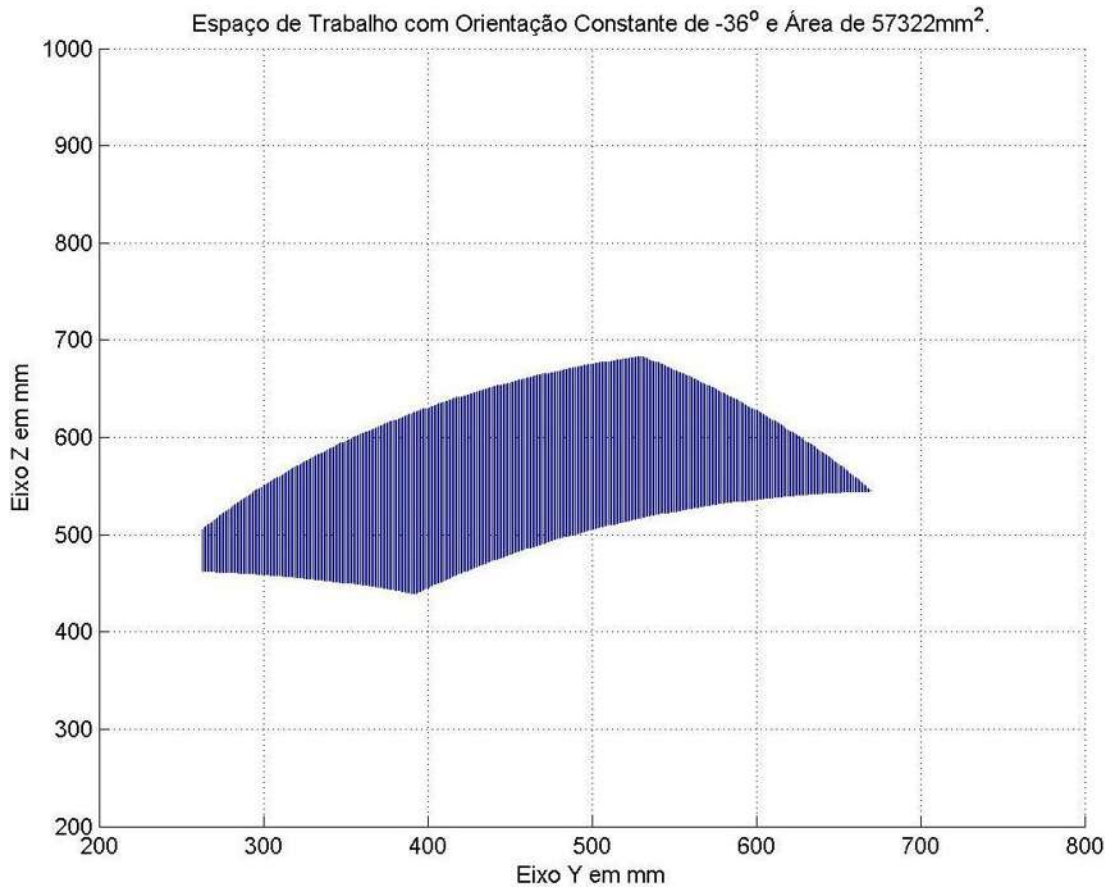


Figura 26 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $-36^\circ$ .  
Espaço de Trabalho com Orientação Constante de  $-27^\circ$  e Área de  $65521.5\text{mm}^2$ .

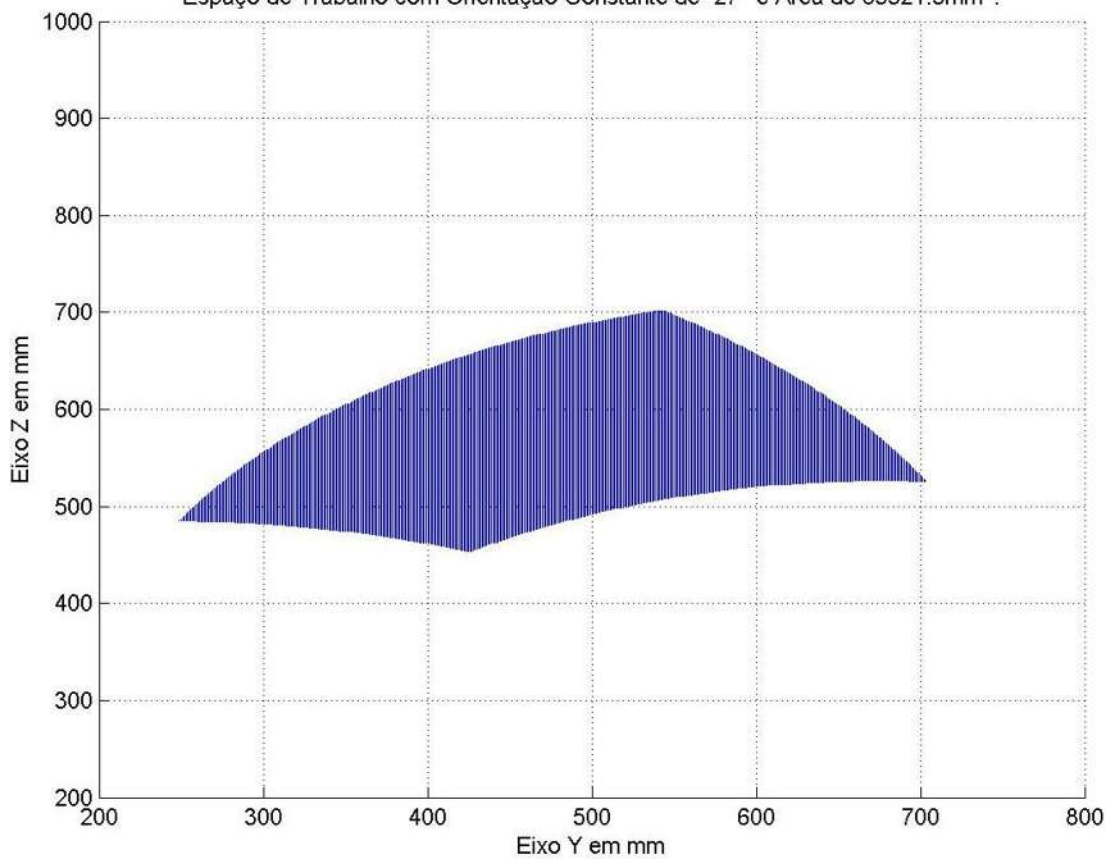


Figura 27 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $-27^\circ$ .



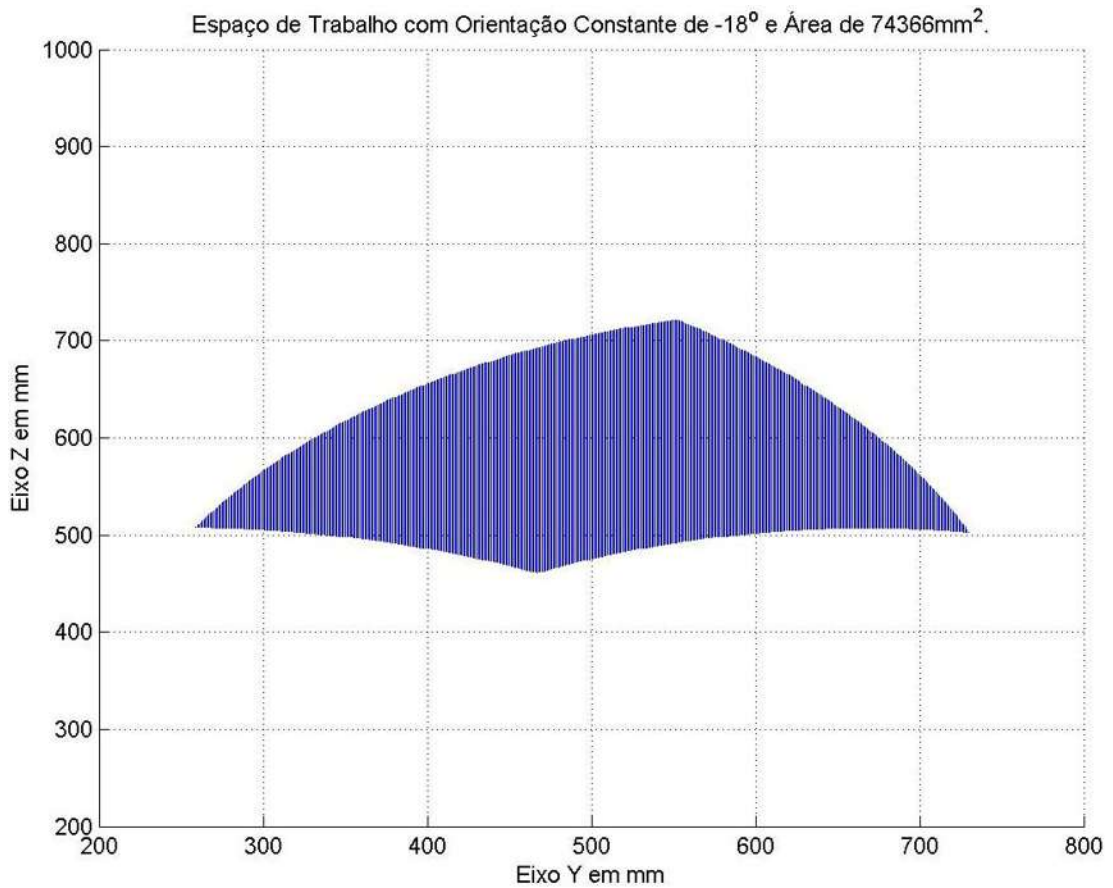


Figura 28 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $-18^\circ$ .

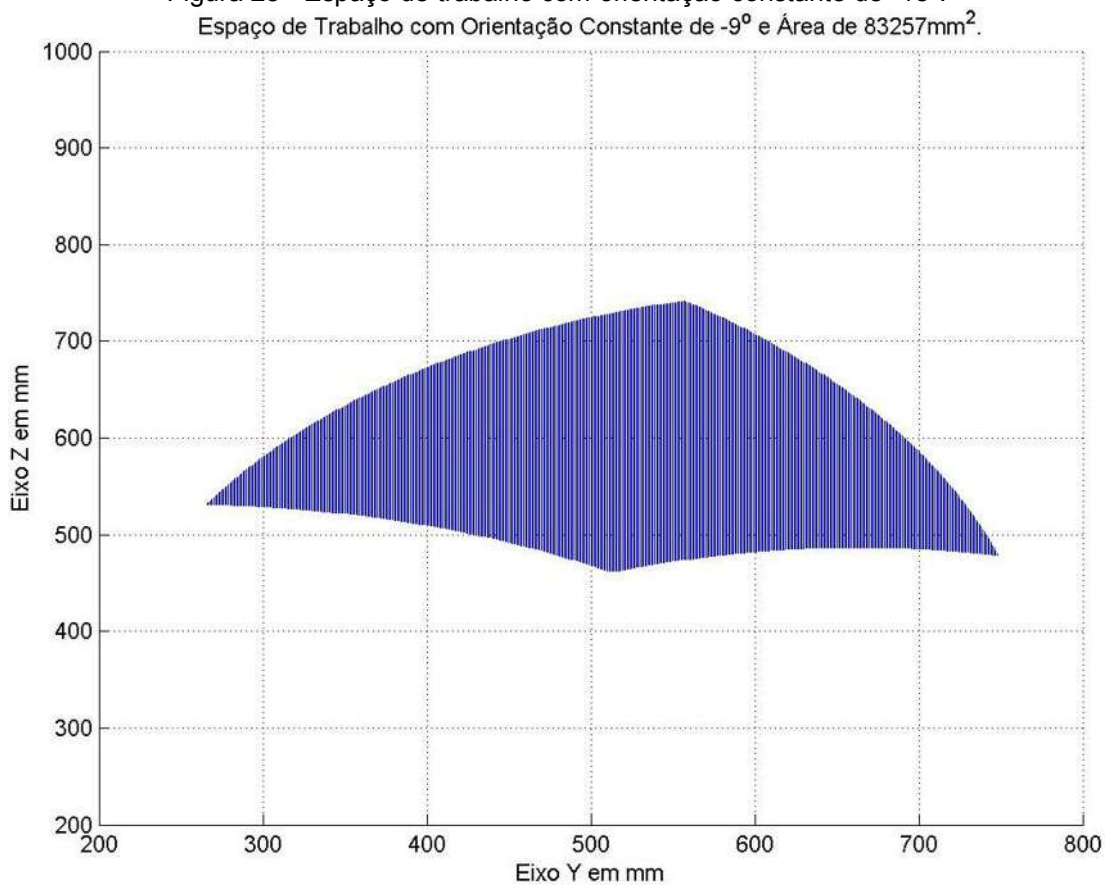
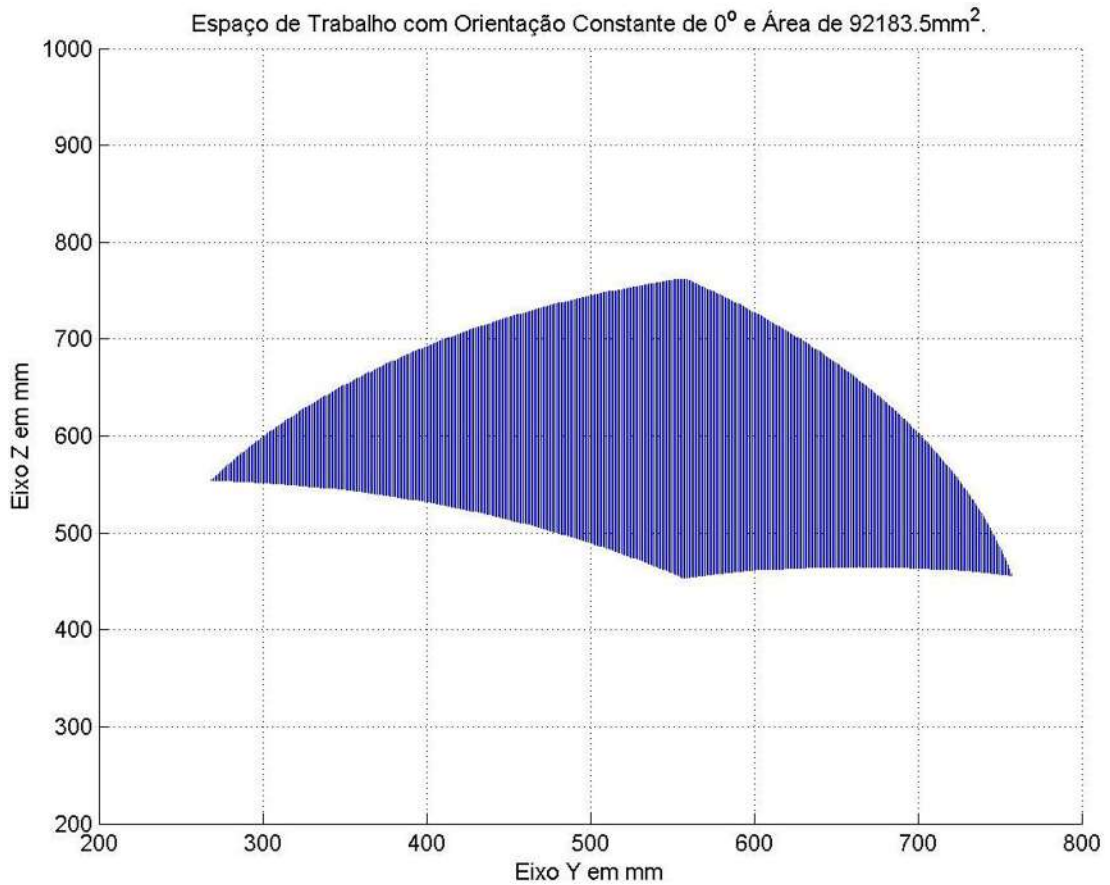
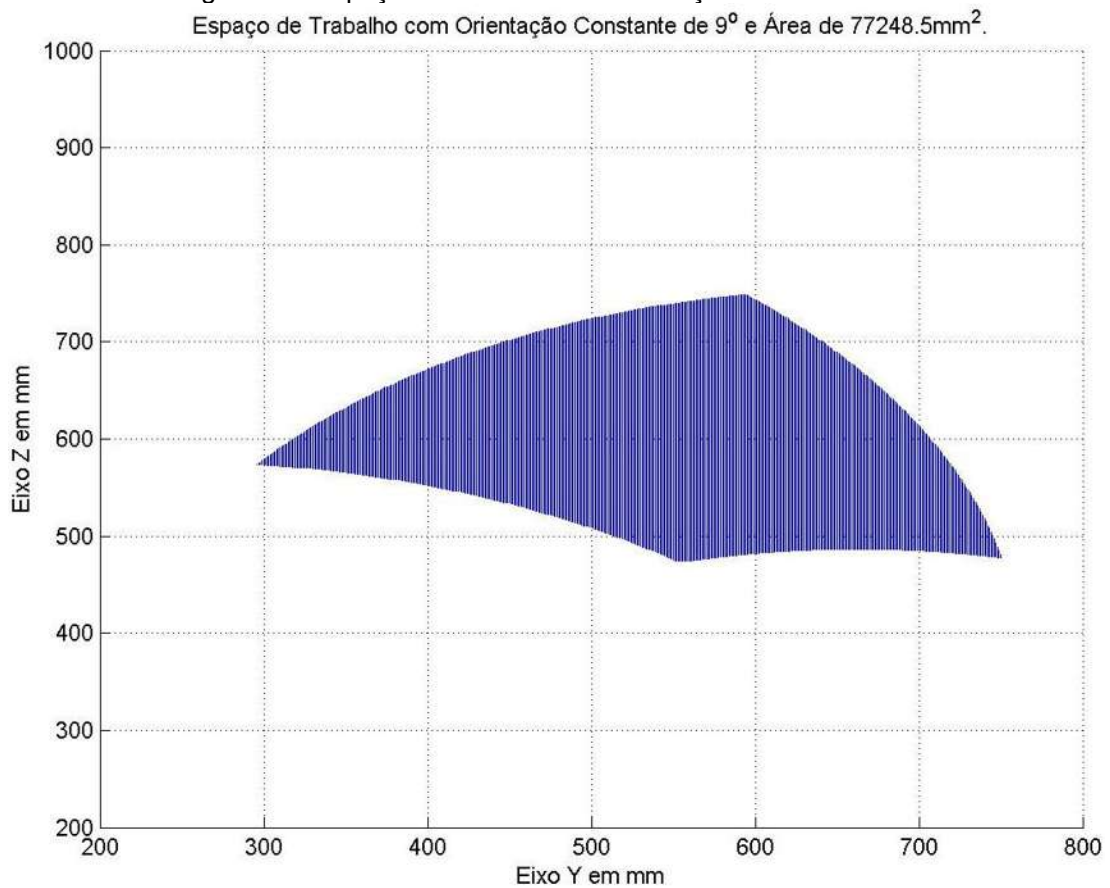


Figura 29 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $-9^\circ$ .

Figura 30 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $0^\circ$ .Figura 31 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $9^\circ$ .

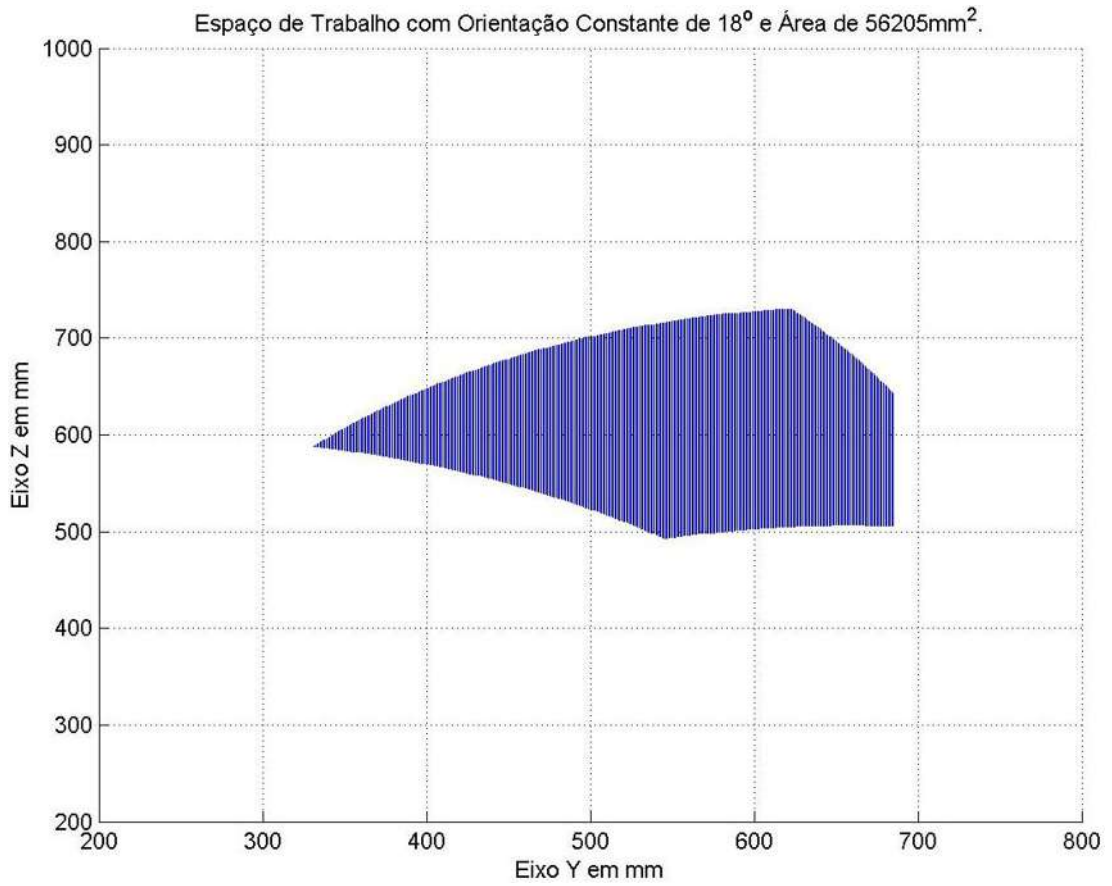


Figura 32 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $18^\circ$ .  
 Espaço de Trabalho com Orientação Constante de  $27^\circ$  e Área de  $29299.5\text{mm}^2$ .

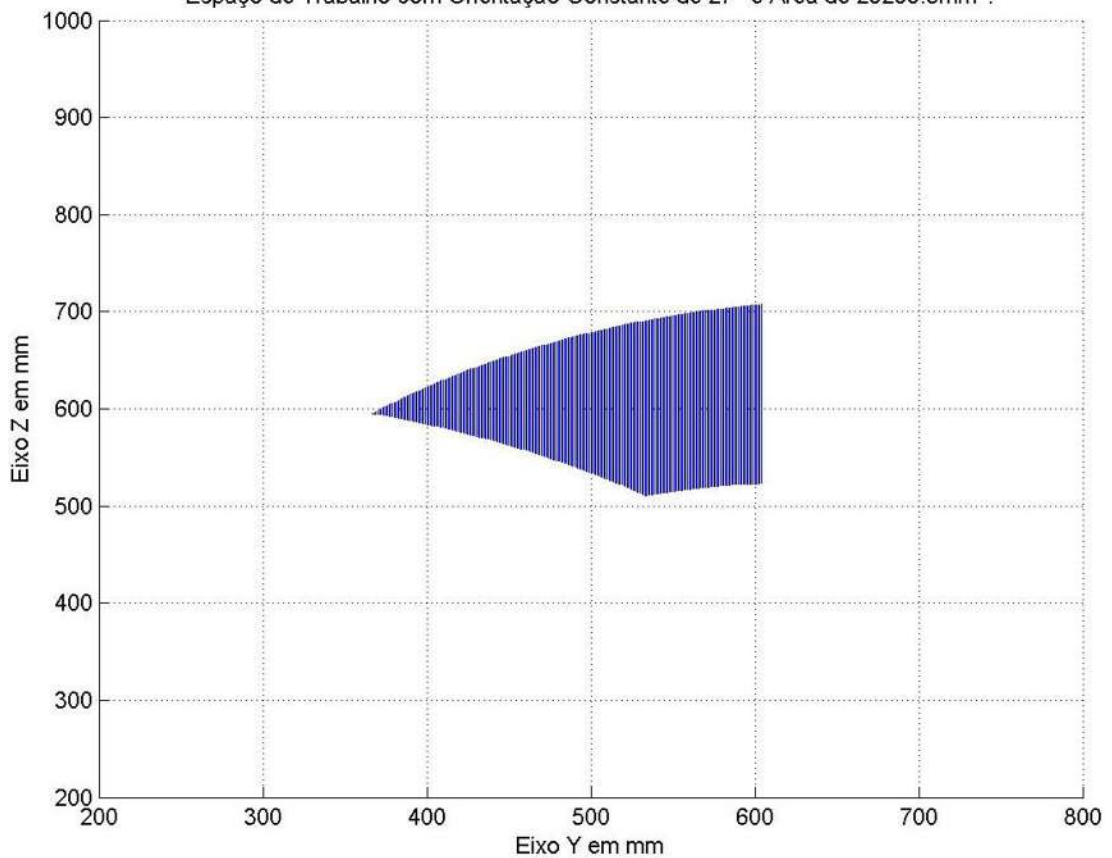


Figura 33 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $27^\circ$ .

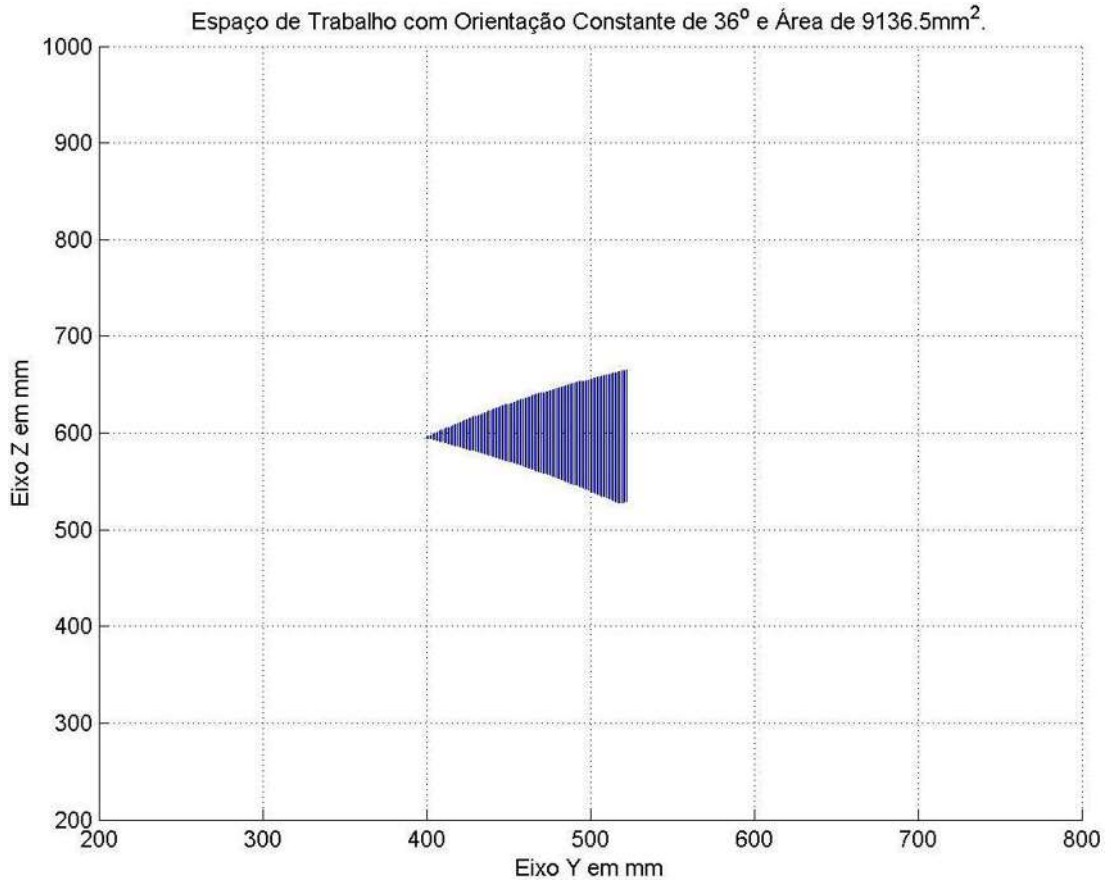


Figura 34 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $36^\circ$ .

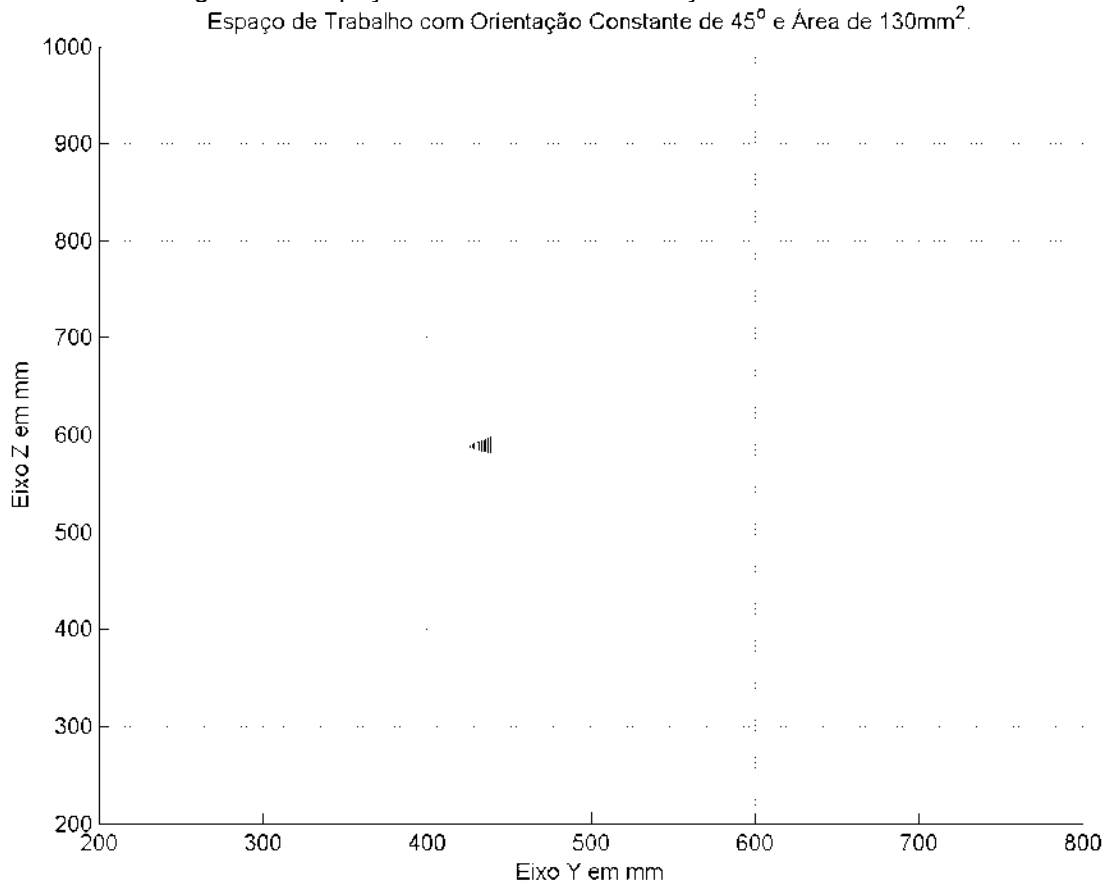


Figura 35 - Espaço de trabalho com orientação constante de  $45^\circ$ .

Obtidos os espaços de trabalho com orientação constante constatou-se que a área é máxima, na discretização adotada, com a inclinação da mesa a  $0^\circ$ . A seguir é apresentado um gráfico demonstrando o aumento da área dos espaços de trabalho com orientação constante até  $0^\circ$  e depois a sua redução até  $45^\circ$ .

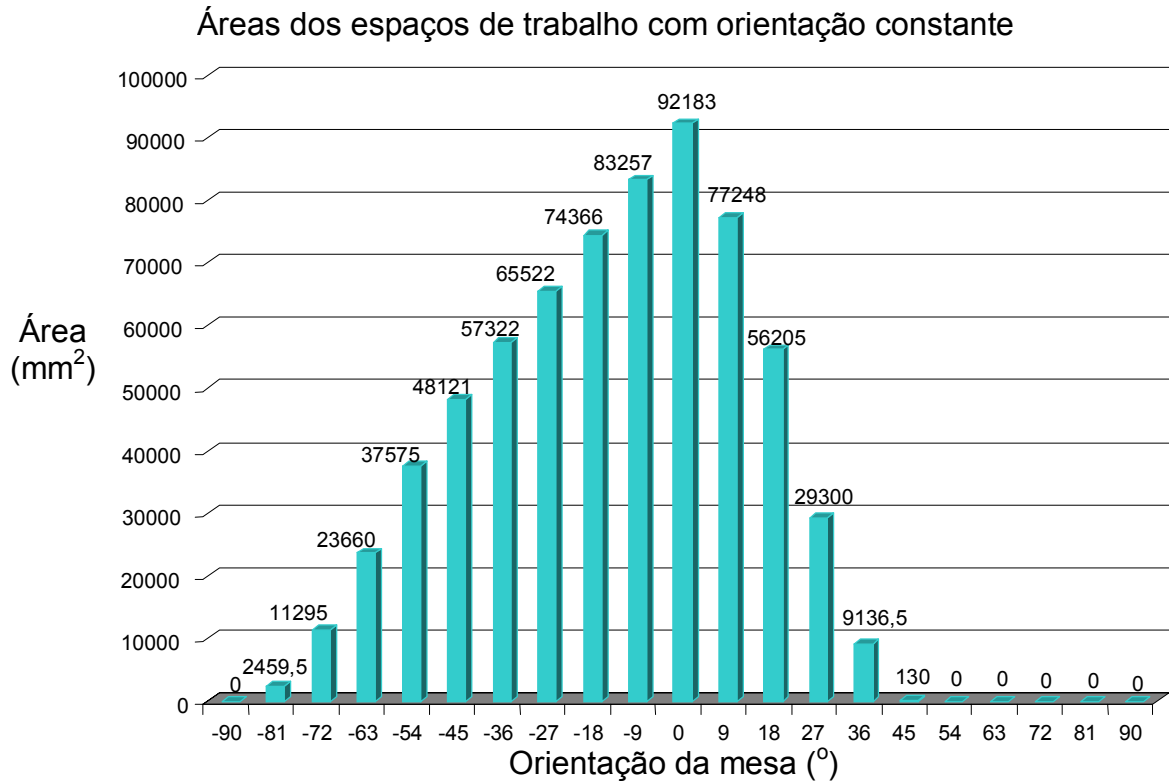


Figura 36 - Áreas dos espaços de trabalho com orientação constante.

## 4.2 Apresentação das distribuições de flexibilidade nos espaços de trabalho com orientação constante

A seguir encontram-se as distribuições de flexibilidade sobre os espaços de trabalho com orientação constante de  $-18^\circ$ ,  $-9^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $9^\circ$  e  $18^\circ$  nas áreas selecionadas para o uso da máquina-ferramenta Tetraglide.

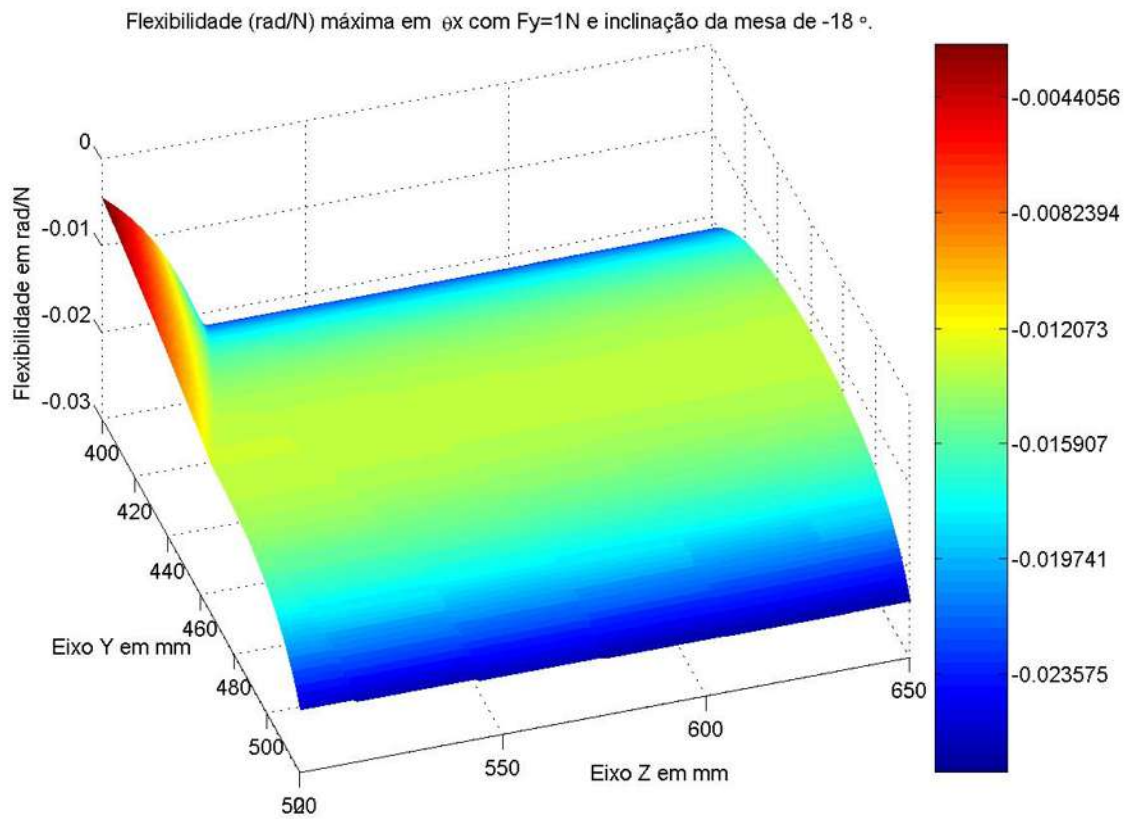


Figura 37 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

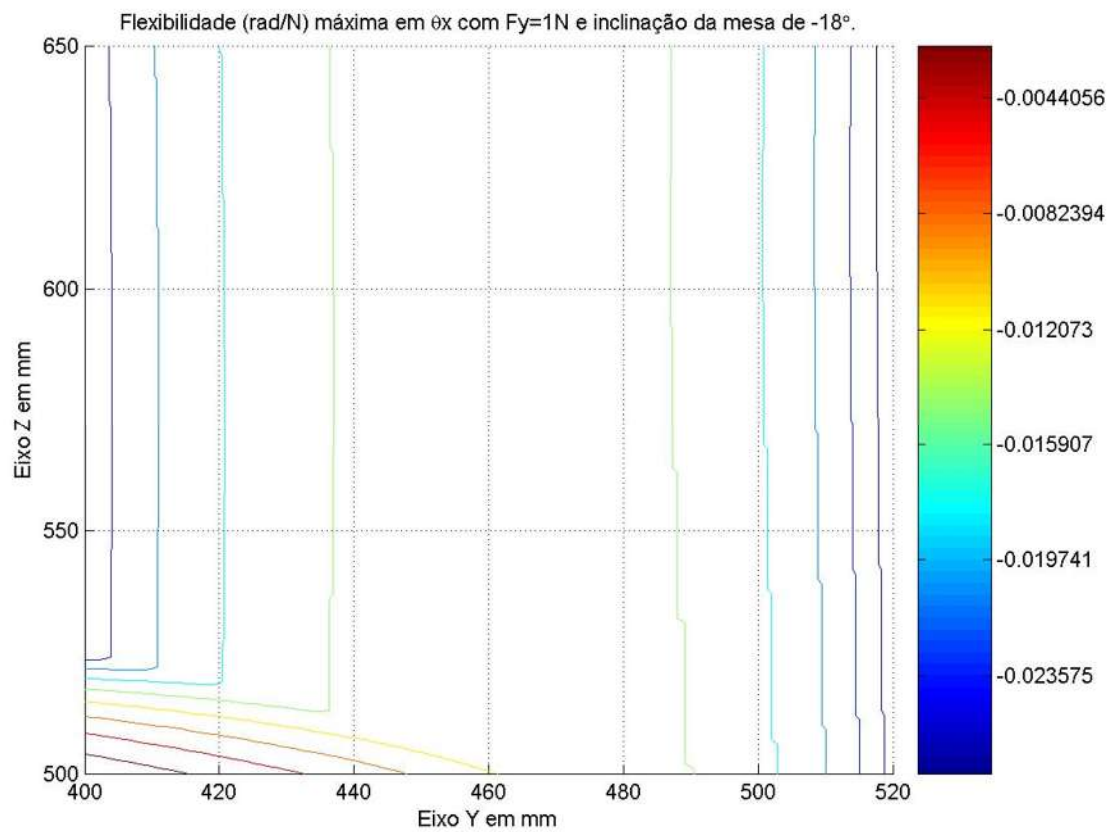


Figura 38 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .



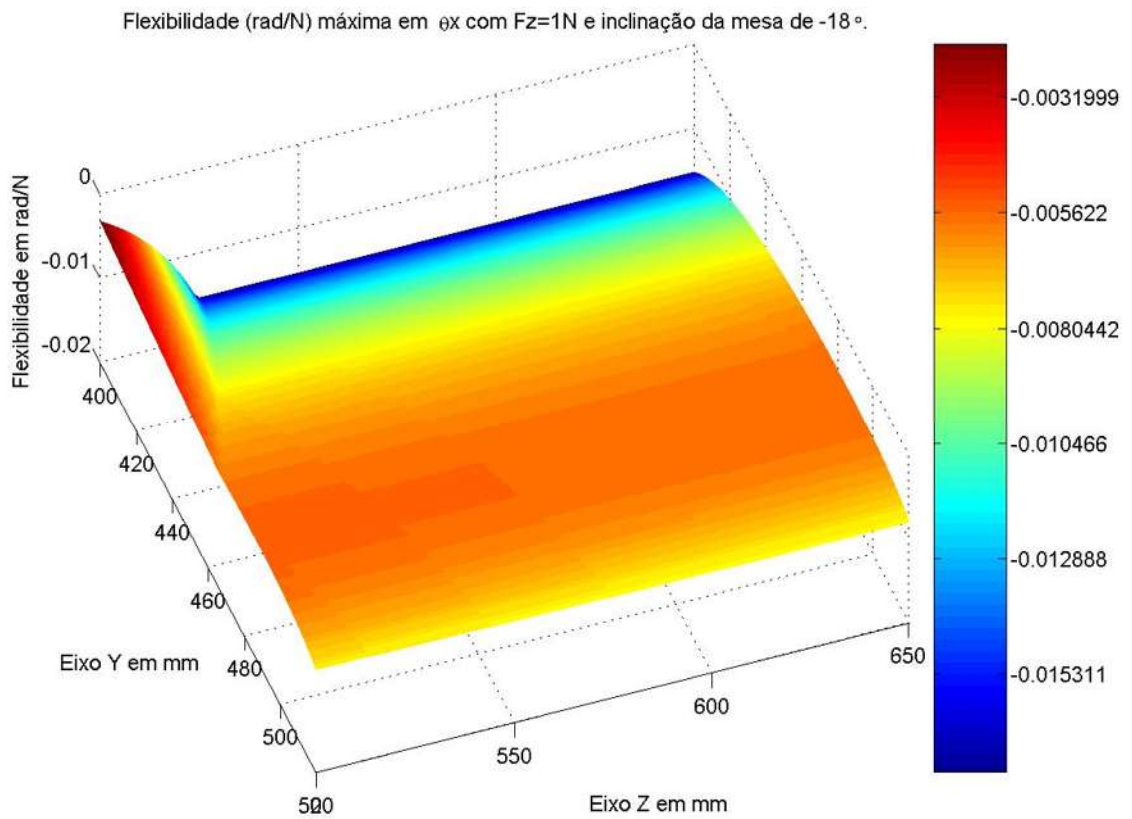


Figura 39 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

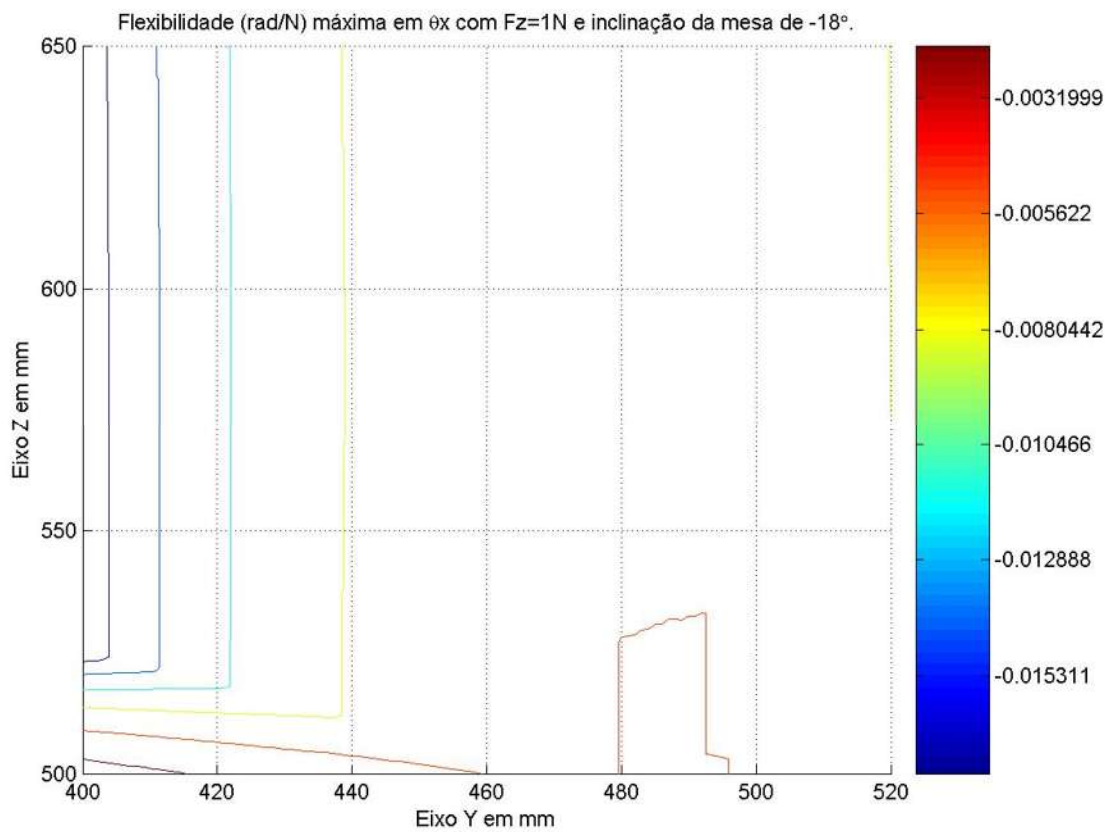


Figura 40 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

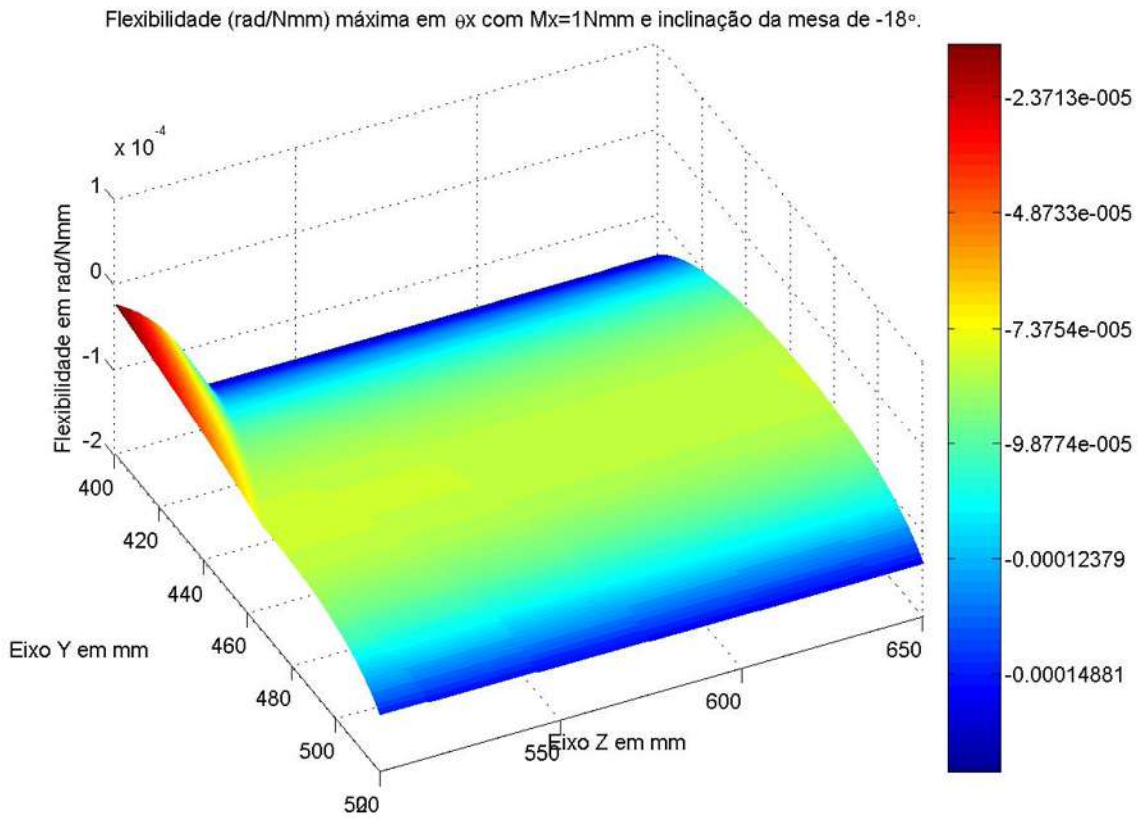


Figura 41 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

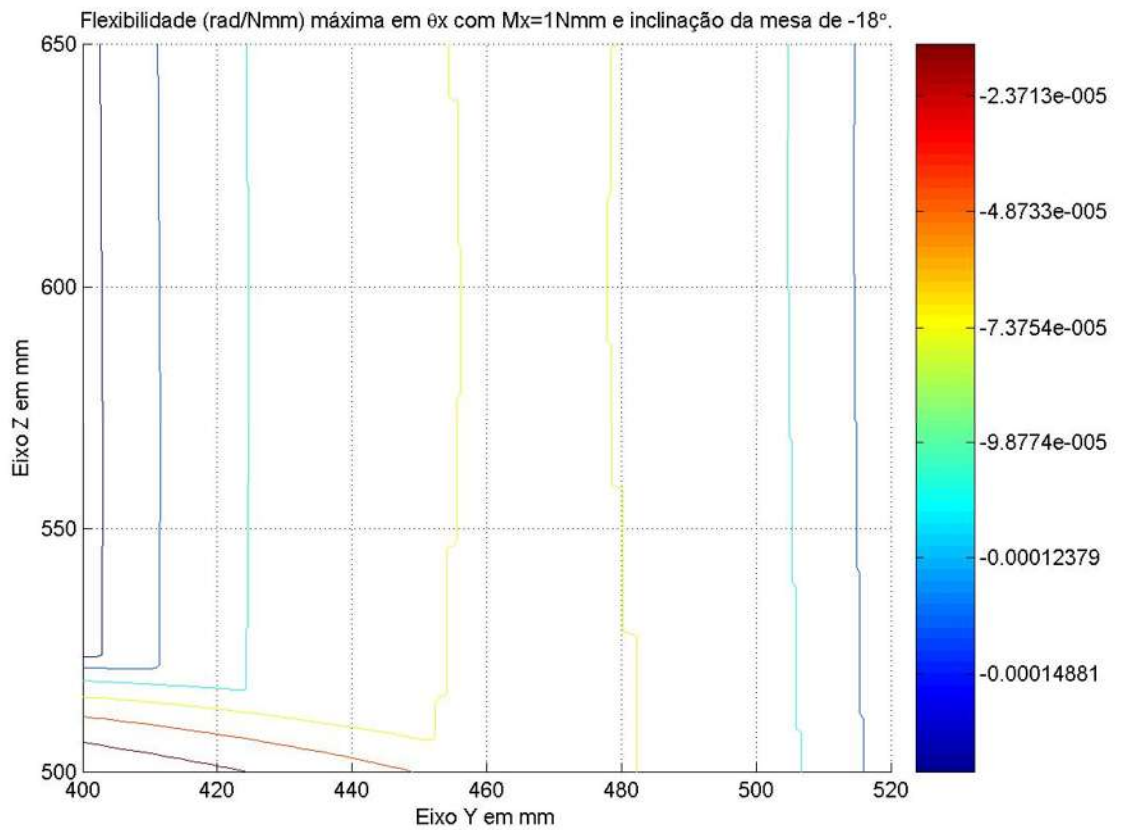


Figura 42 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .



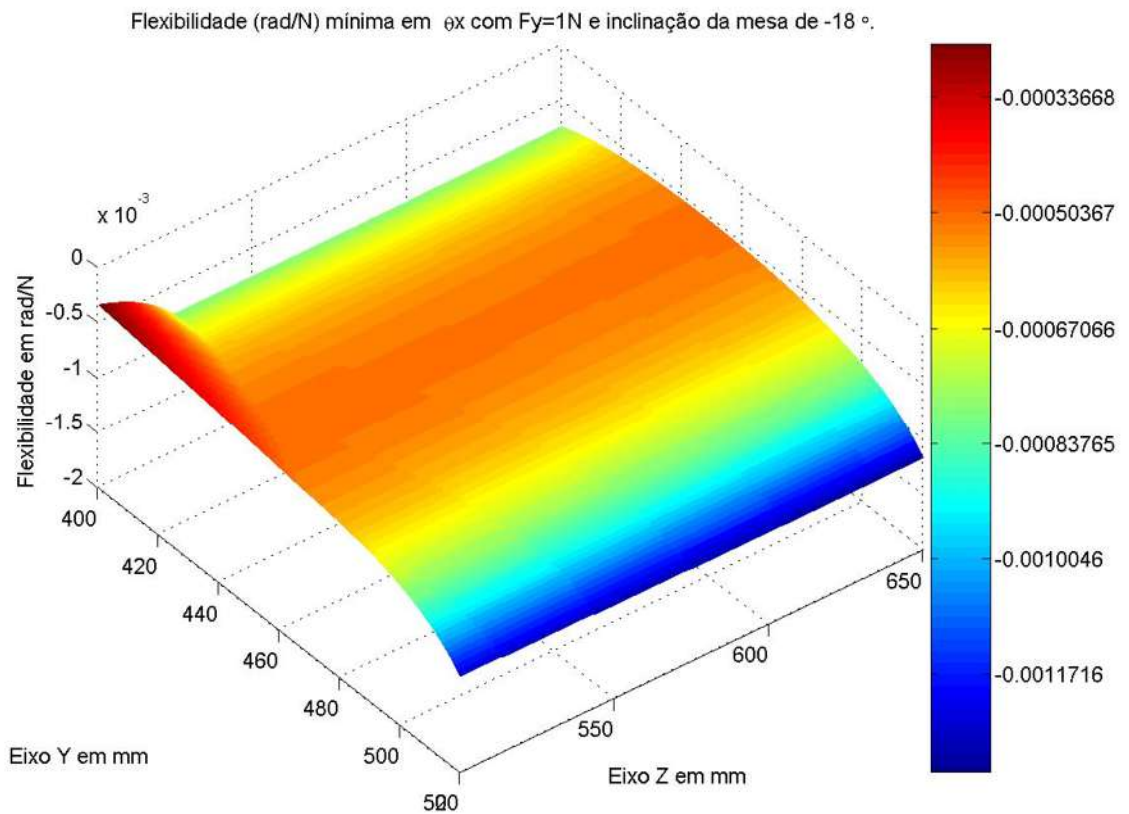


Figura 43 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

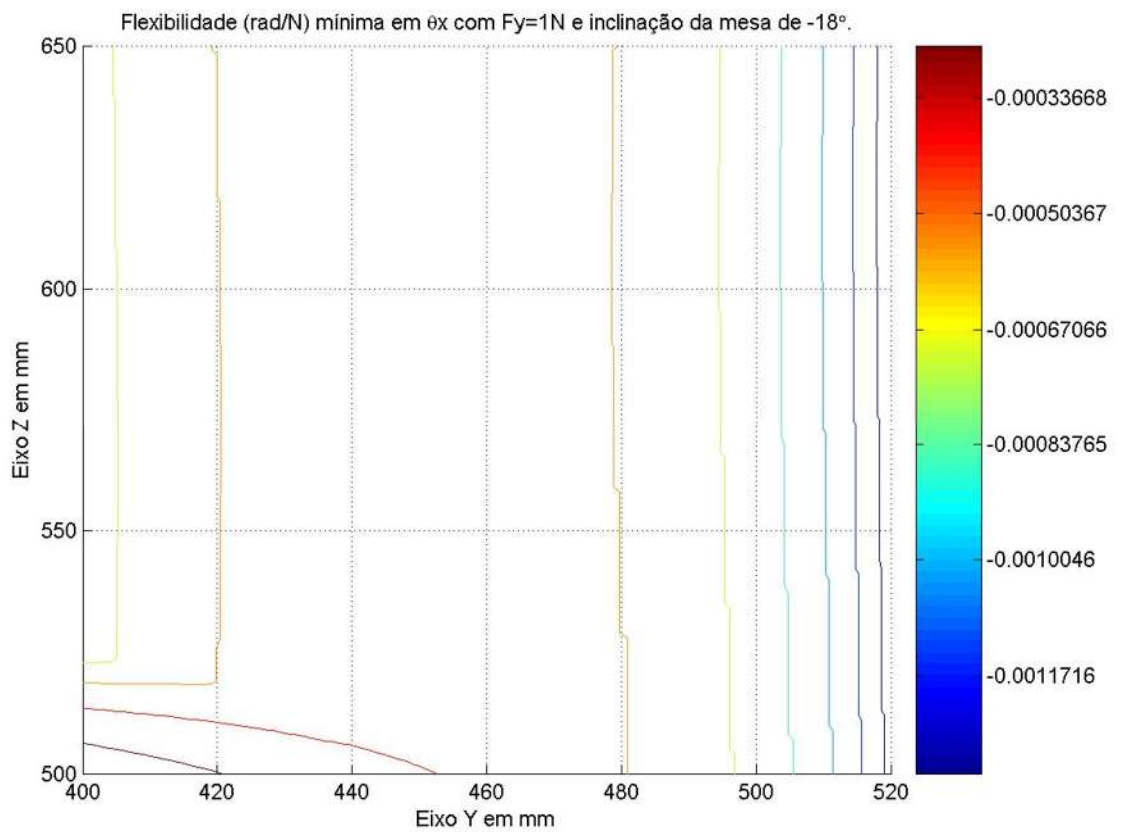


Figura 44 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

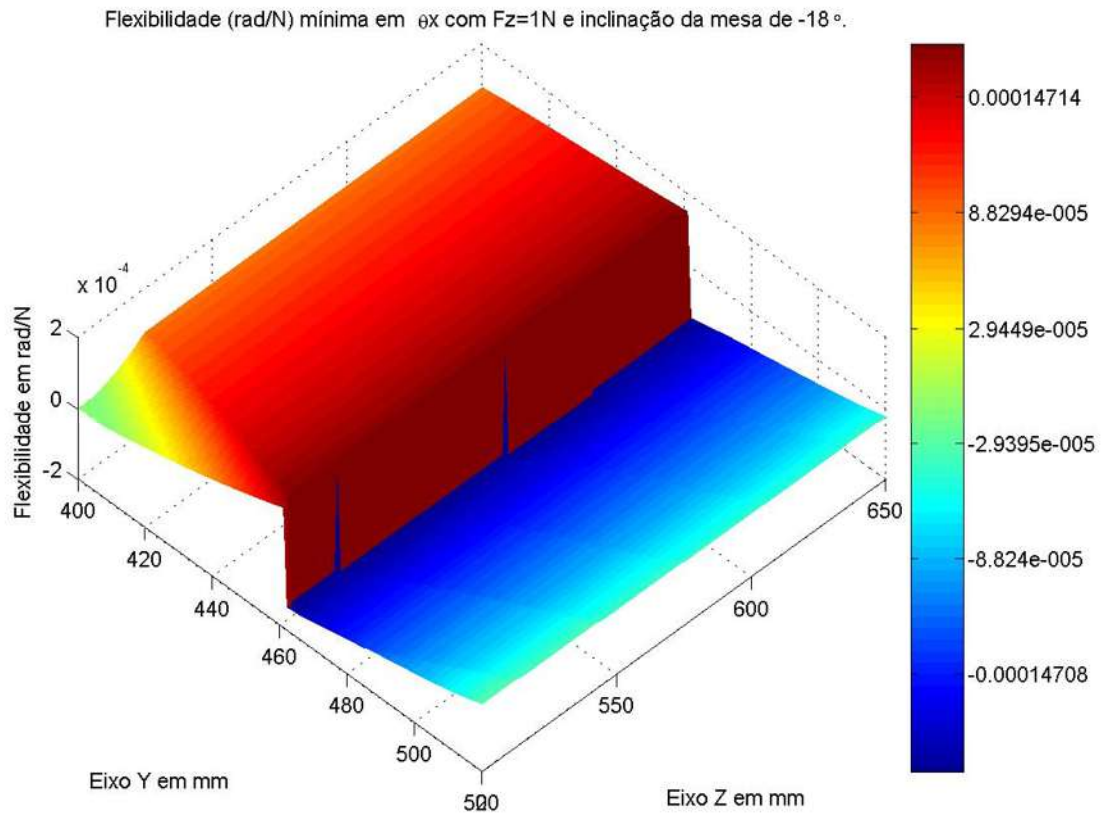


Figura 45 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

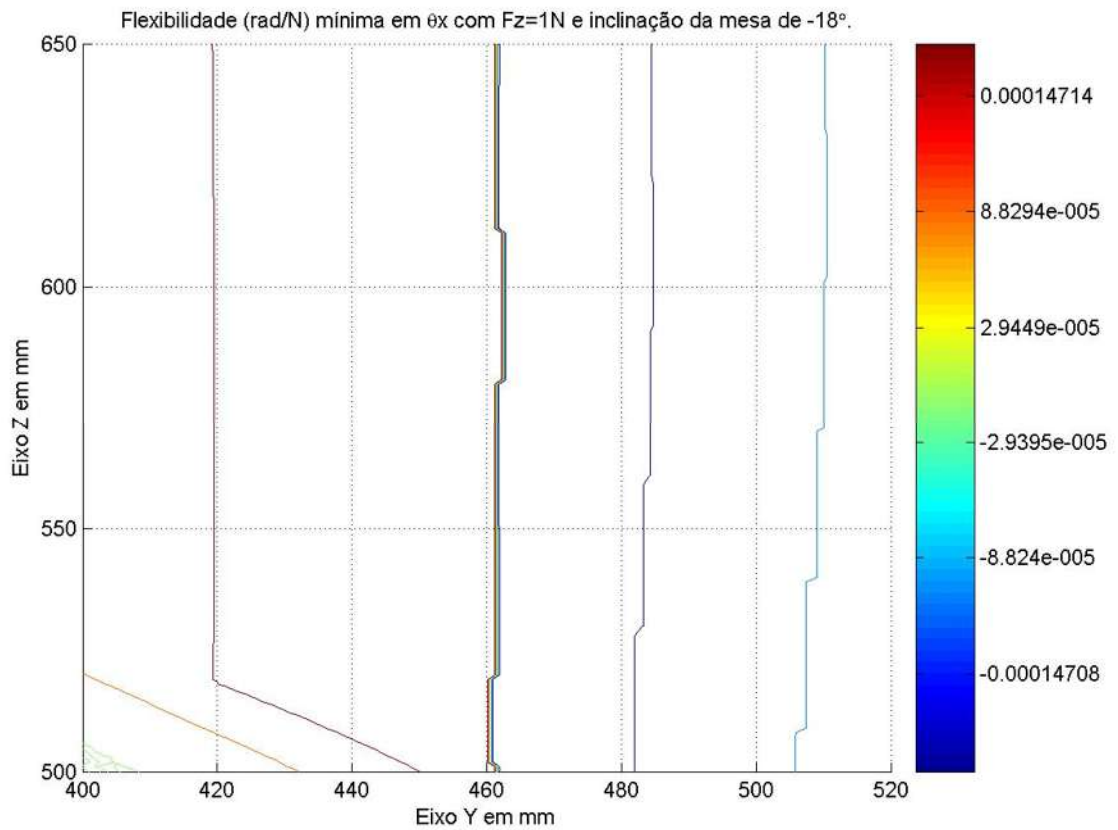


Figura 46 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

Flexibilidade (rad/Nmm) mínima em  $\theta_x$  com  $M_x=1\text{Nmm}$  e inclinação da mesa de  $-18^\circ$ .

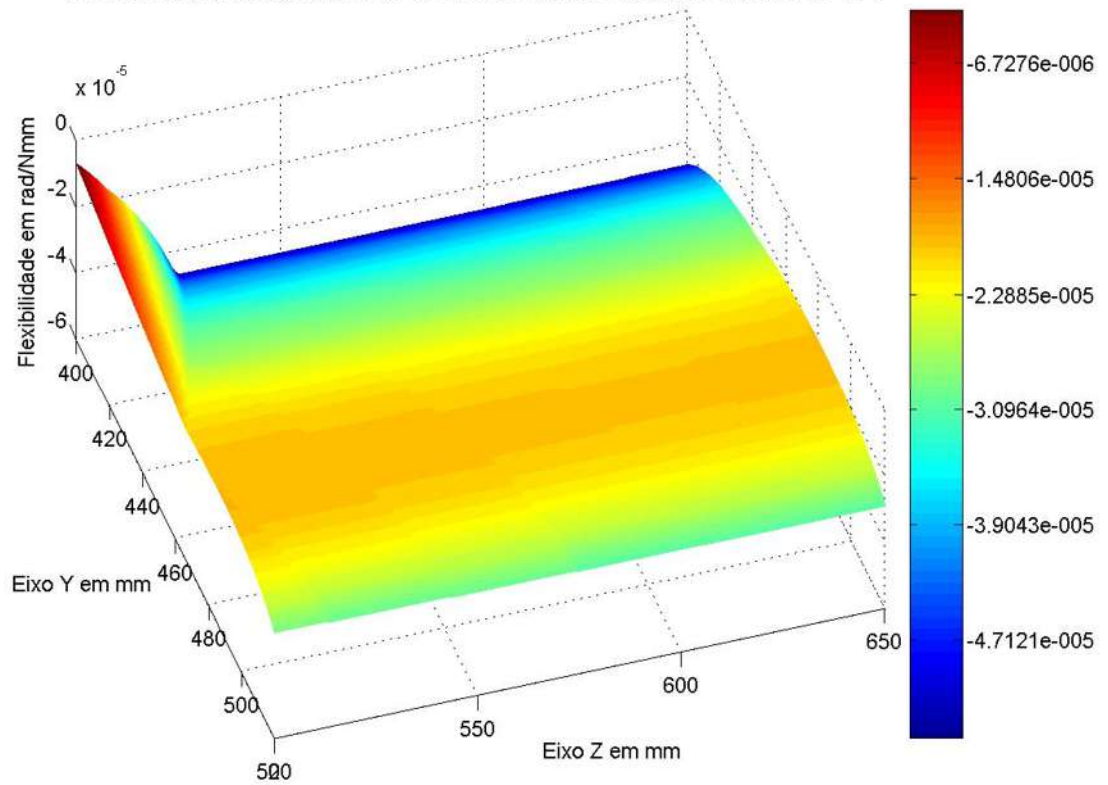


Figura 47 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

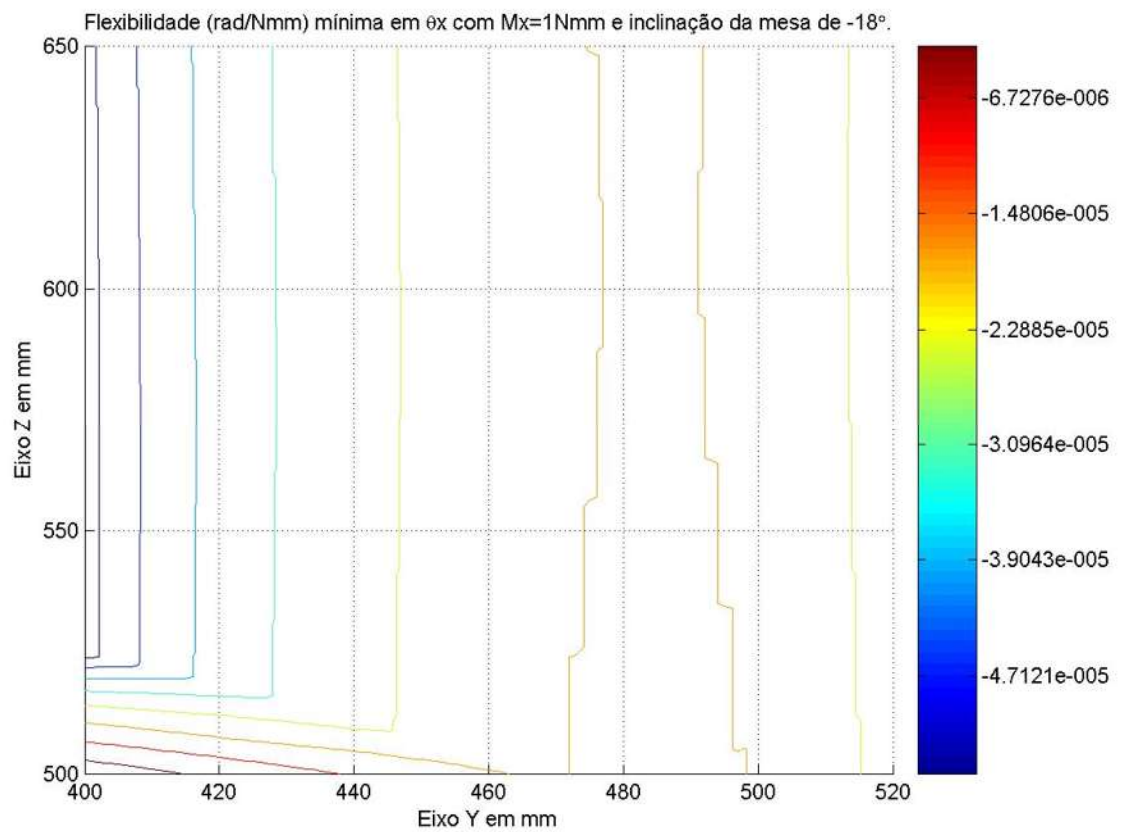


Figura 48 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

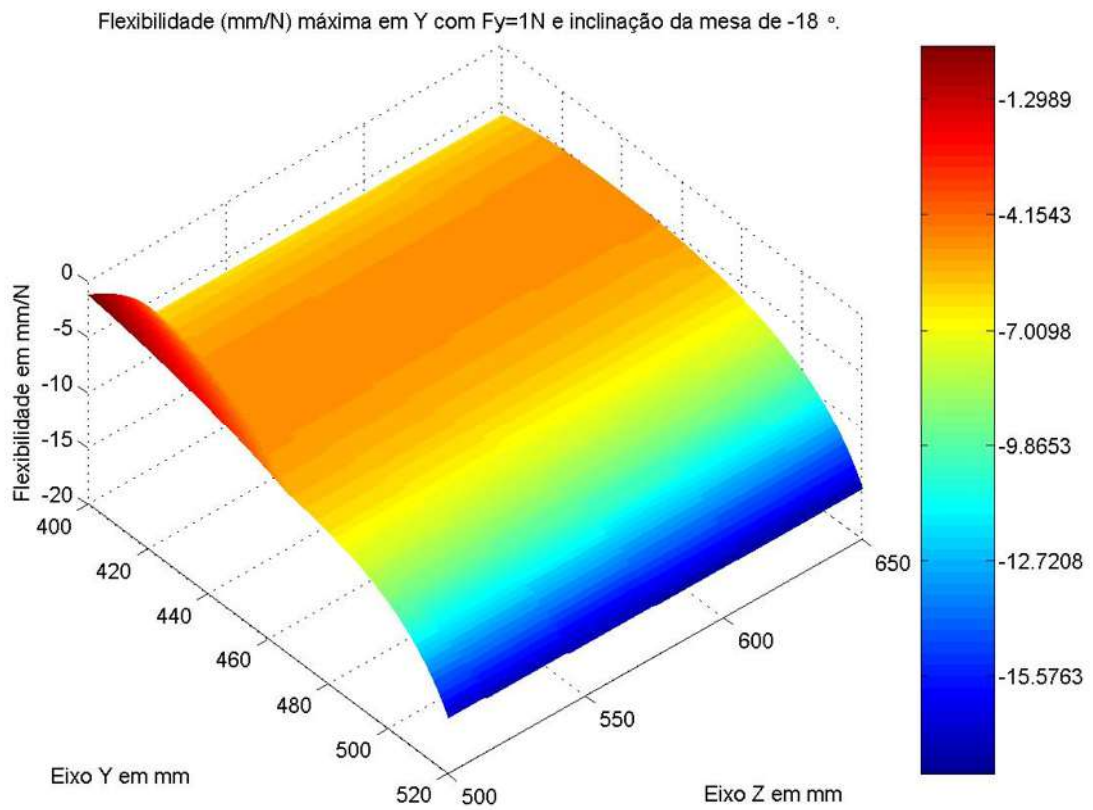


Figura 49 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

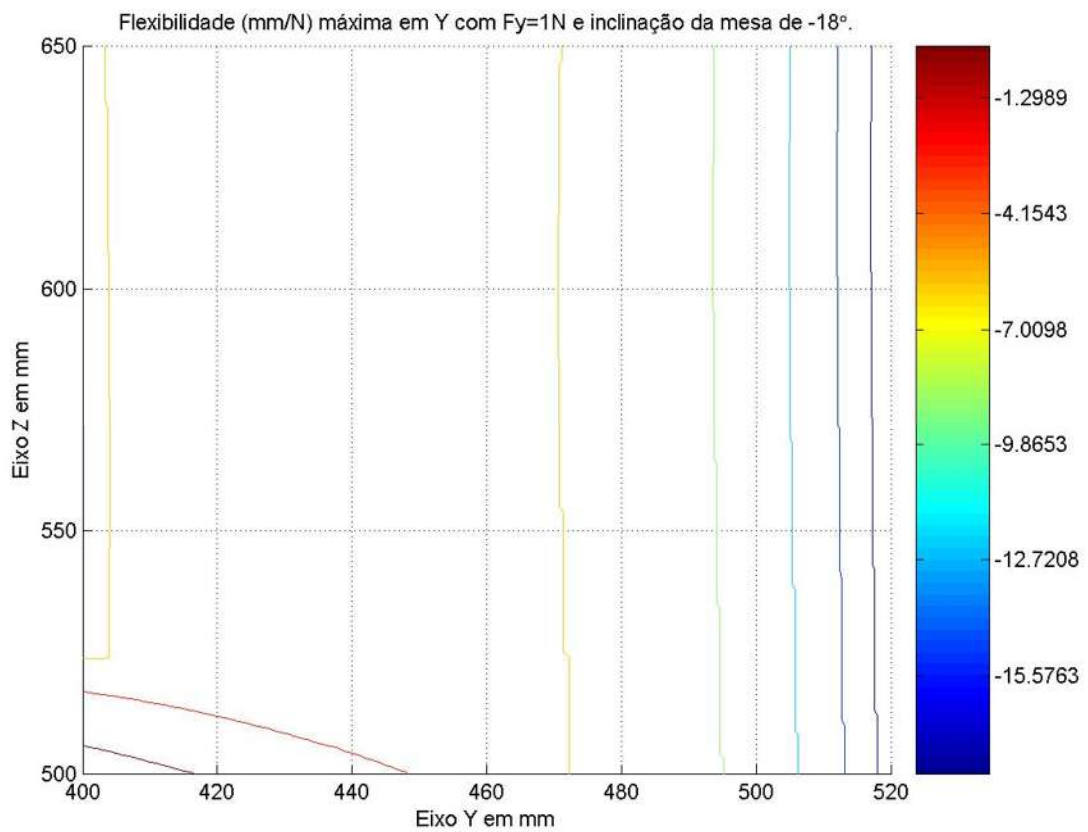


Figura 50 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .



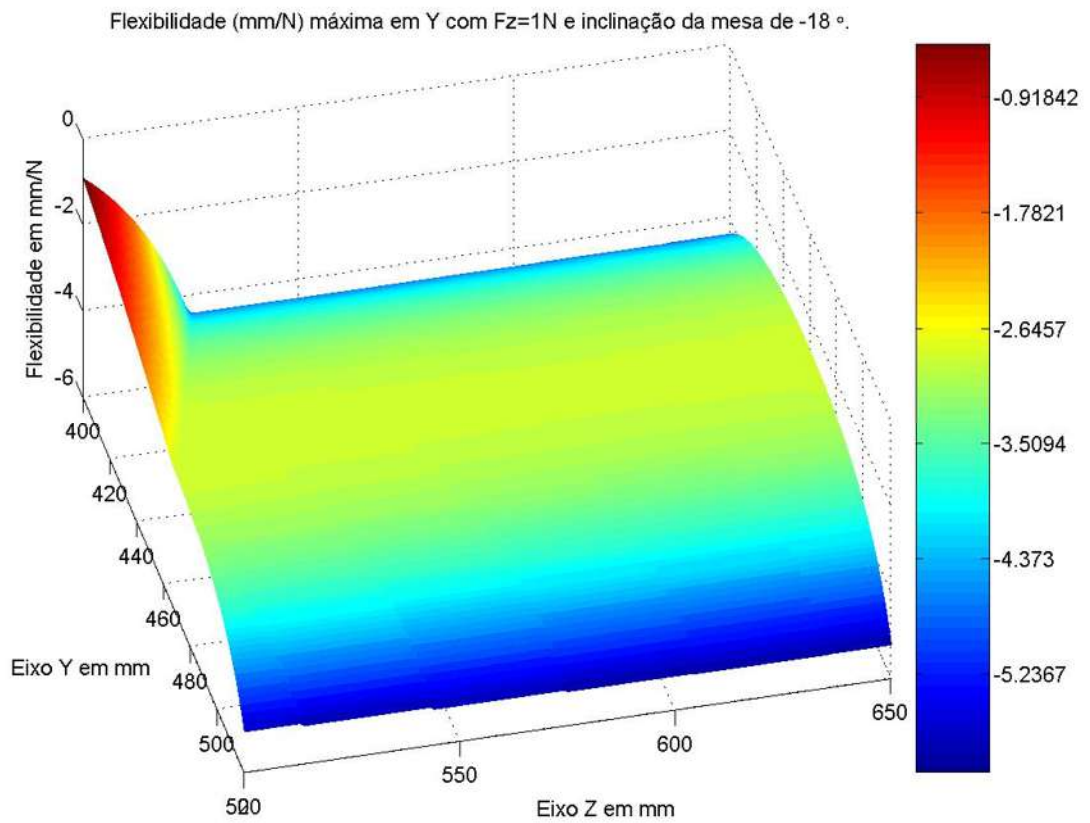


Figura 51 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

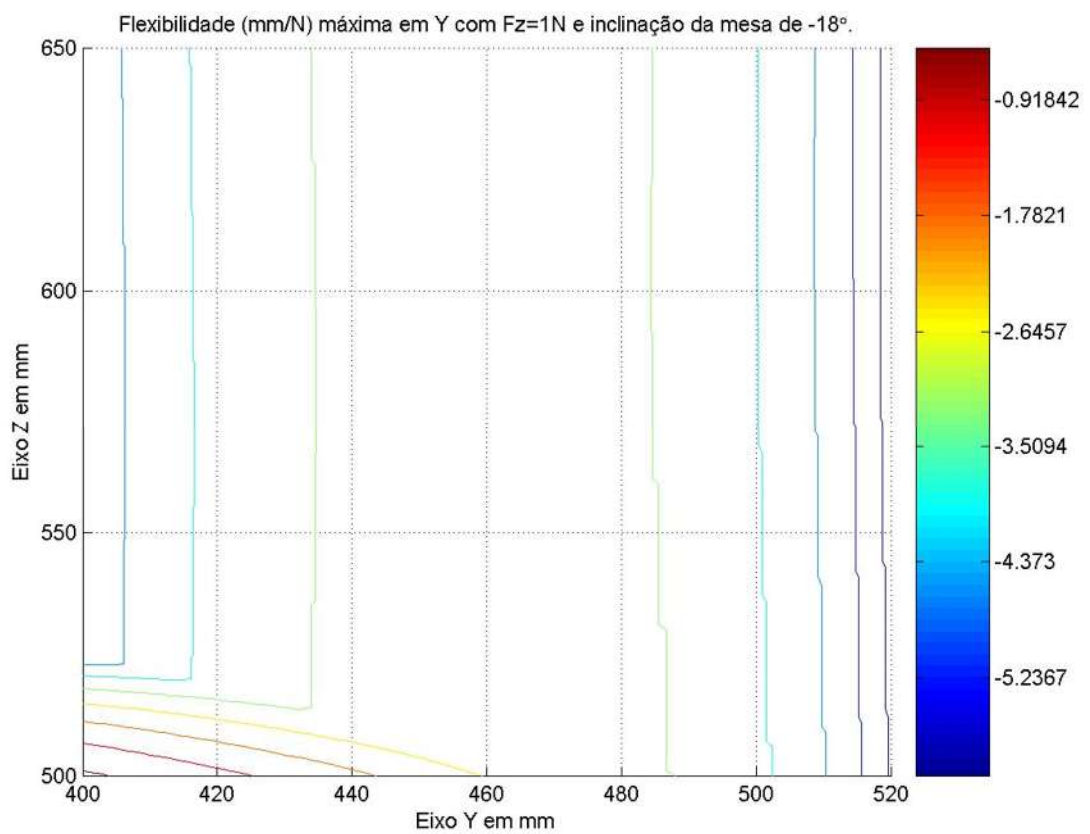


Figura 52 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

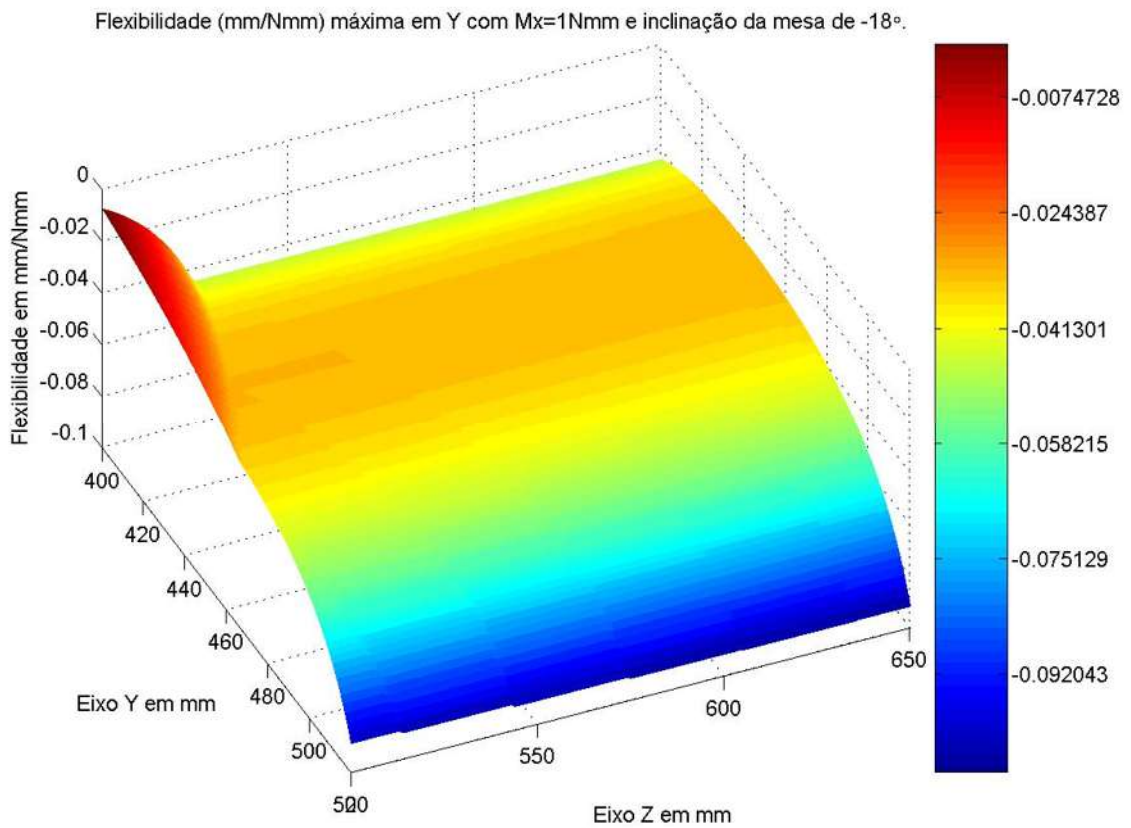


Figura 53 - Flexibilidade máxima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

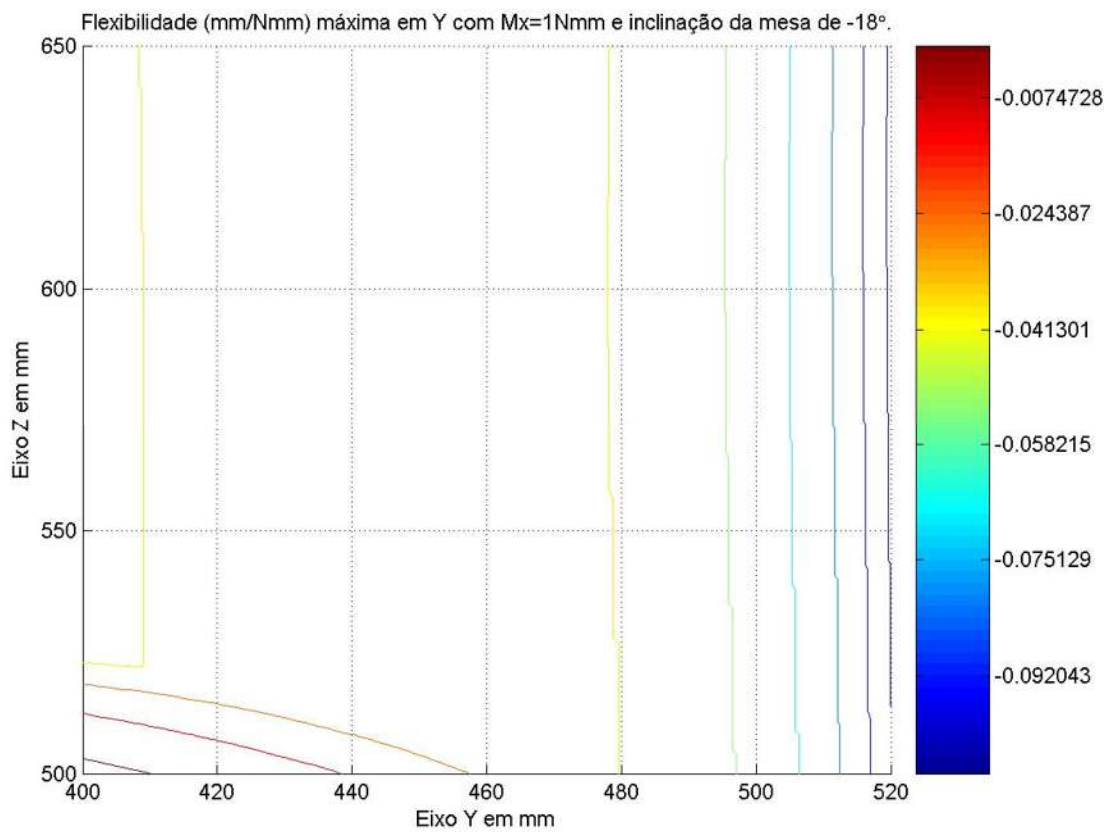


Figura 54 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

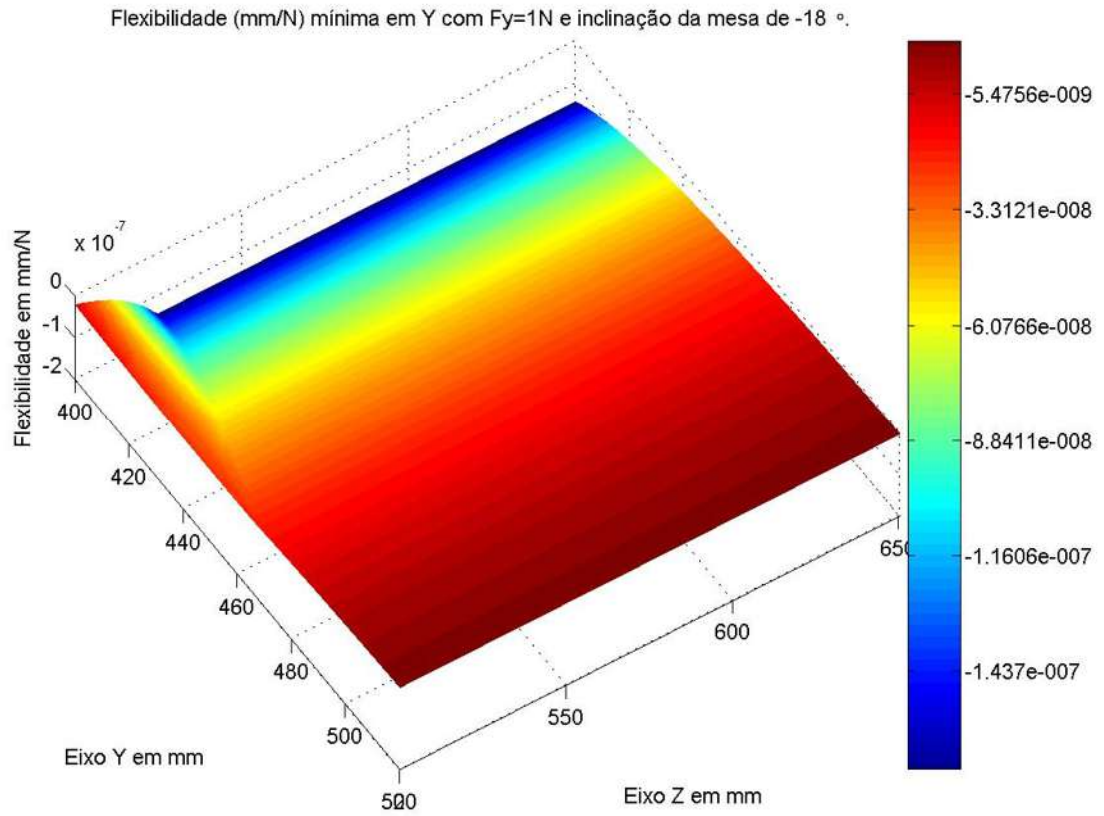


Figura 55 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

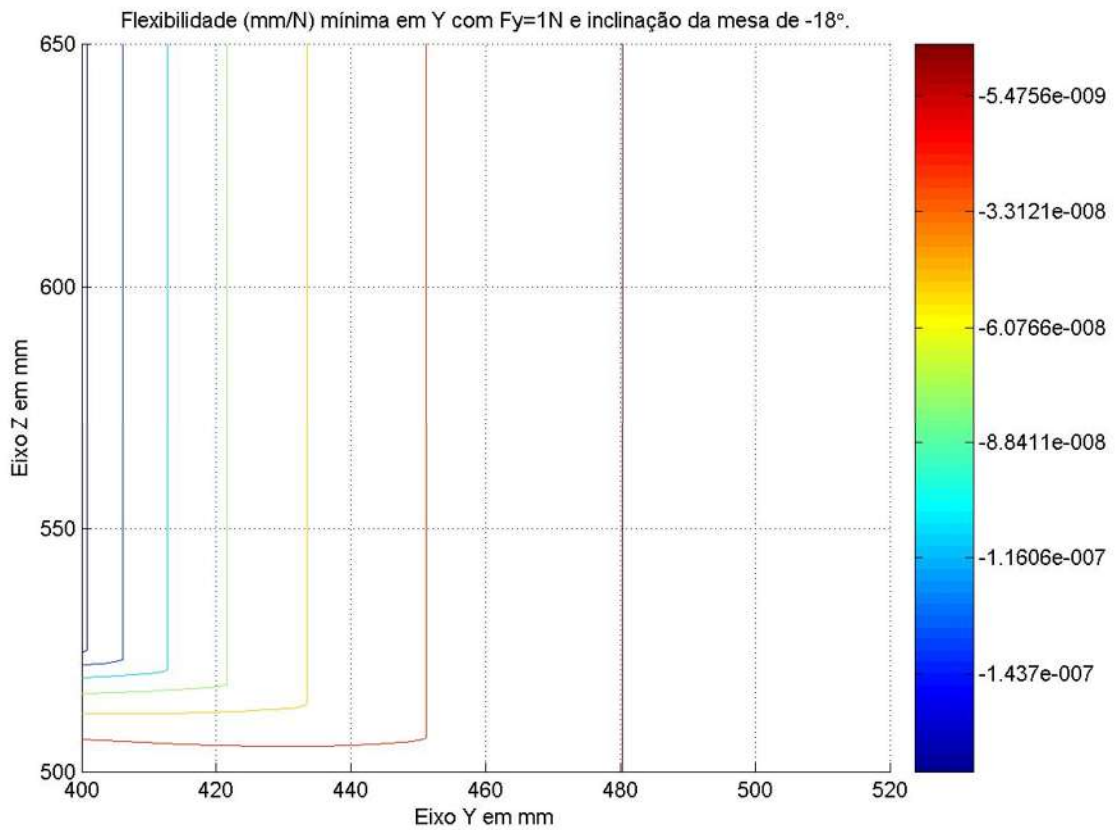


Figura 56 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

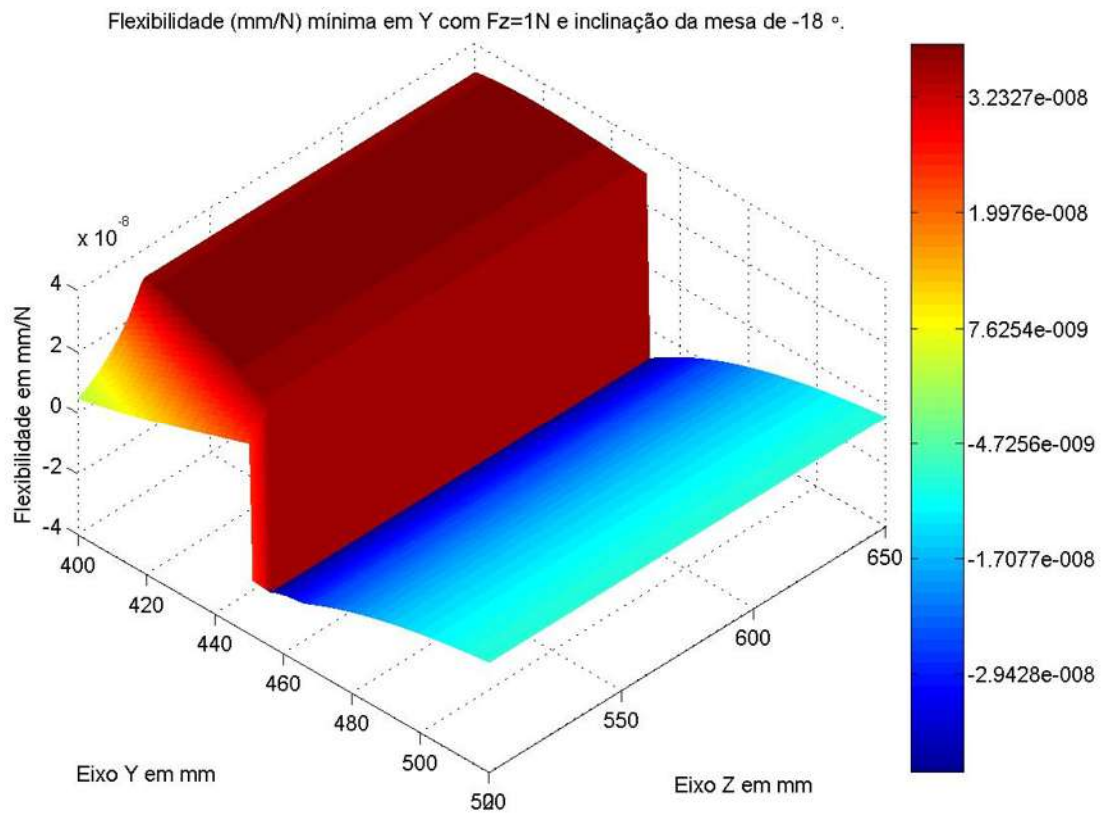


Figura 57 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

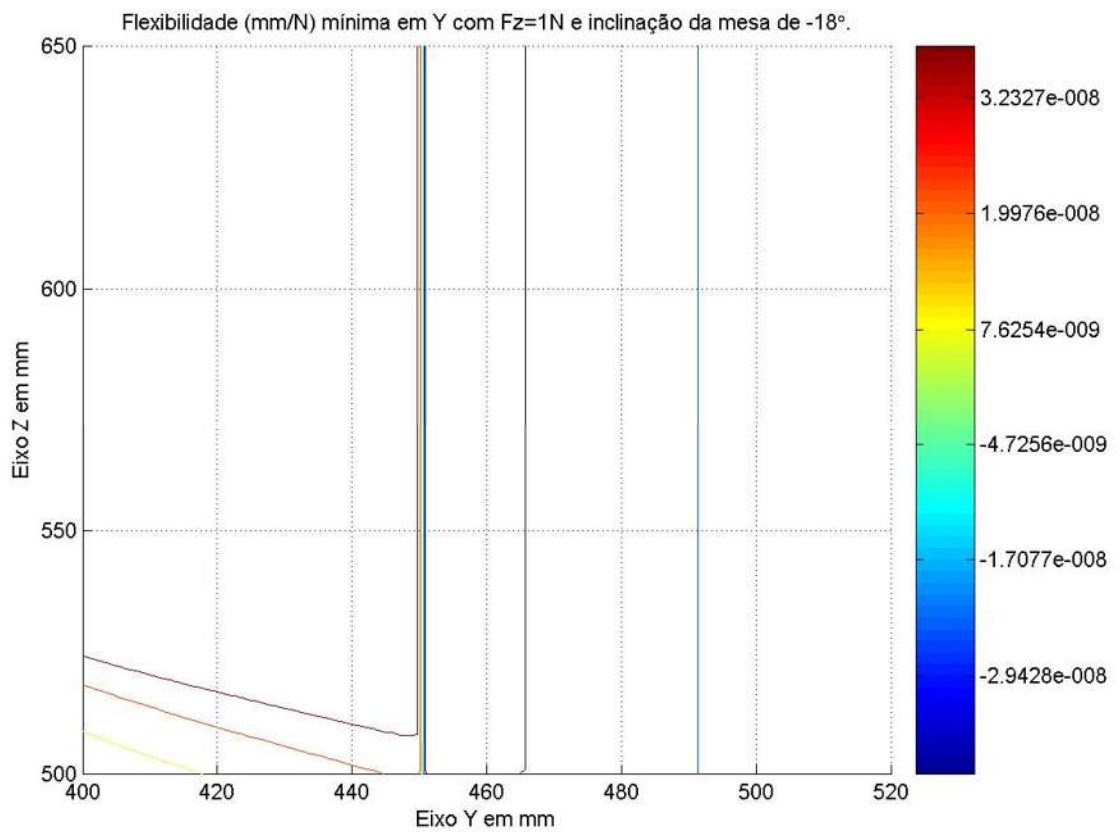


Figura 58 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .



Flexibilidade (mm/Nmm) mínima em Y com  $M_x=1\text{Nmm}$  e inclinação da mesa de  $-18^\circ$ .

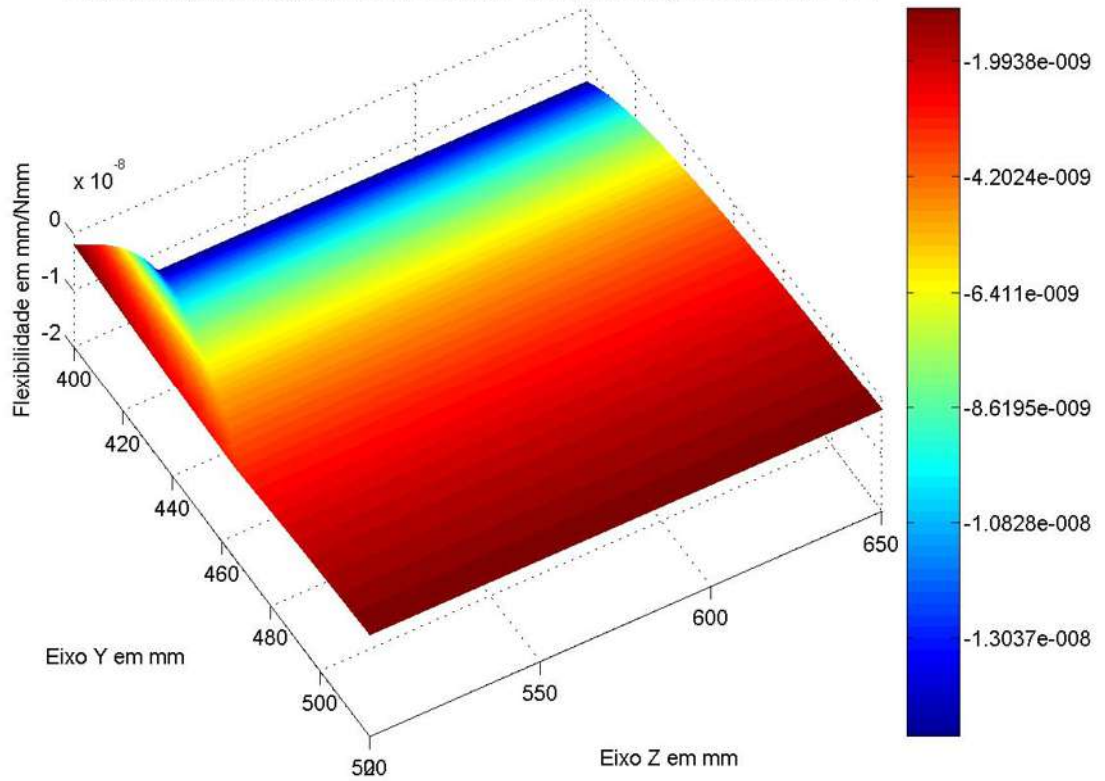


Figura 59 - Flexibilidade mínima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

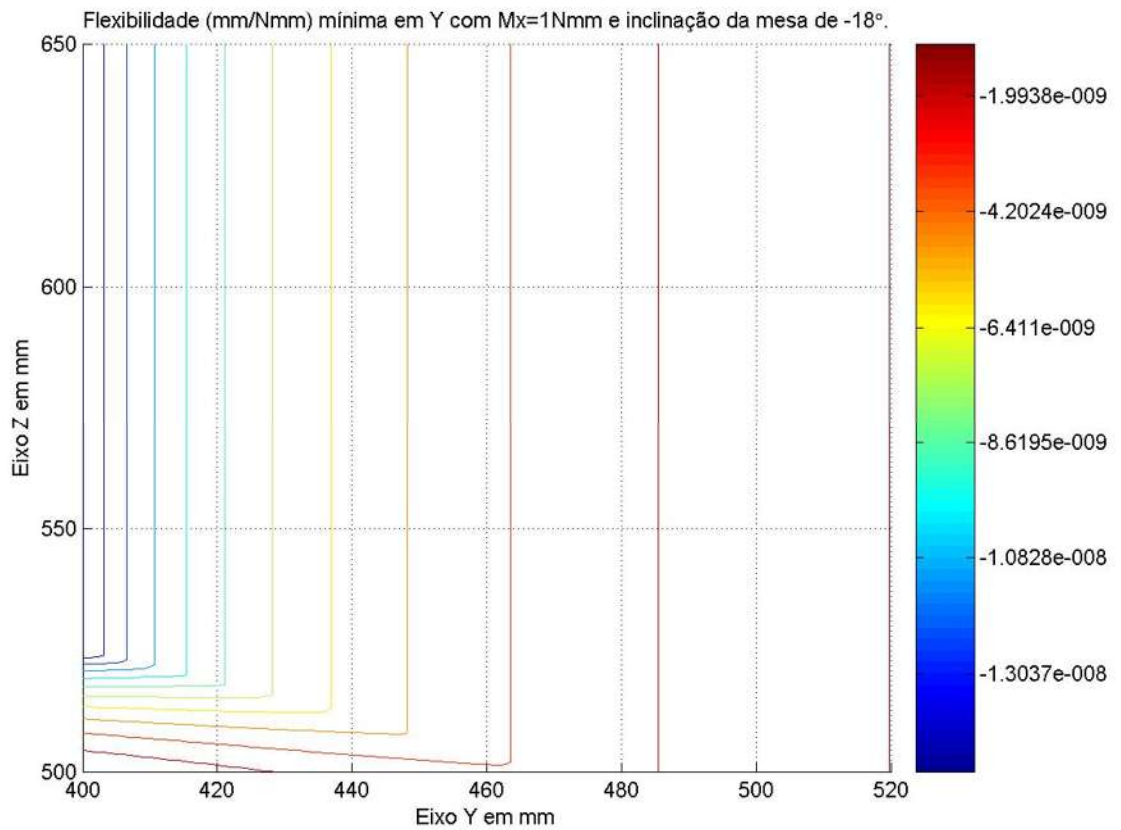


Figura 60 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

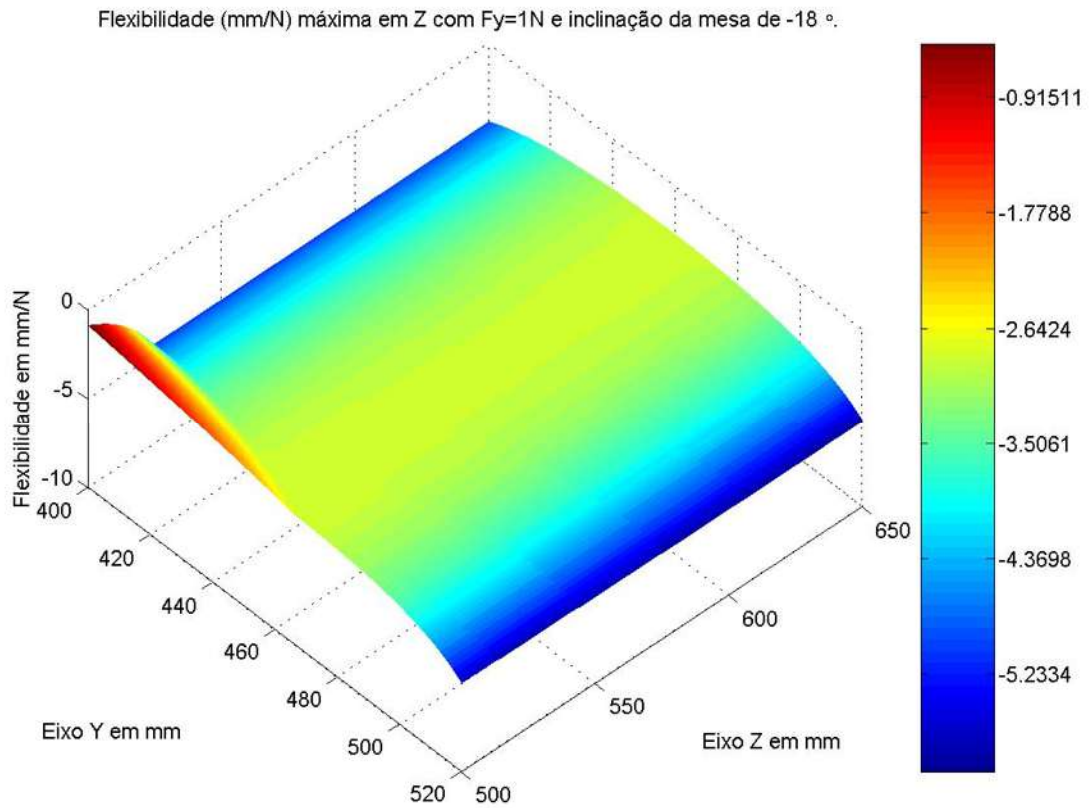


Figura 61 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

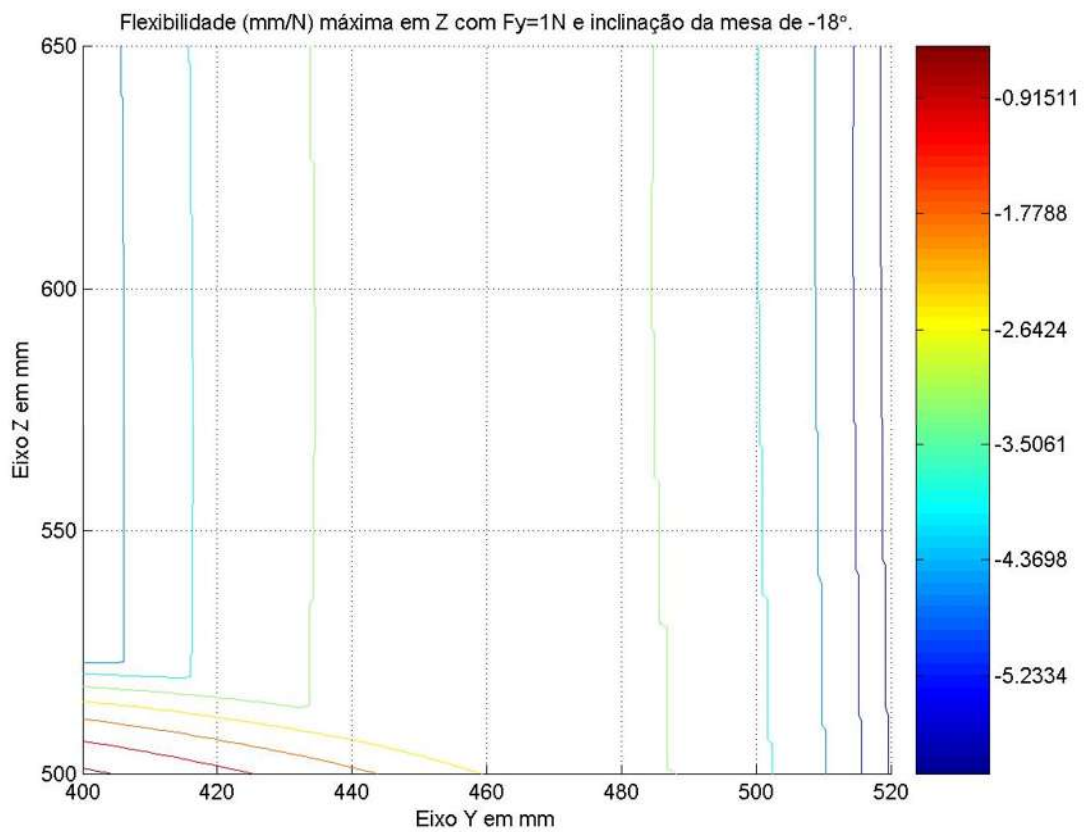


Figura 62 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

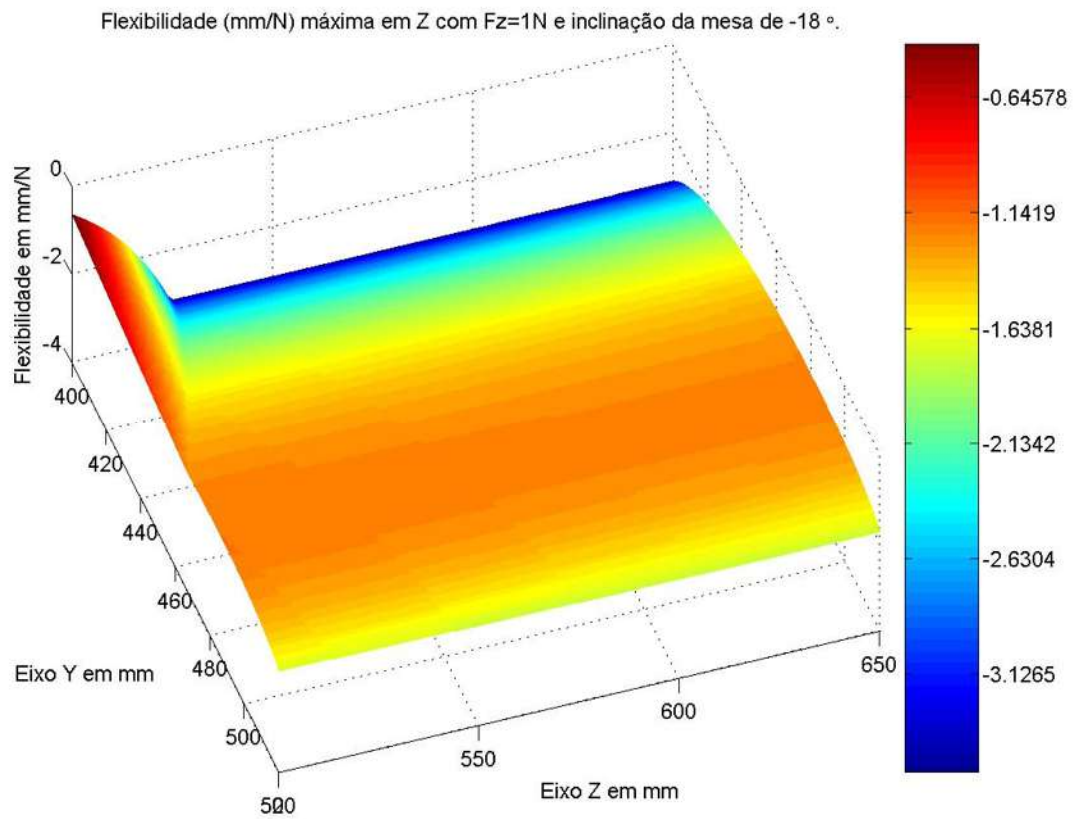


Figura 63 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

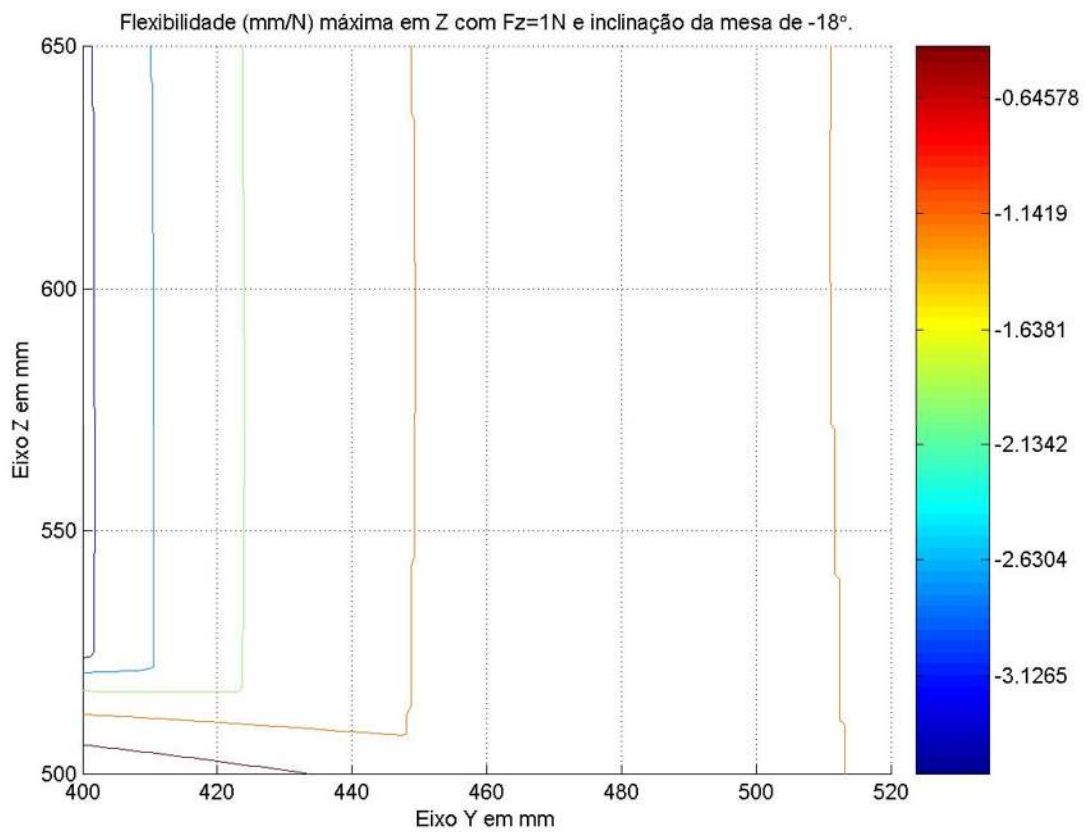


Figura 64 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

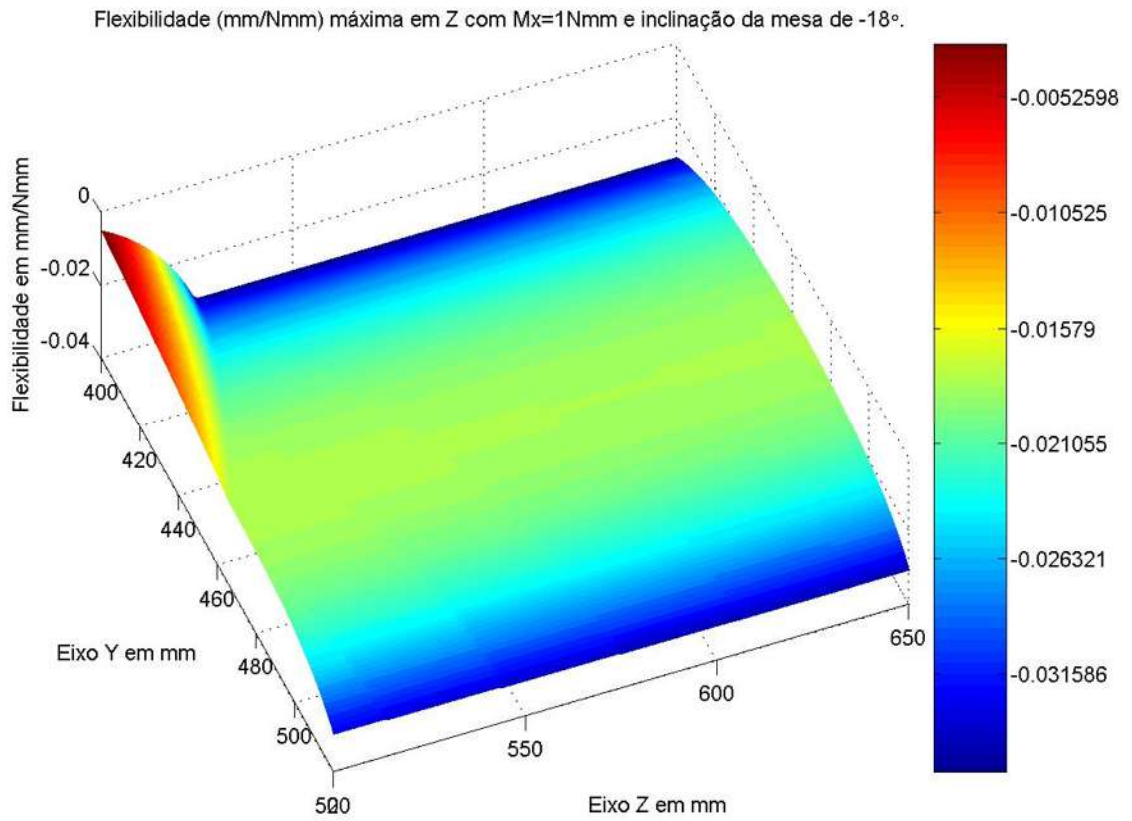


Figura 65 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

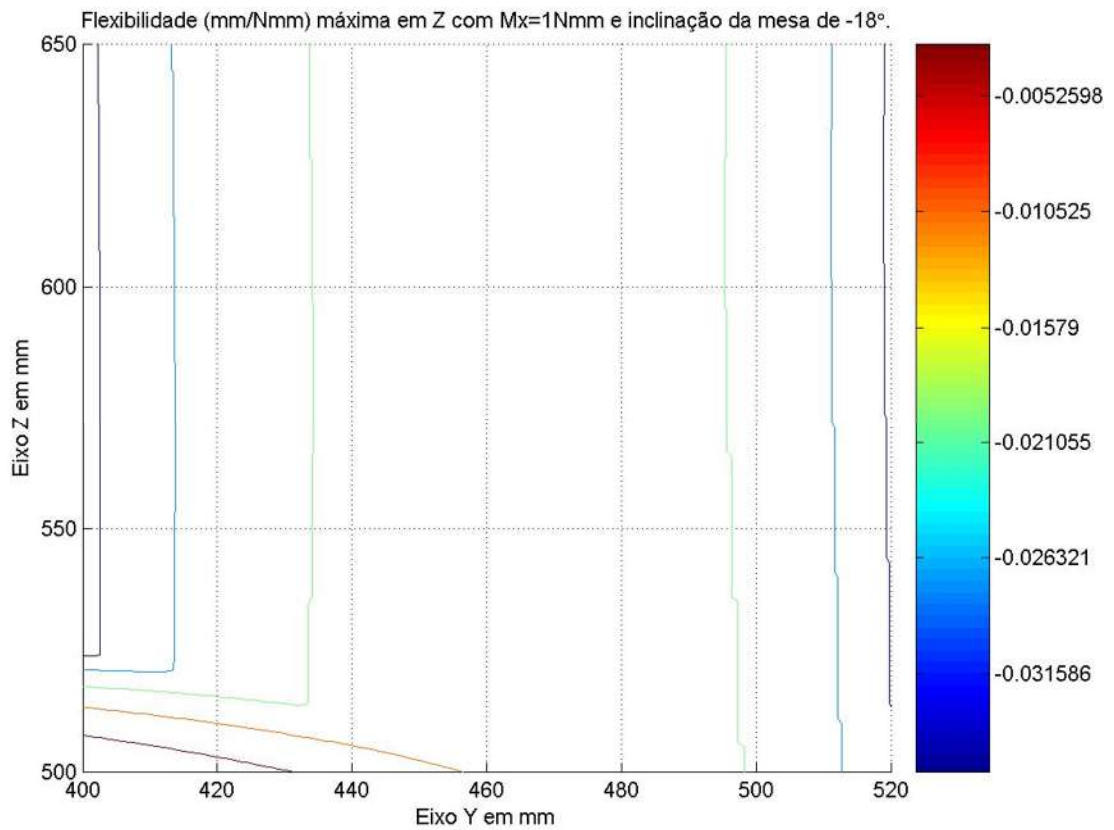


Figura 66 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .



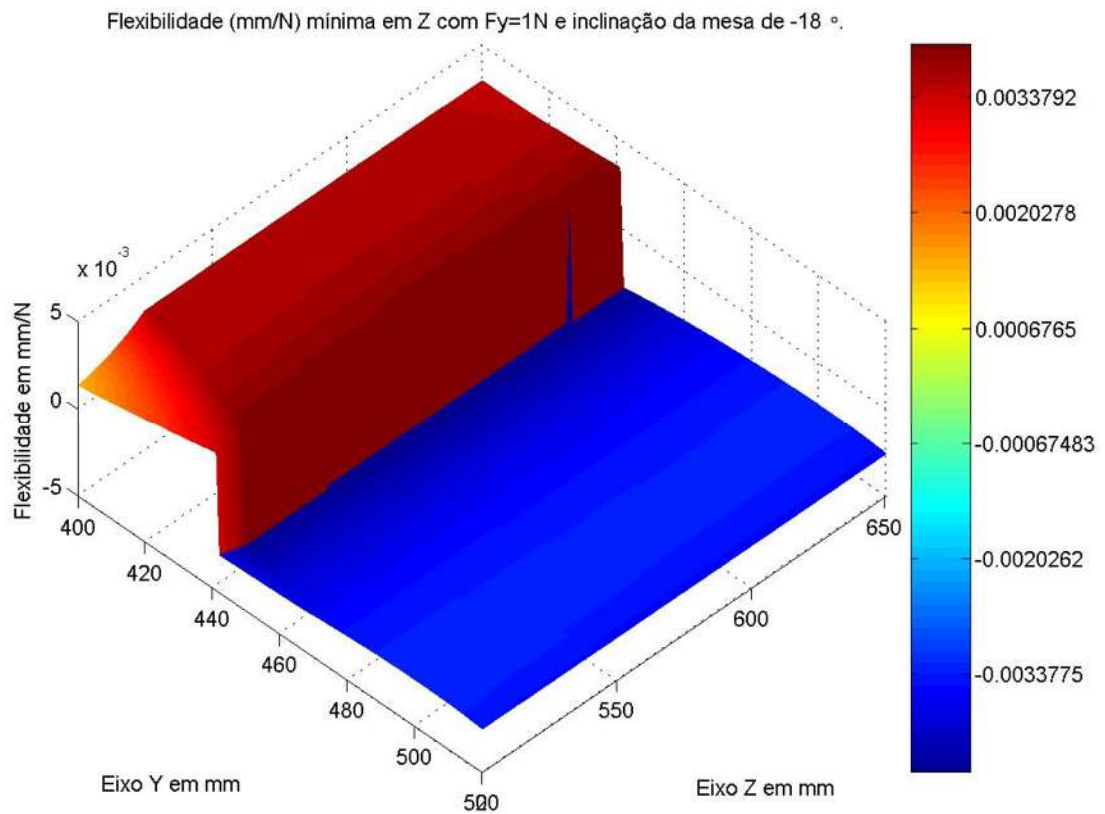


Figura 67 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

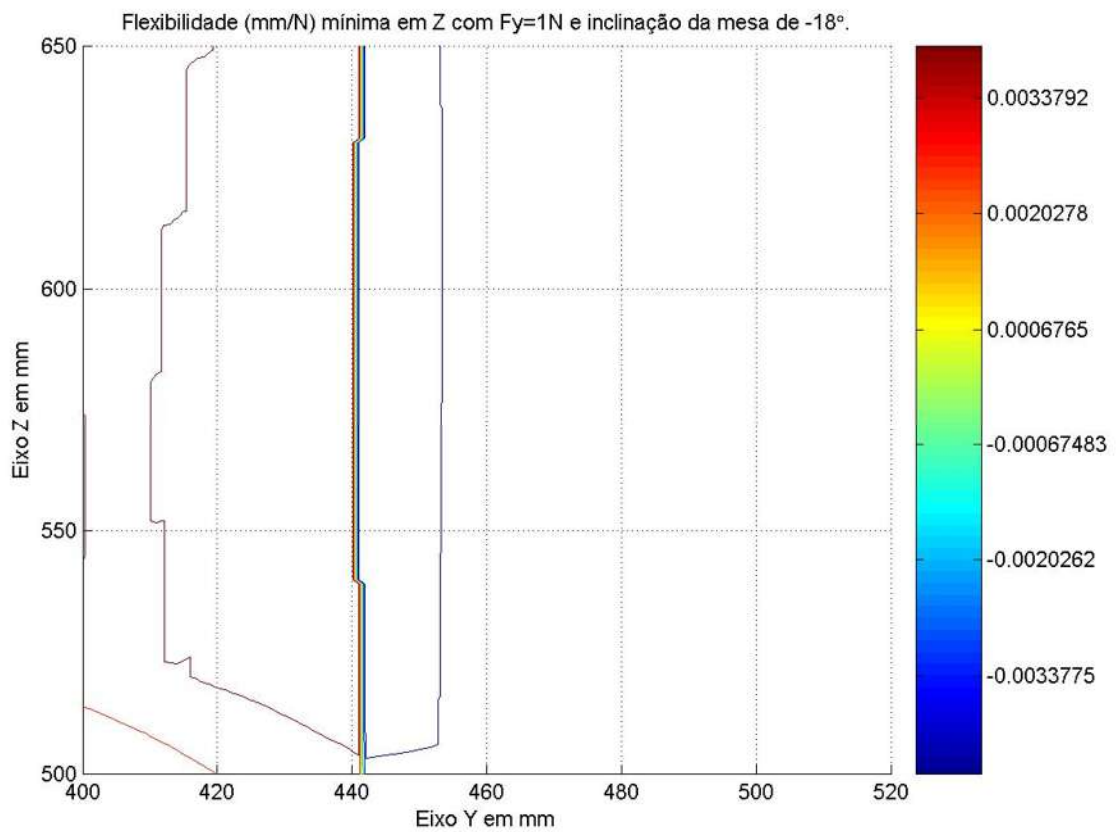


Figura 68 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

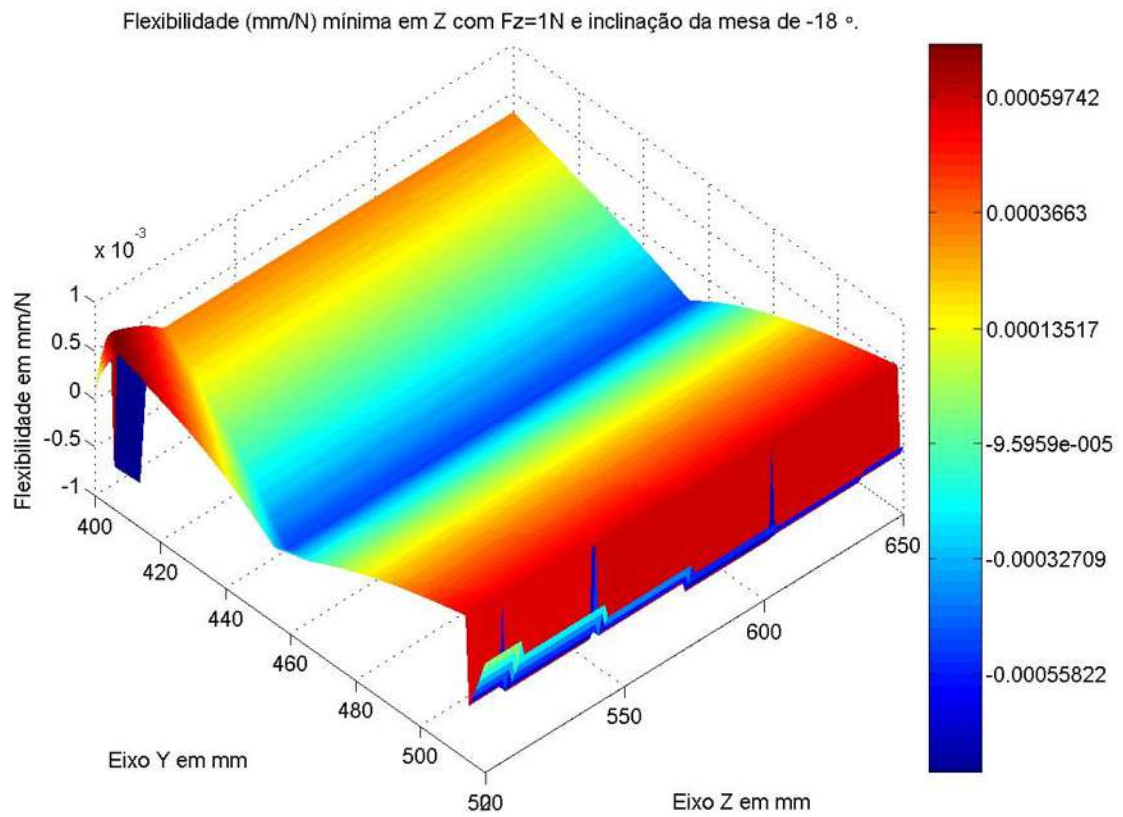


Figura 69 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

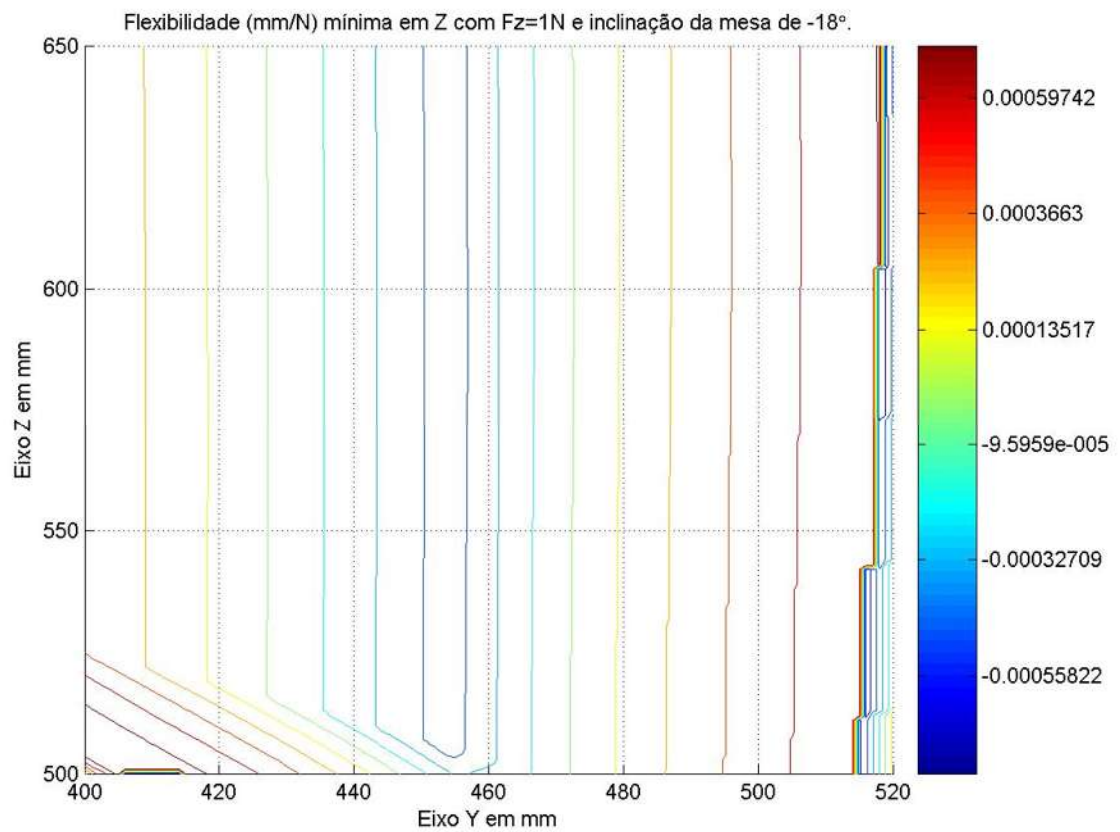


Figura 70 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

Flexibilidade (mm/Nmm) mínima em Z com  $M_x=1\text{Nmm}$  e inclinação da mesa de  $-18^\circ$ .

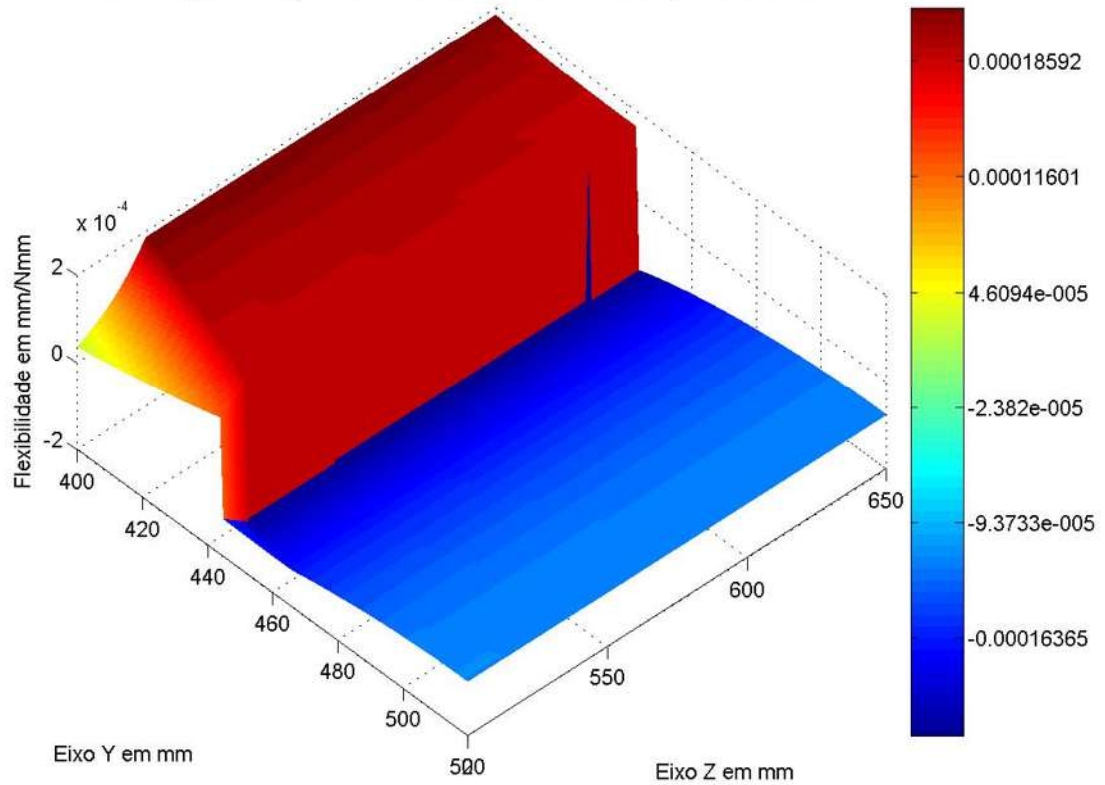


Figura 71 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

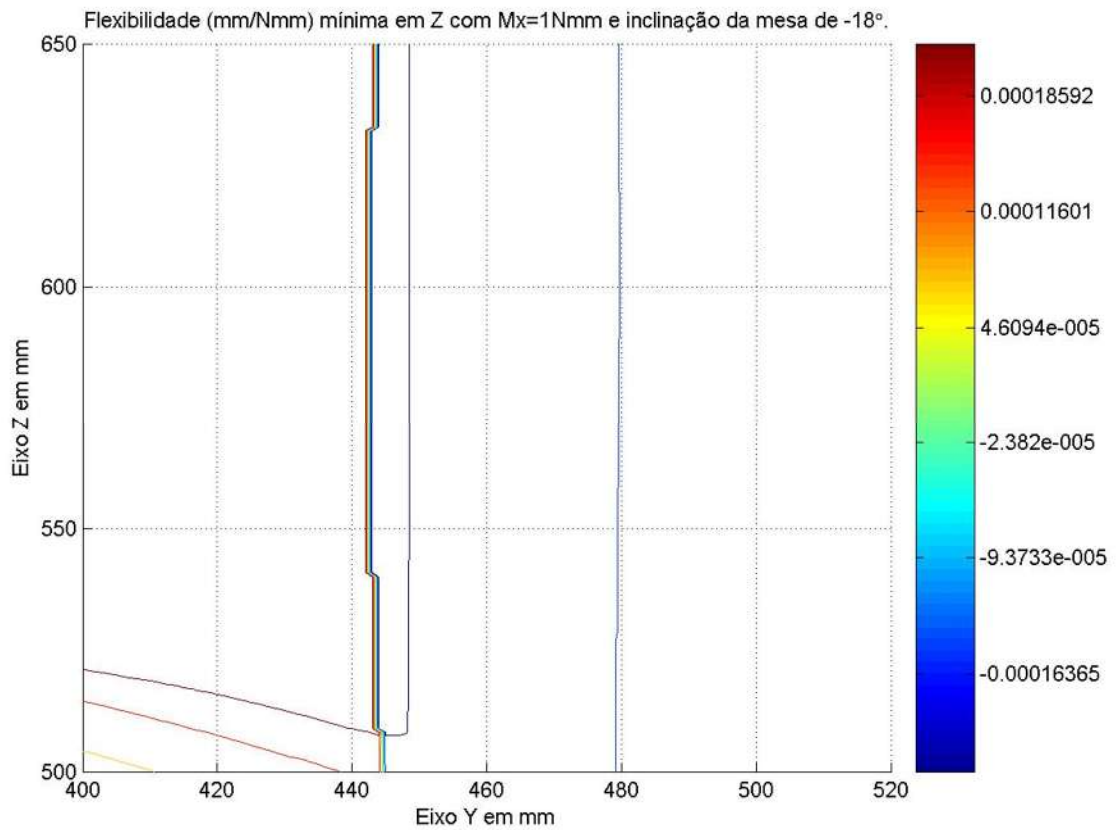


Figura 72 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-18^\circ$ .

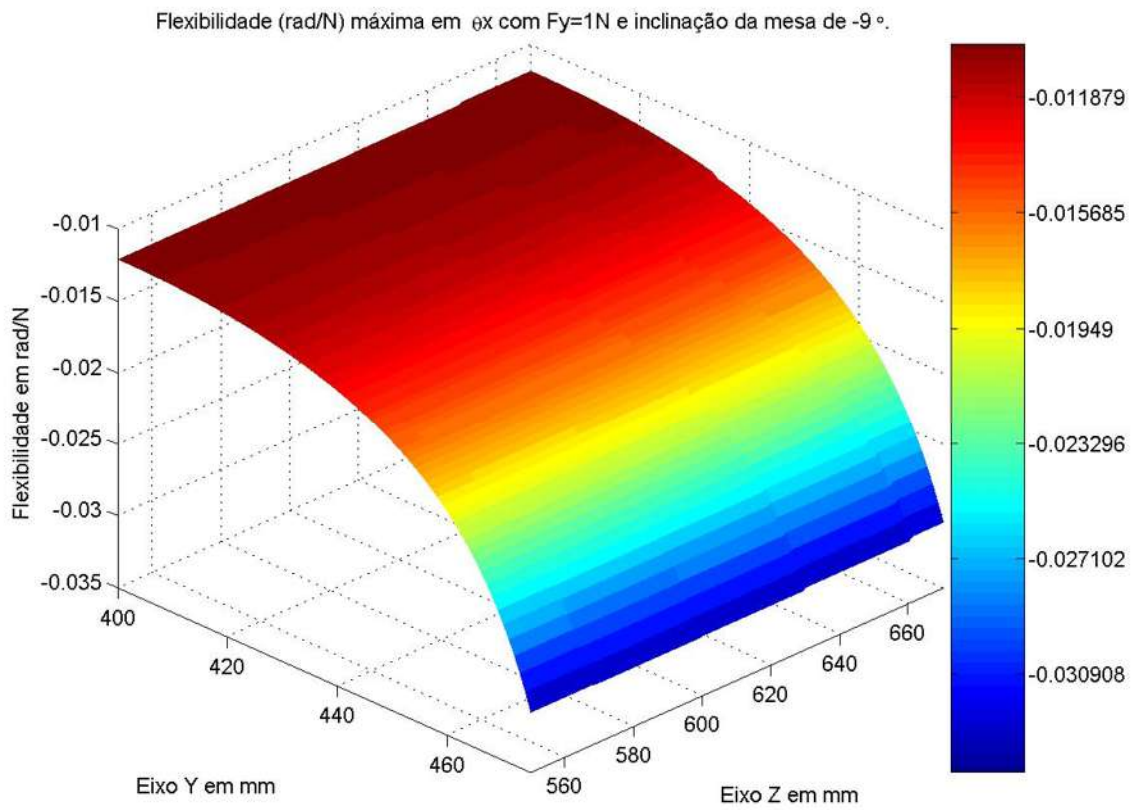


Figura 73 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

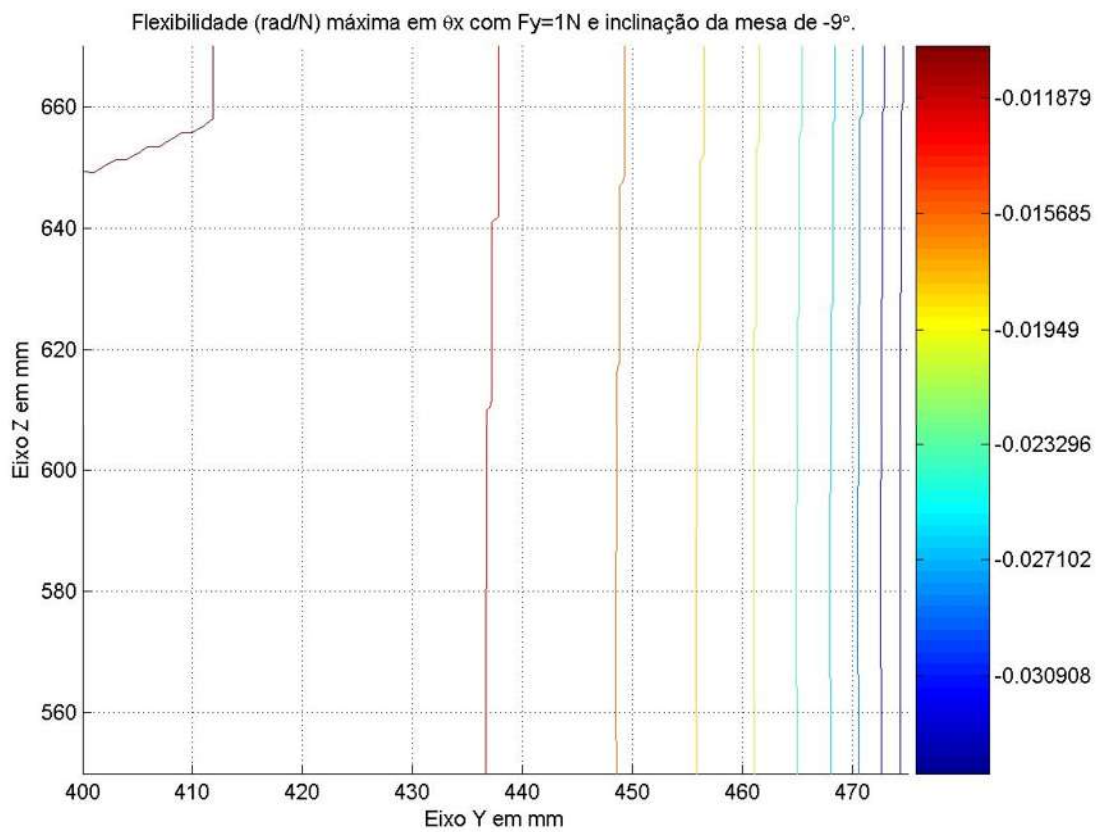


Figura 74 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .



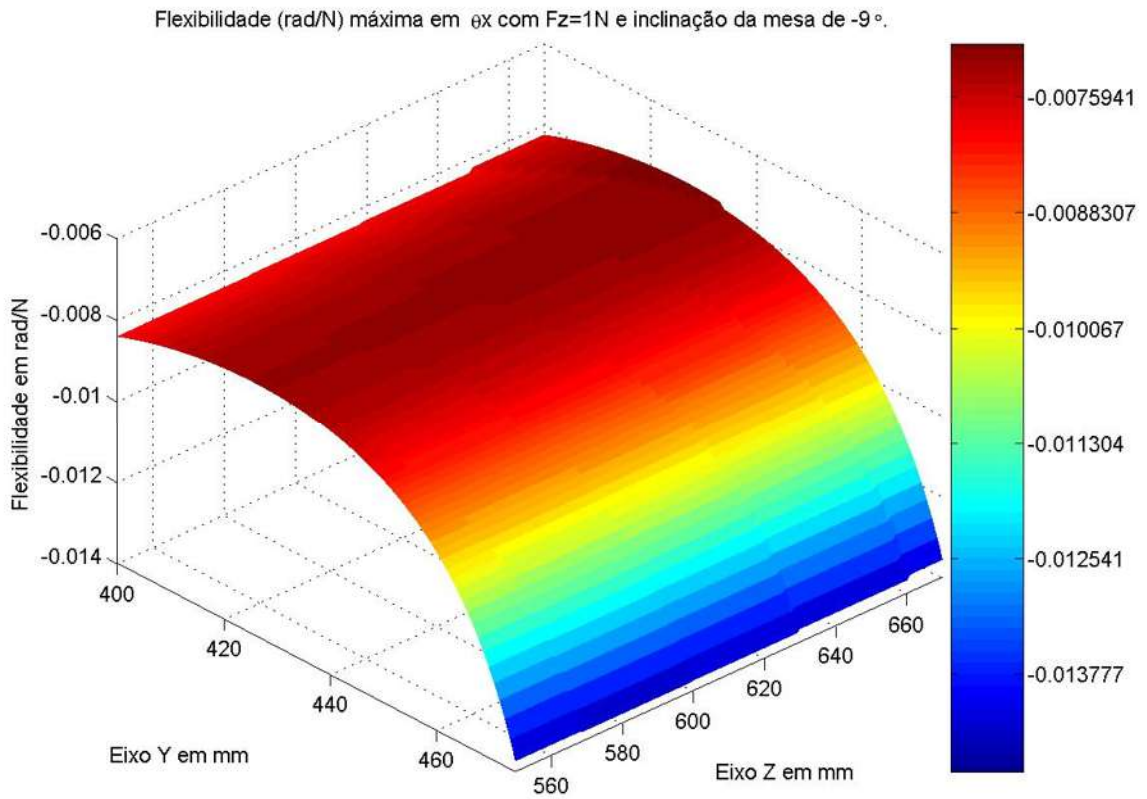


Figura 75 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1N$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

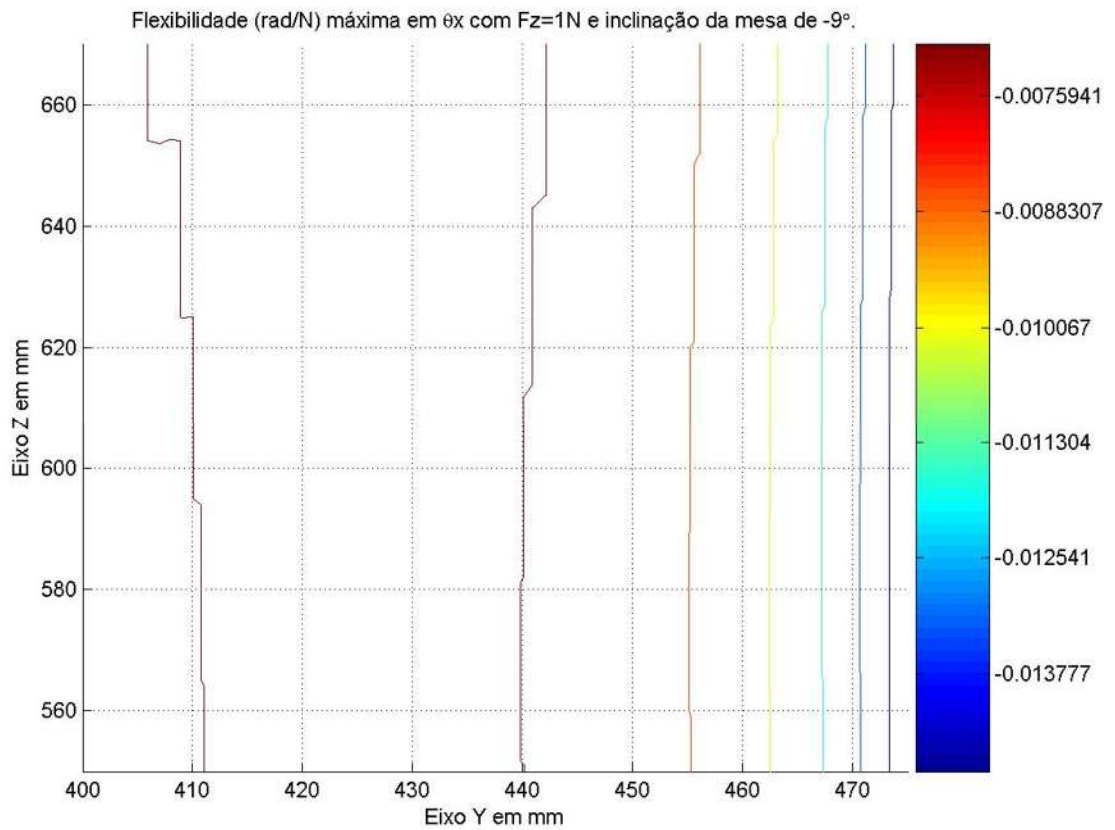


Figura 76 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_z=1N$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

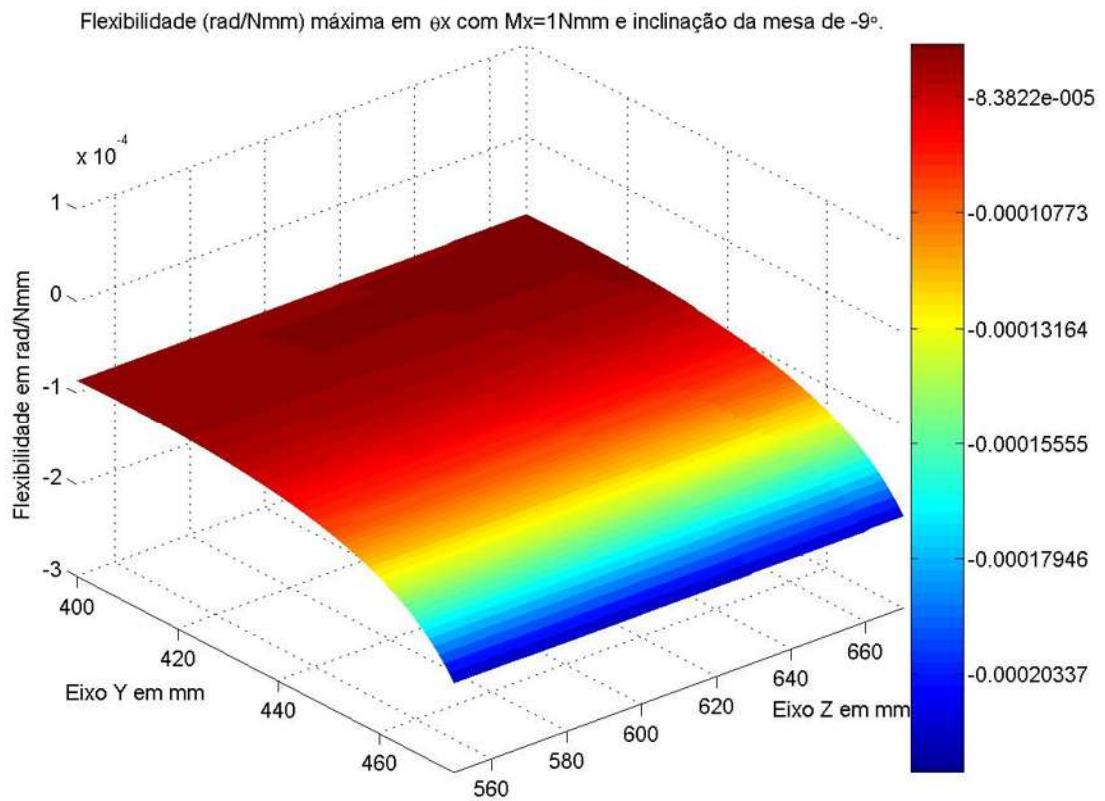


Figura 77 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

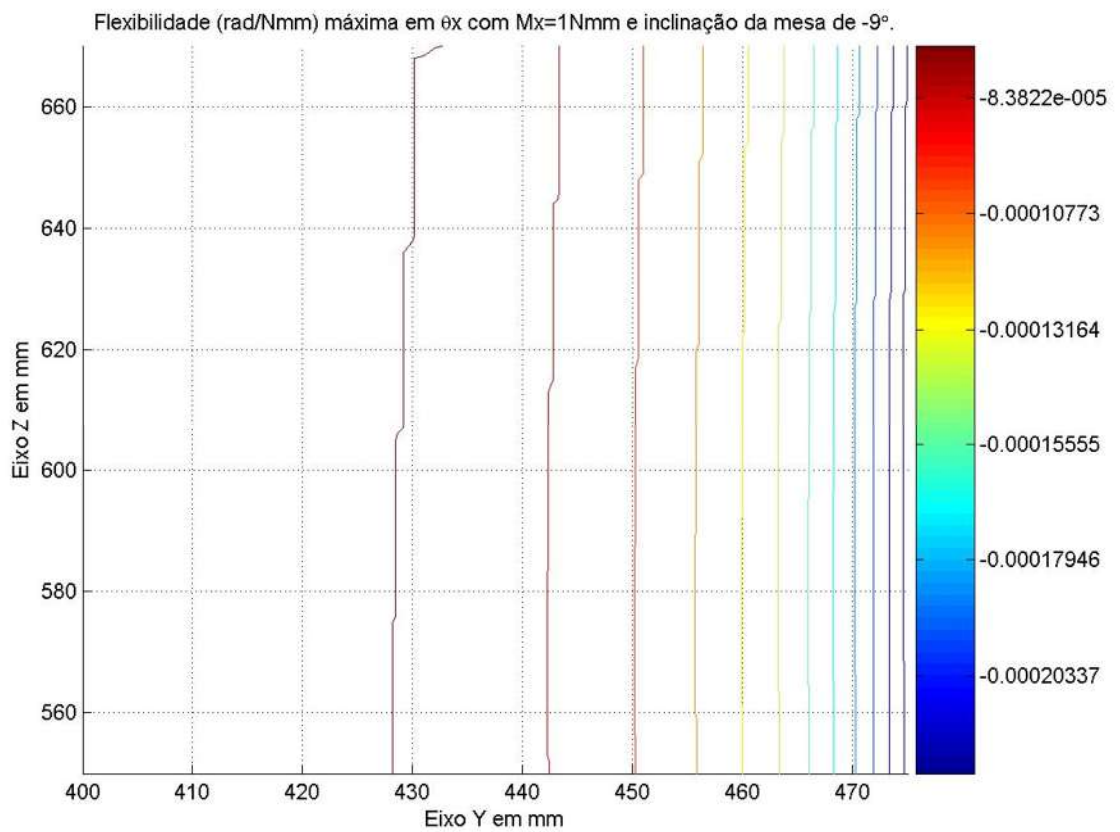


Figura 78 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

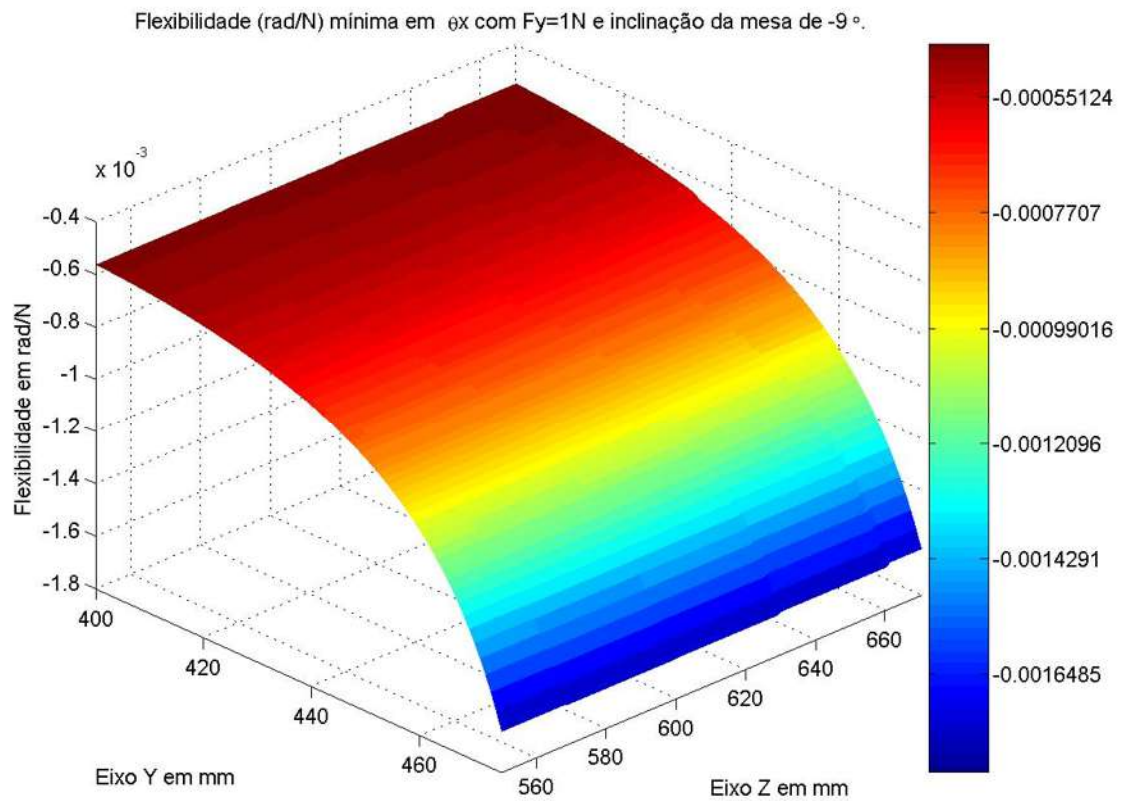


Figura 79 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

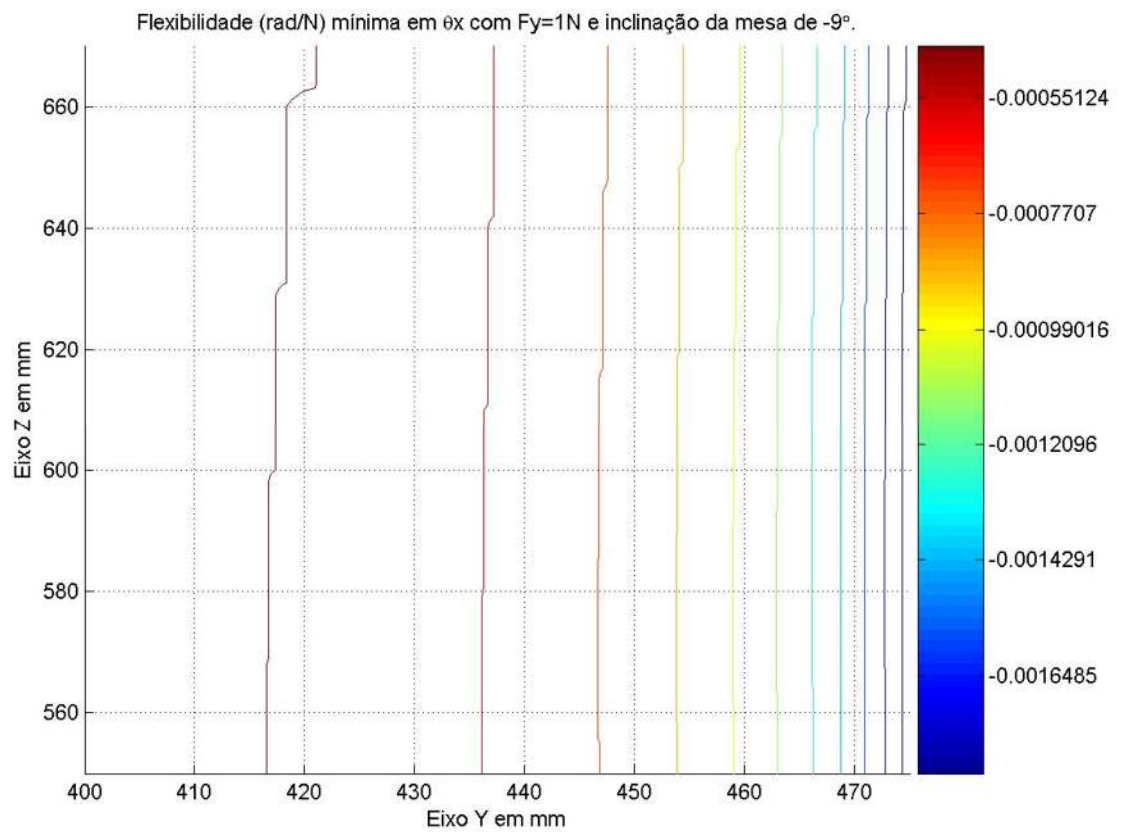


Figura 80 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

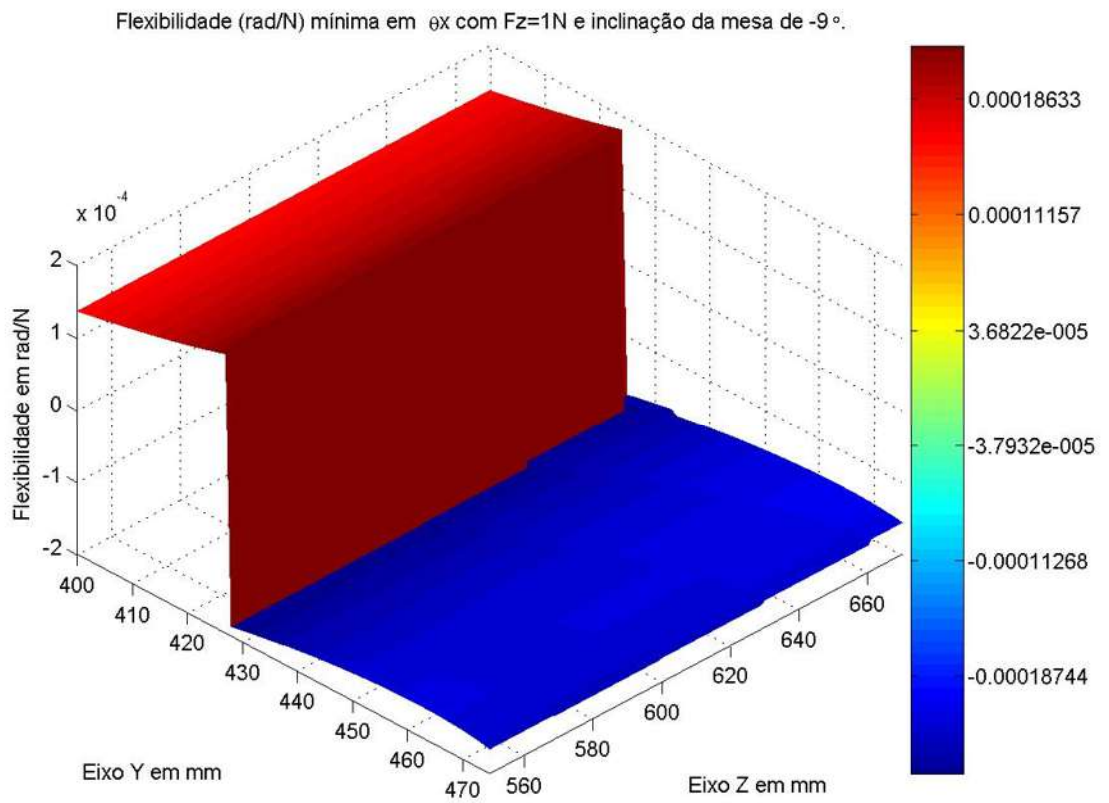


Figura 81 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

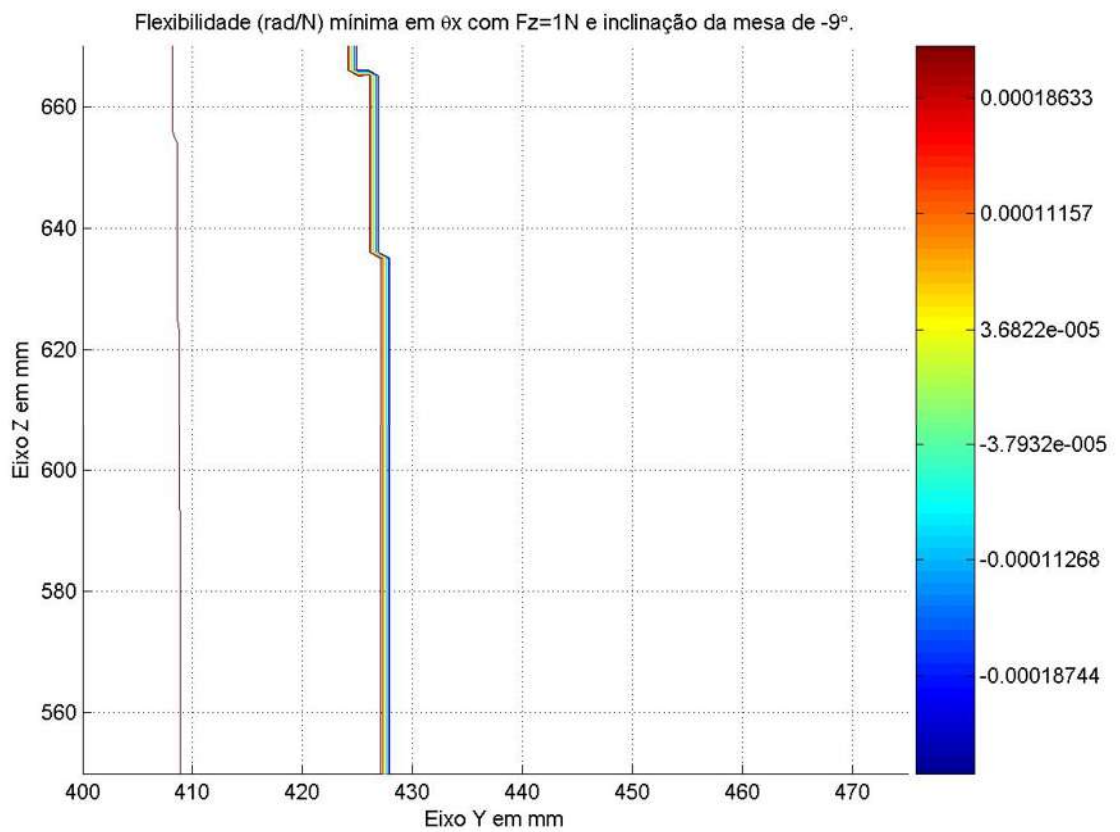


Figura 82 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .



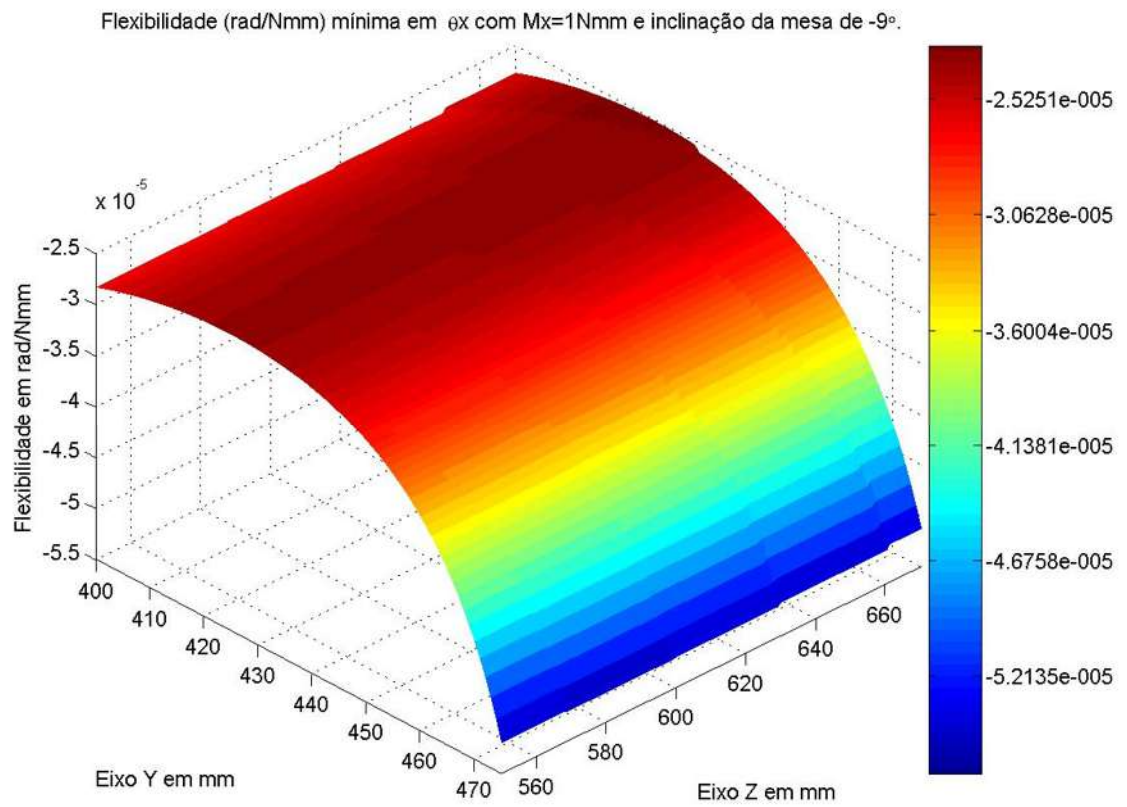


Figura 83 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

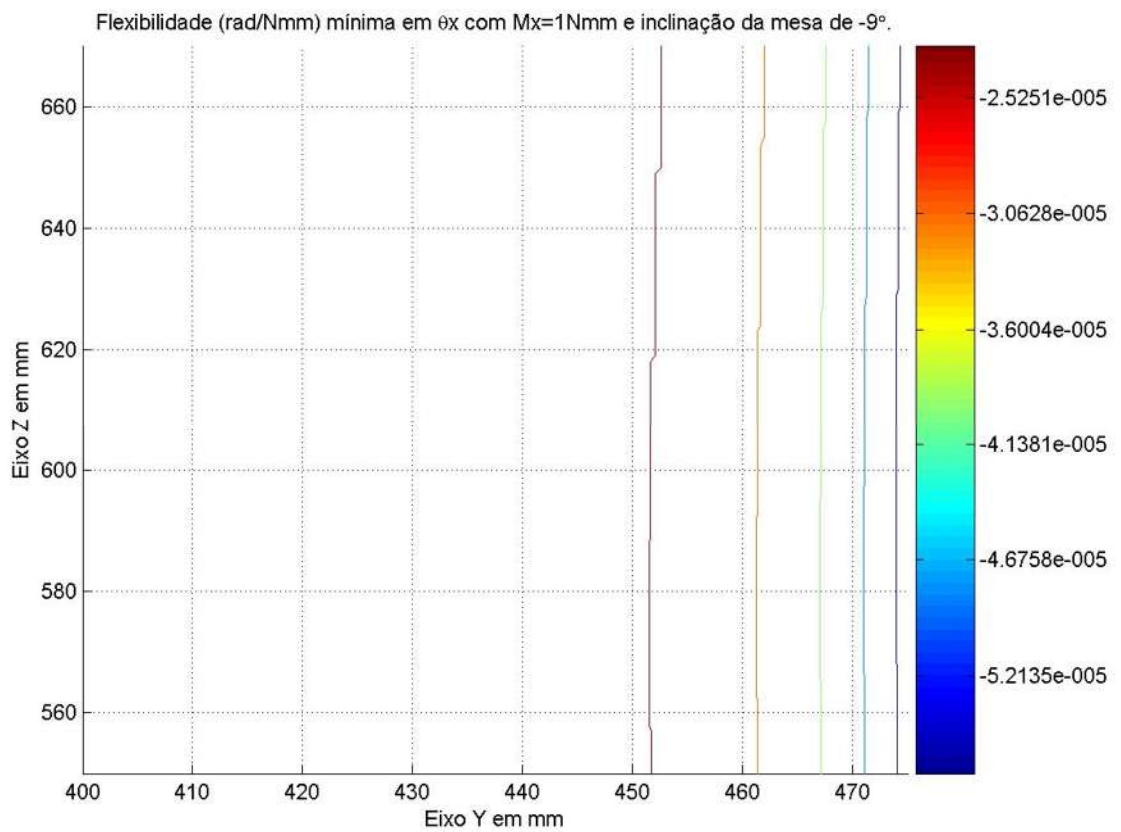


Figura 84 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

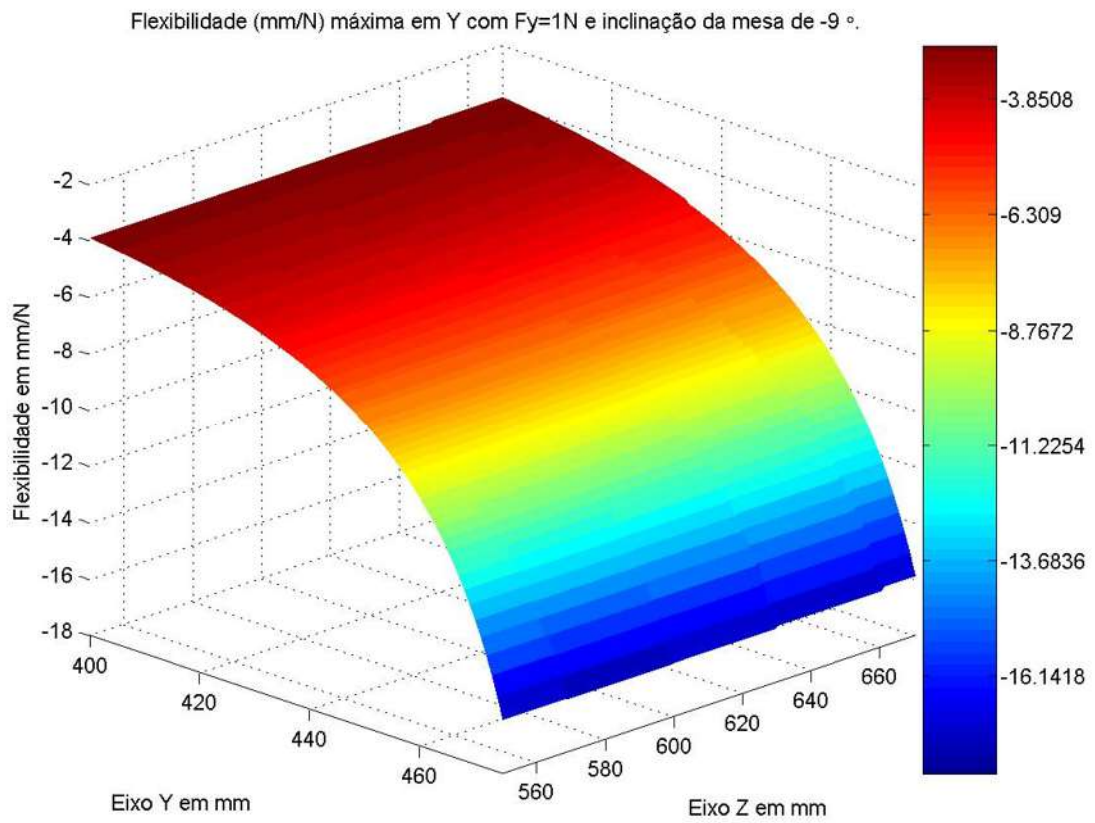


Figura 85 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

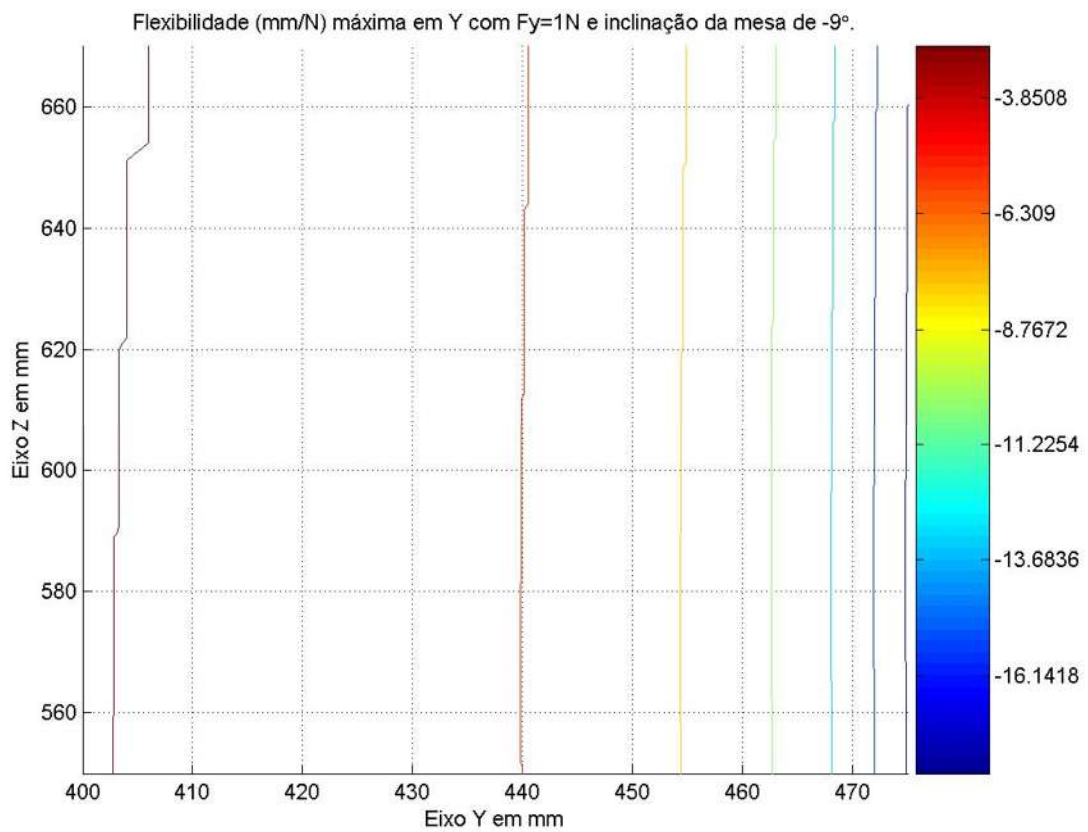


Figura 86 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

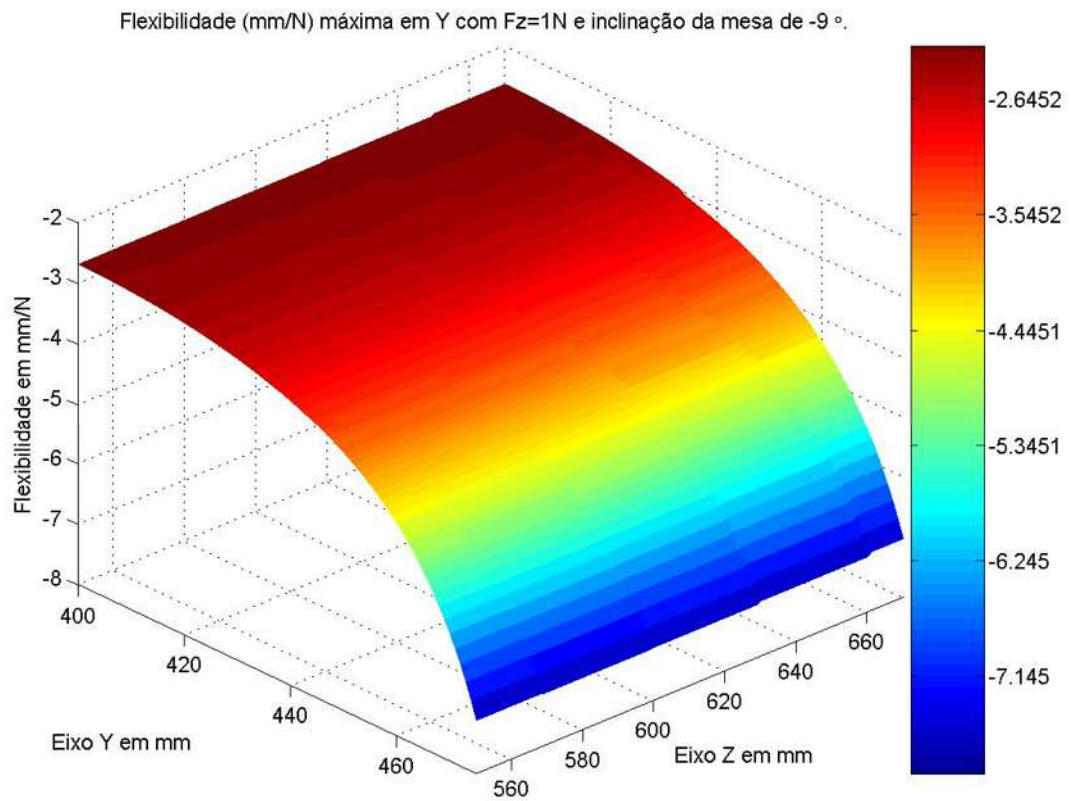


Figura 87 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

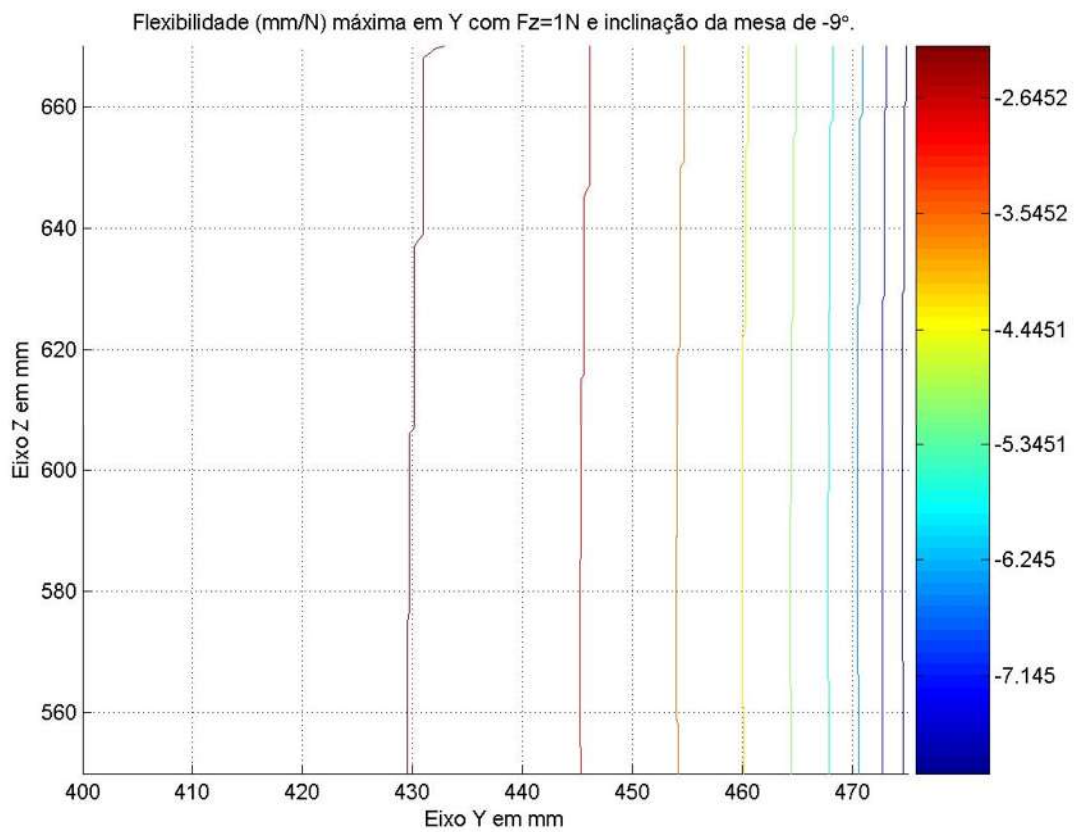


Figura 88 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

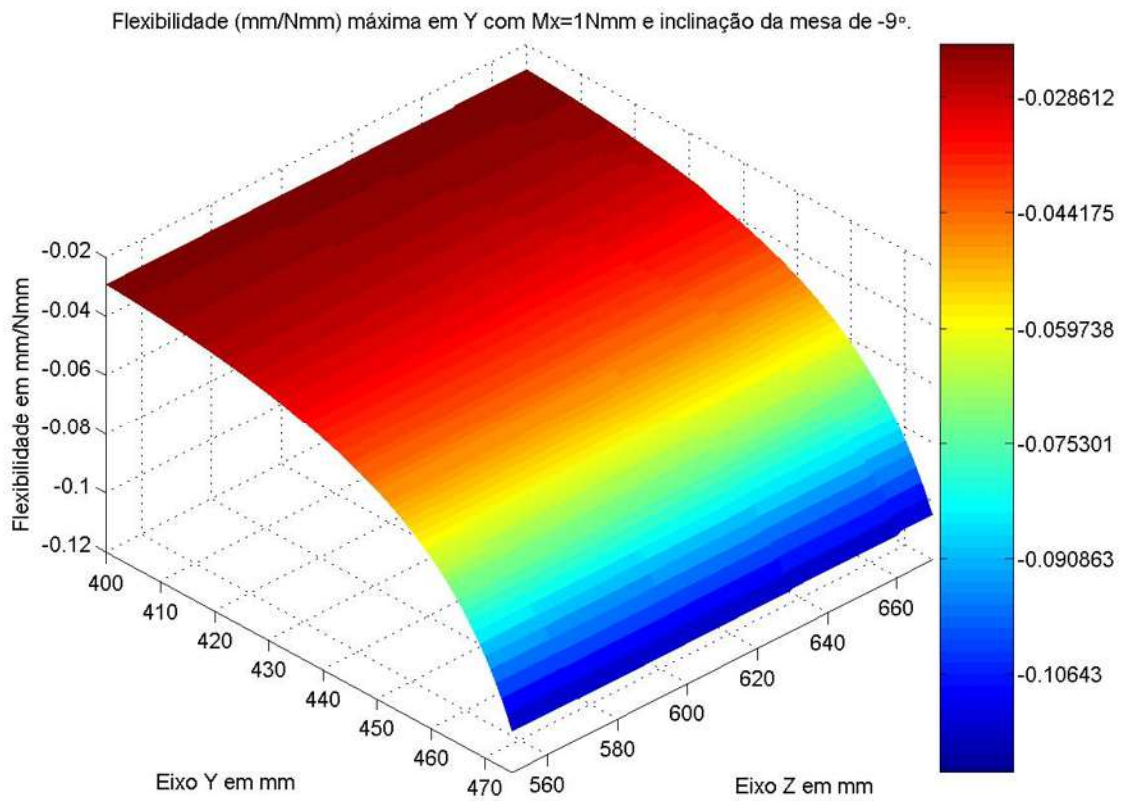


Figura 89 - Flexibilidade máxima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

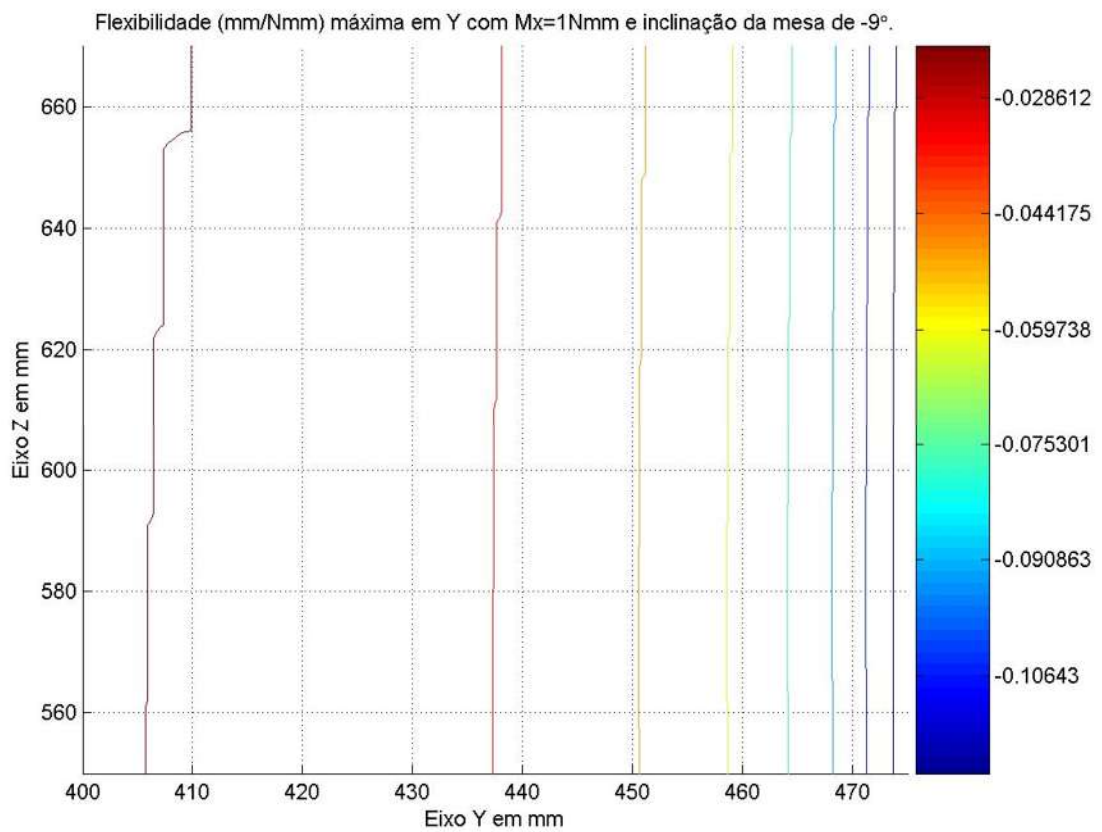


Figura 90 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .



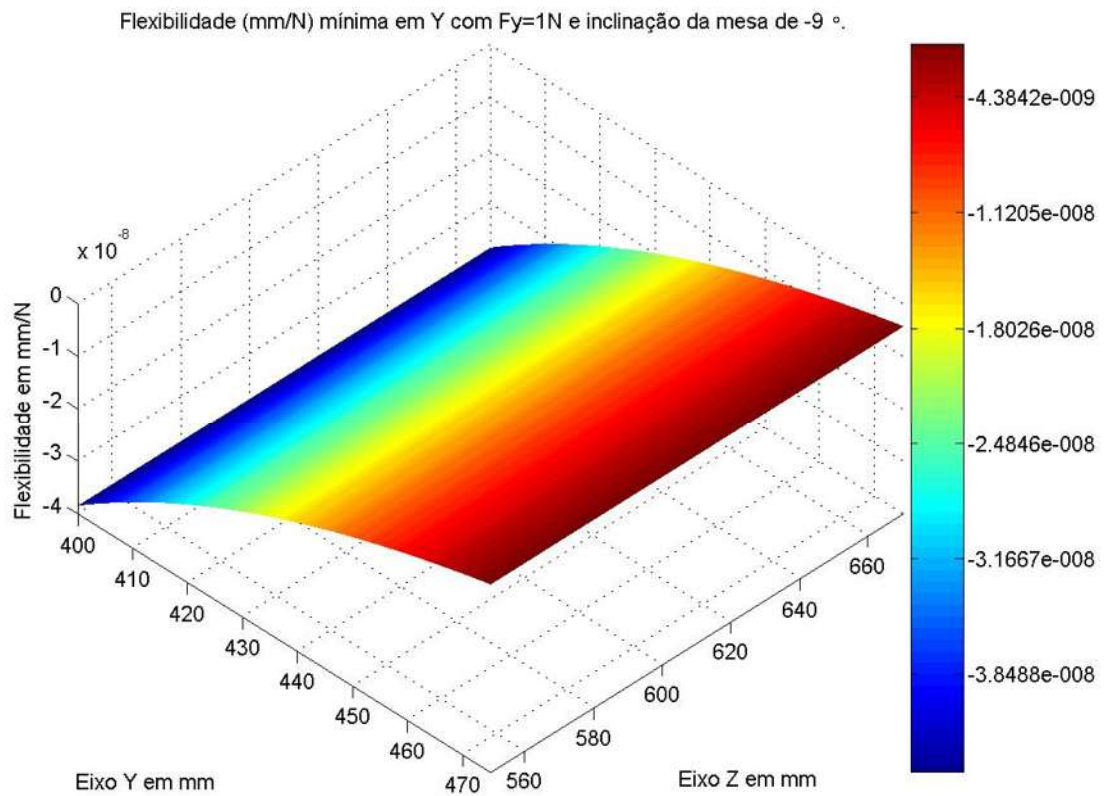


Figura 91 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

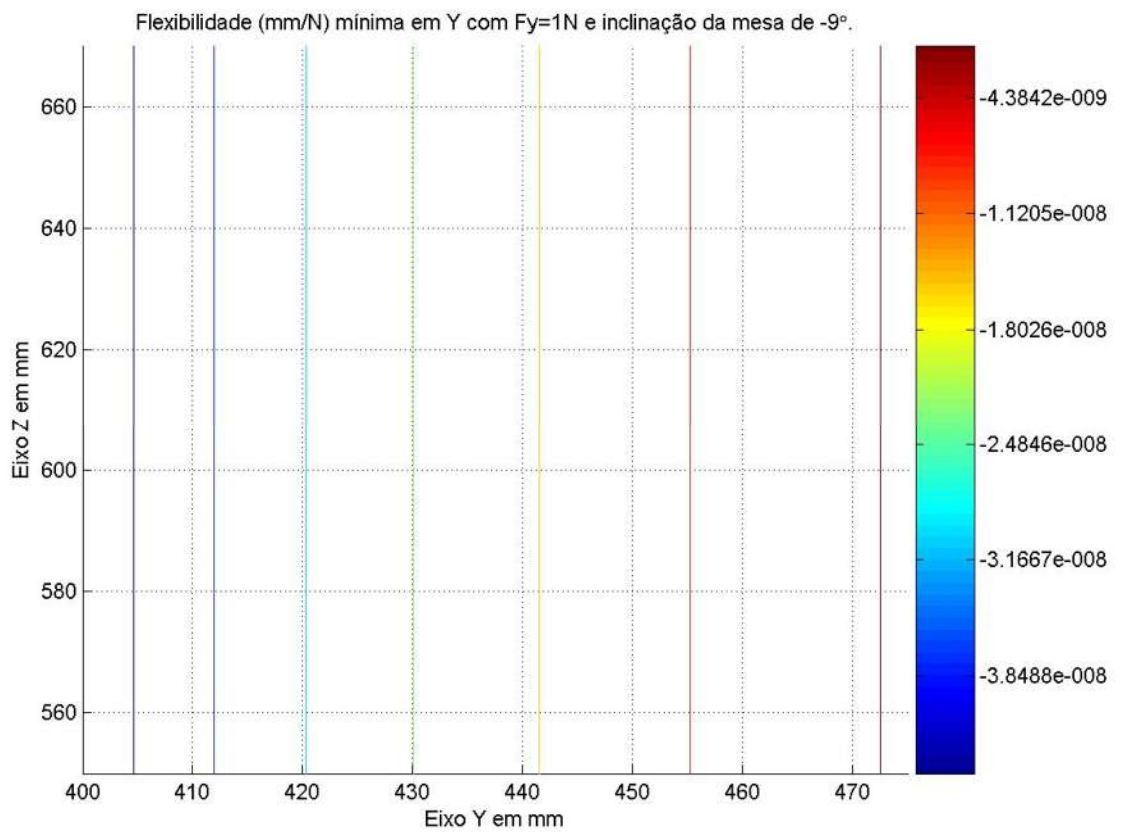


Figura 92 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

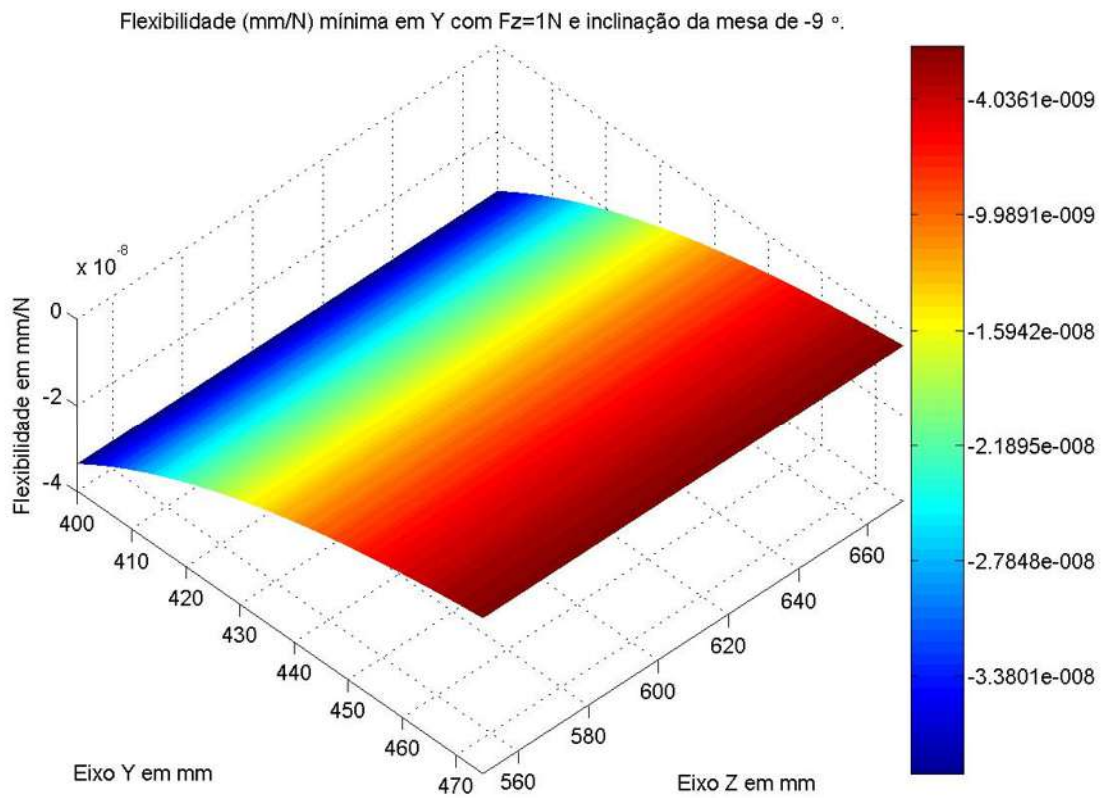


Figura 93 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

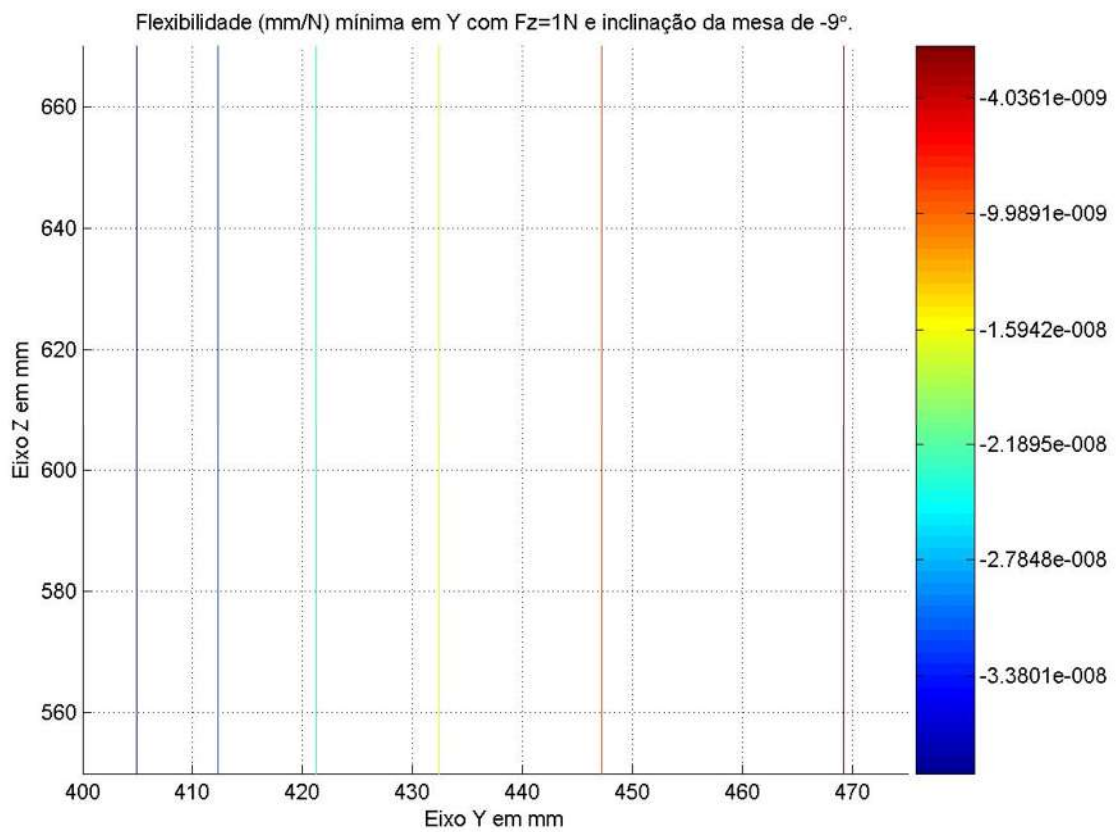


Figura 94 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

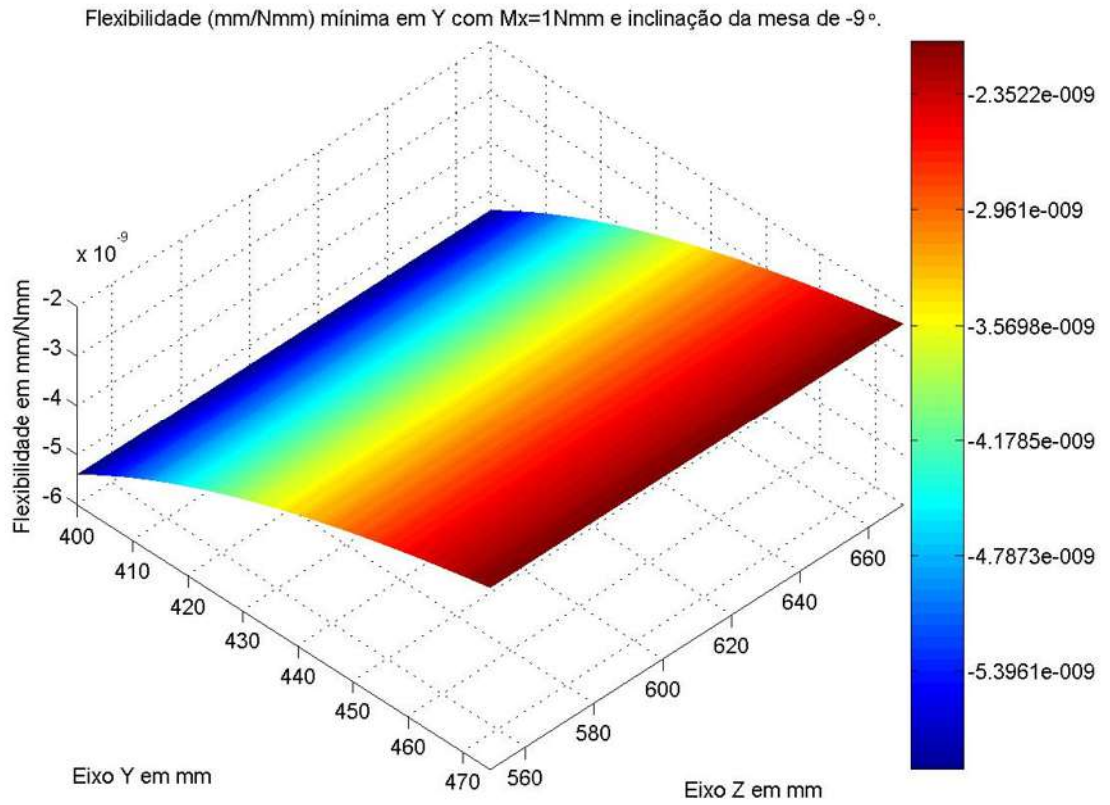


Figura 95 - Flexibilidade mínima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

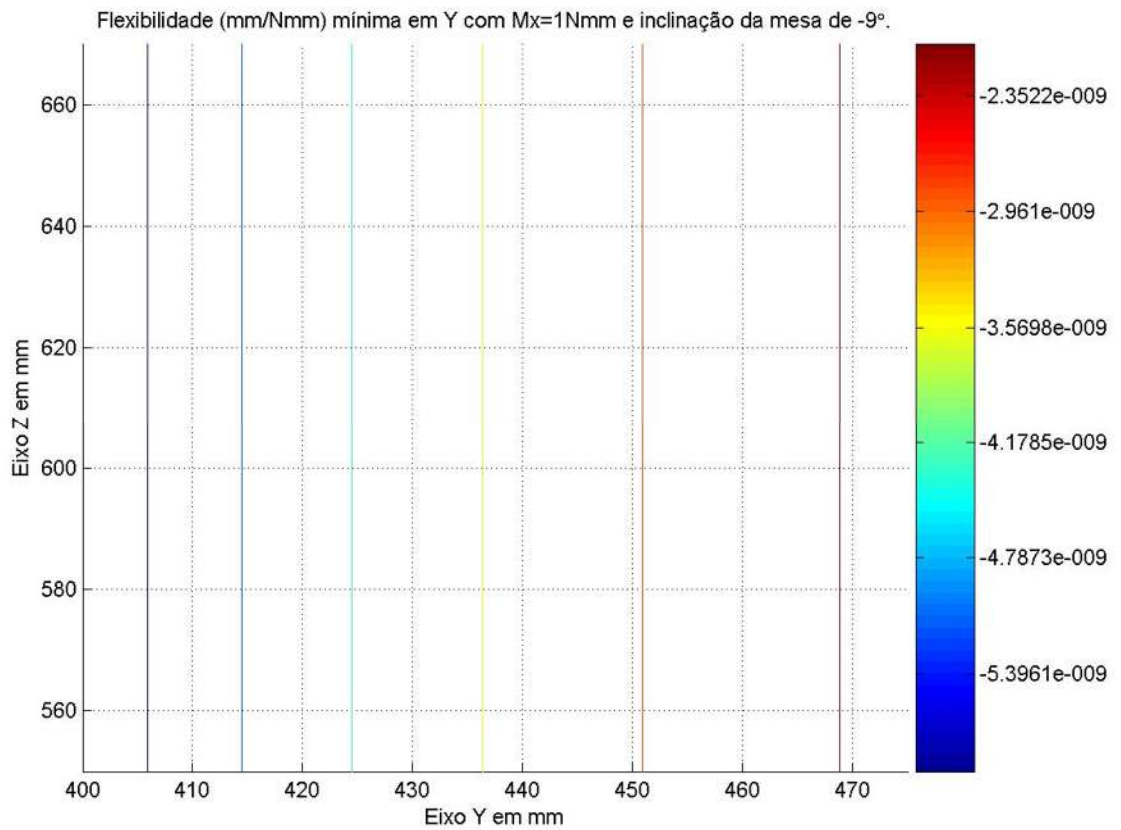


Figura 96 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

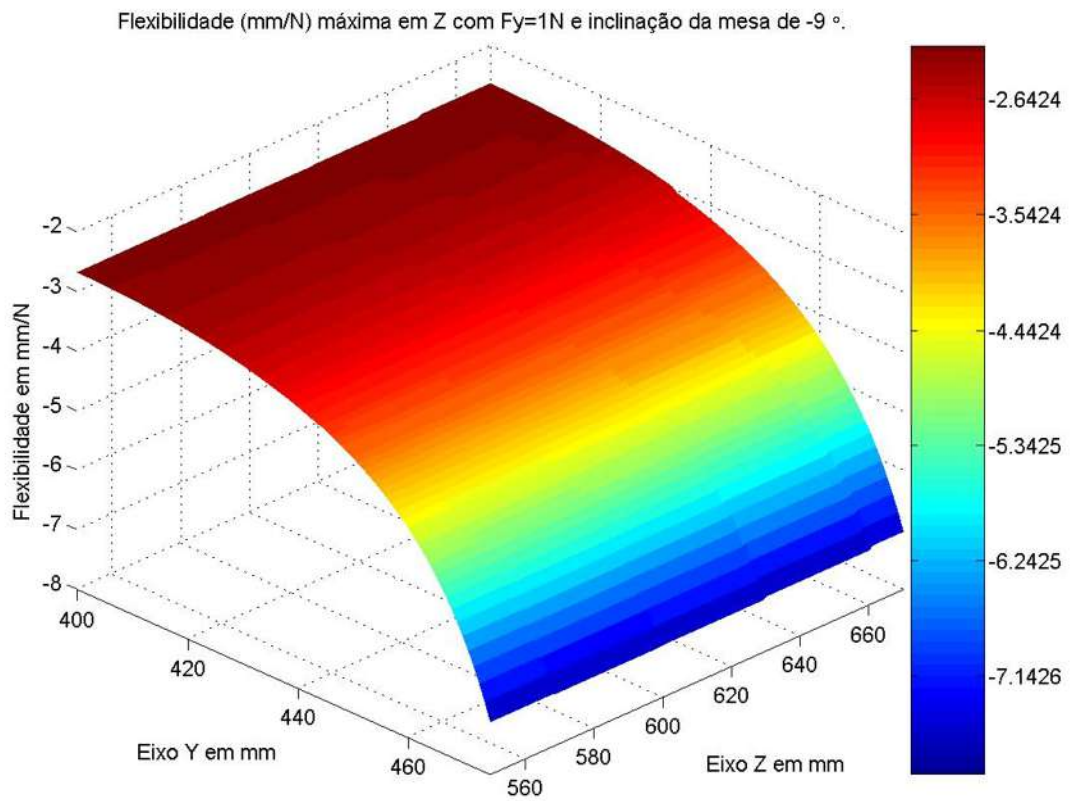


Figura 97 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

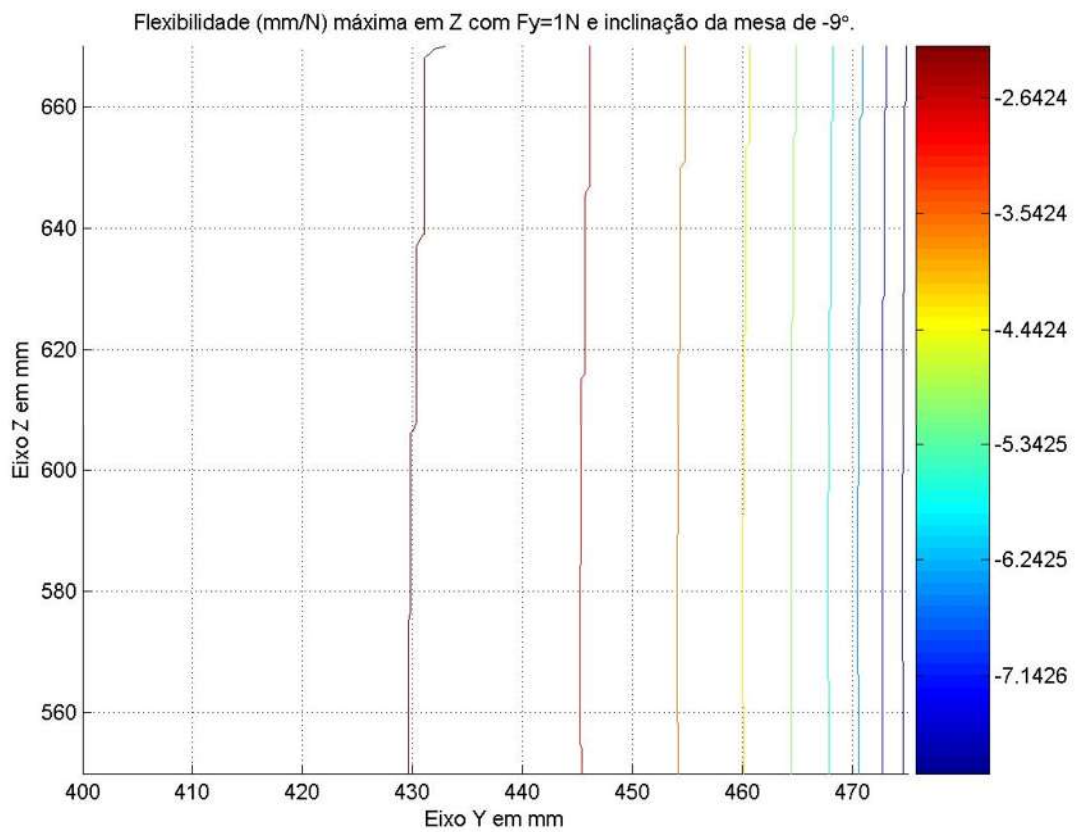


Figura 98 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .



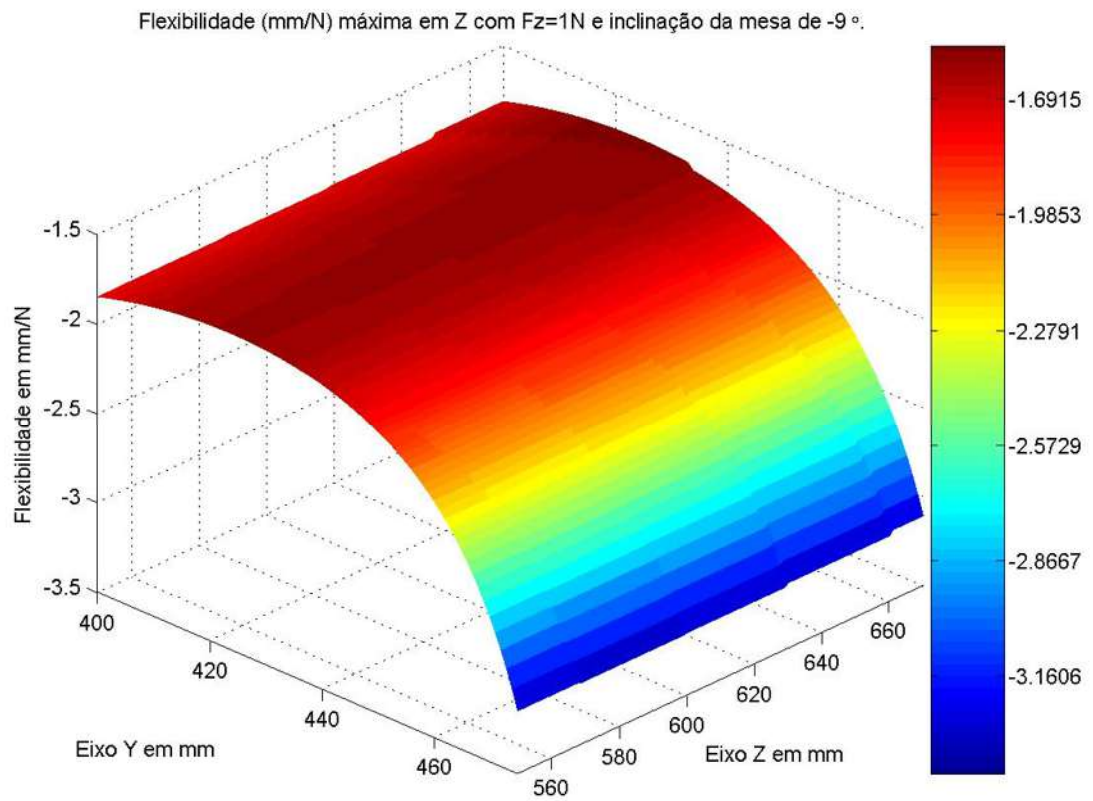


Figura 99 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

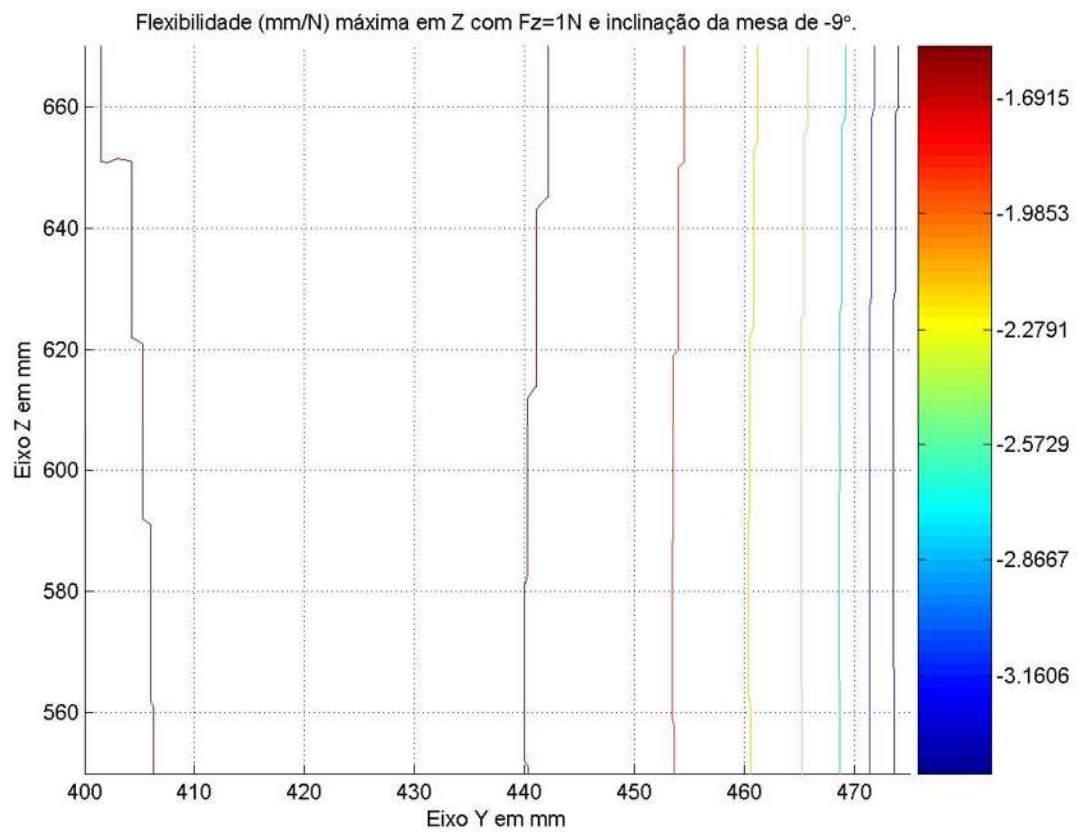


Figura 100 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

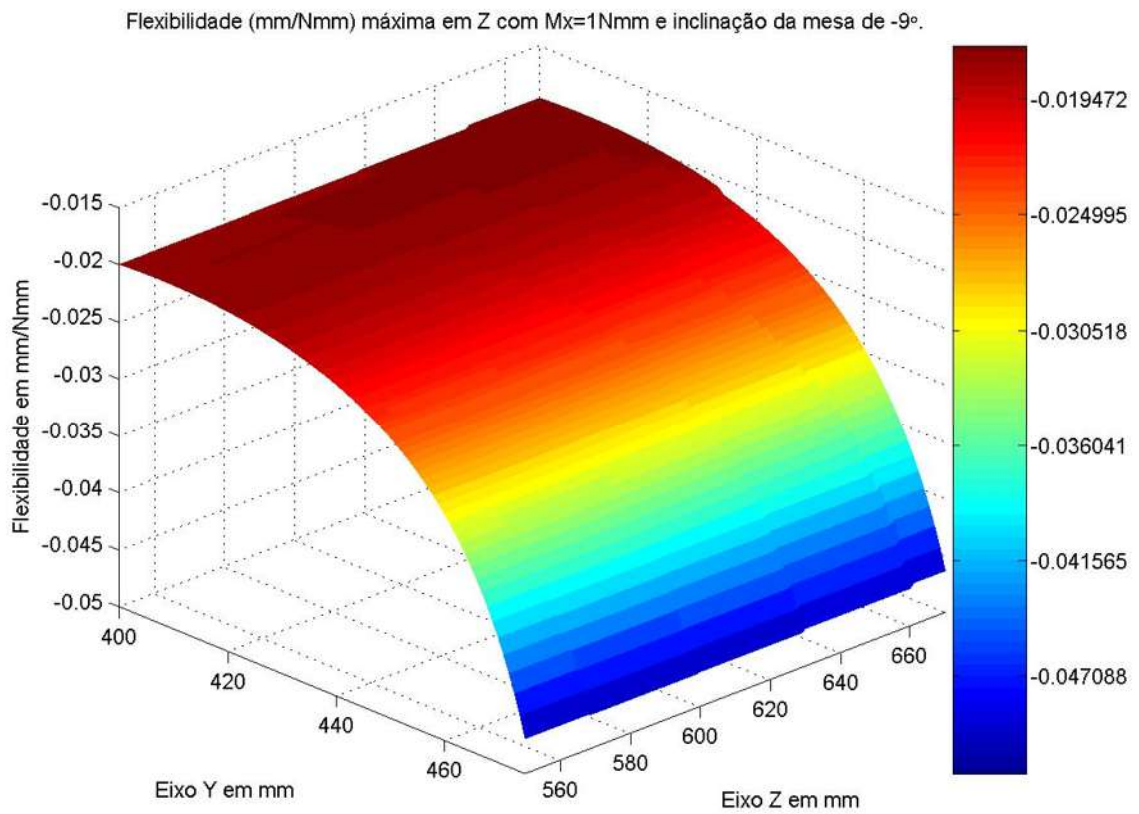


Figura 101 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

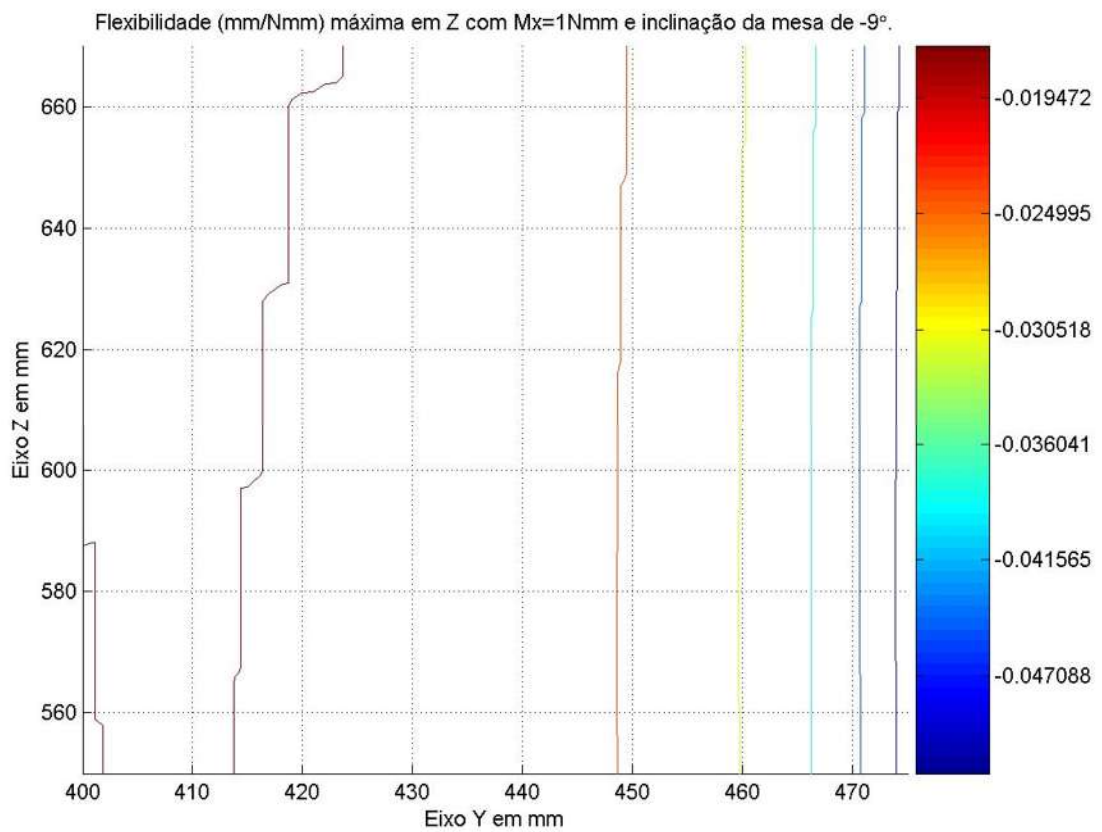


Figura 102 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

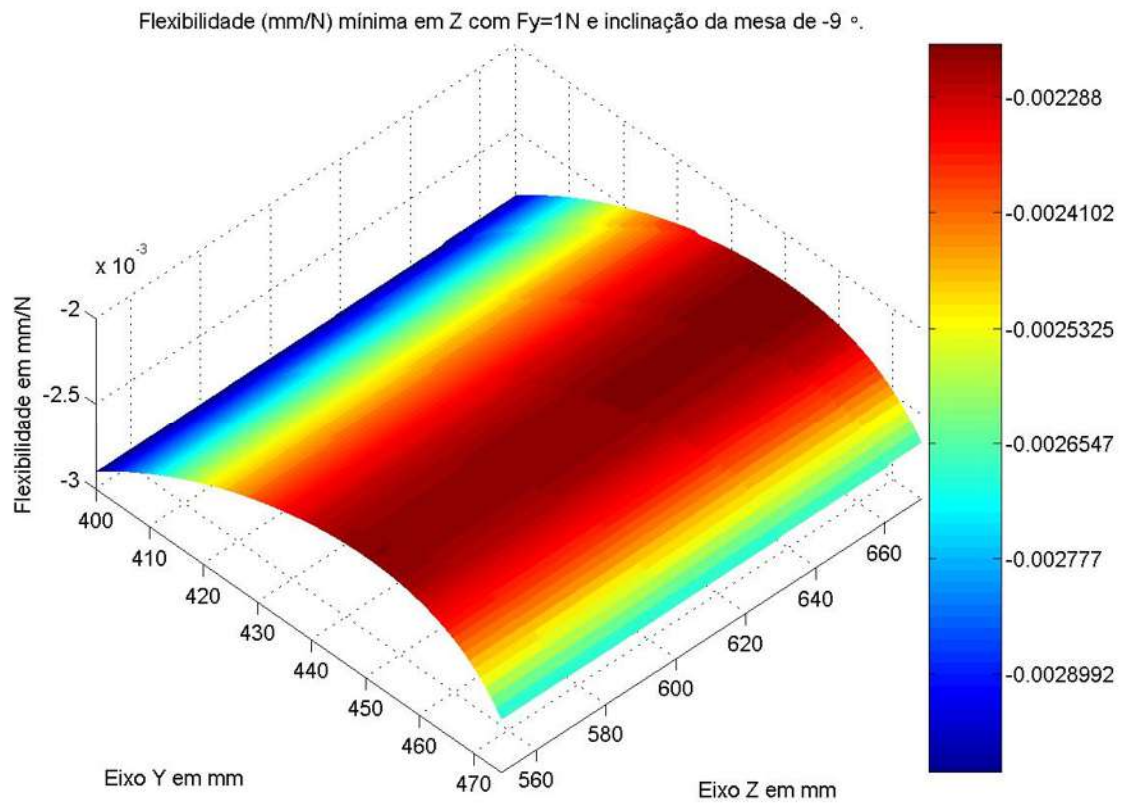


Figura 103 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

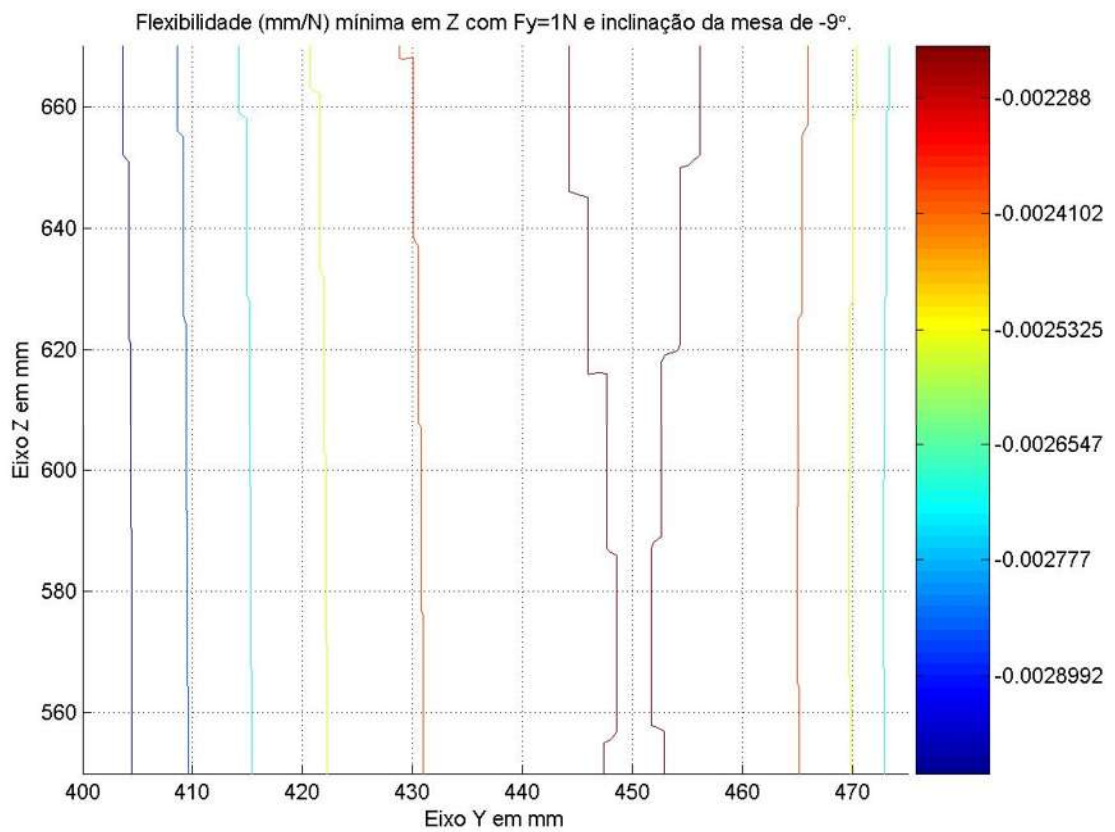


Figura 104 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

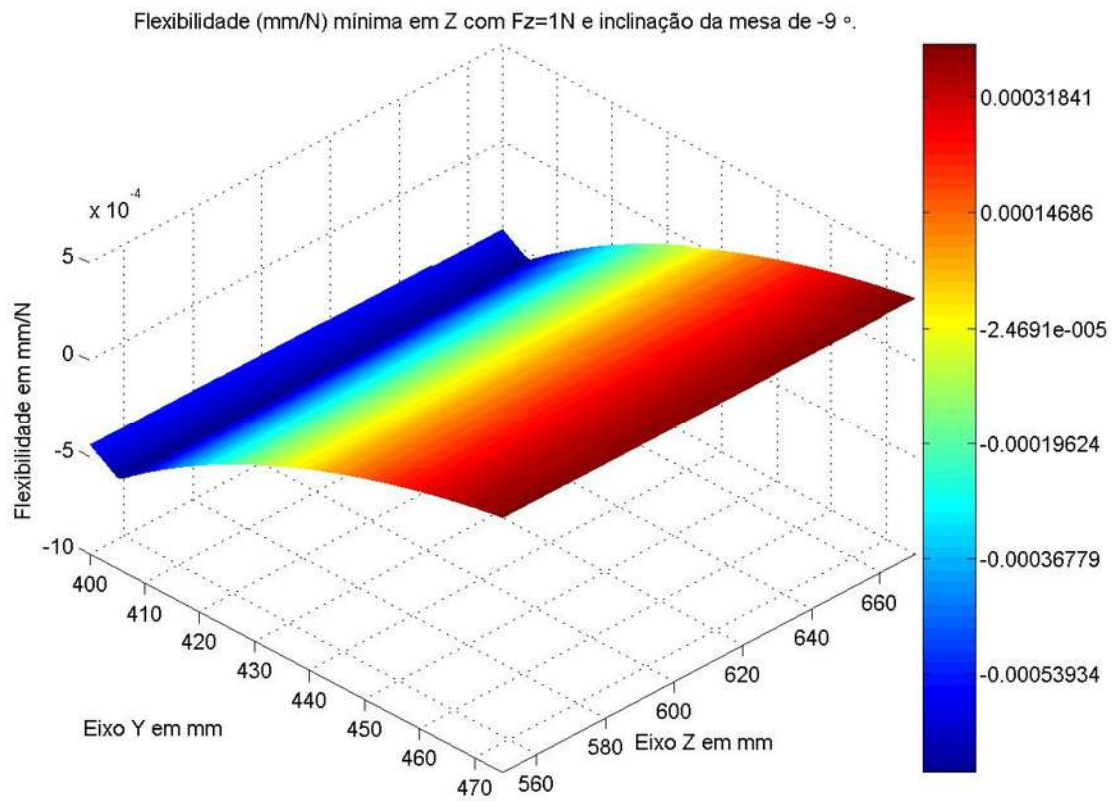


Figura 105 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

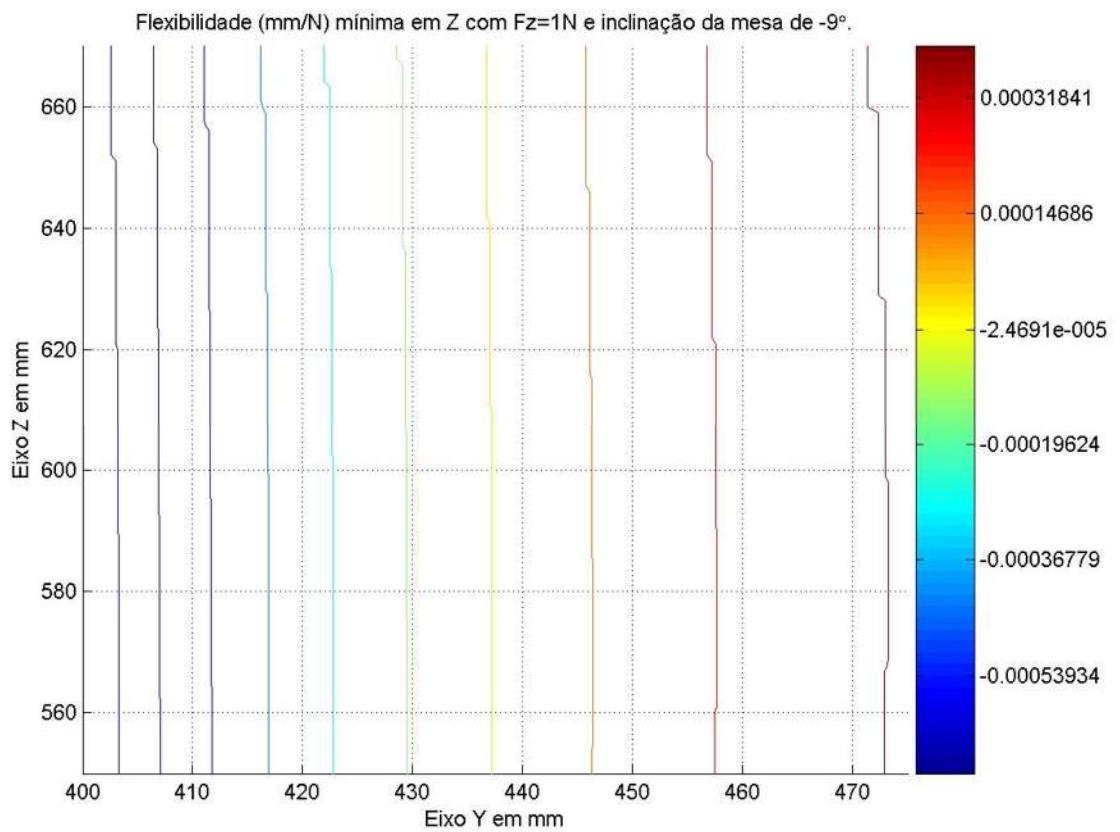


Figura 106 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .



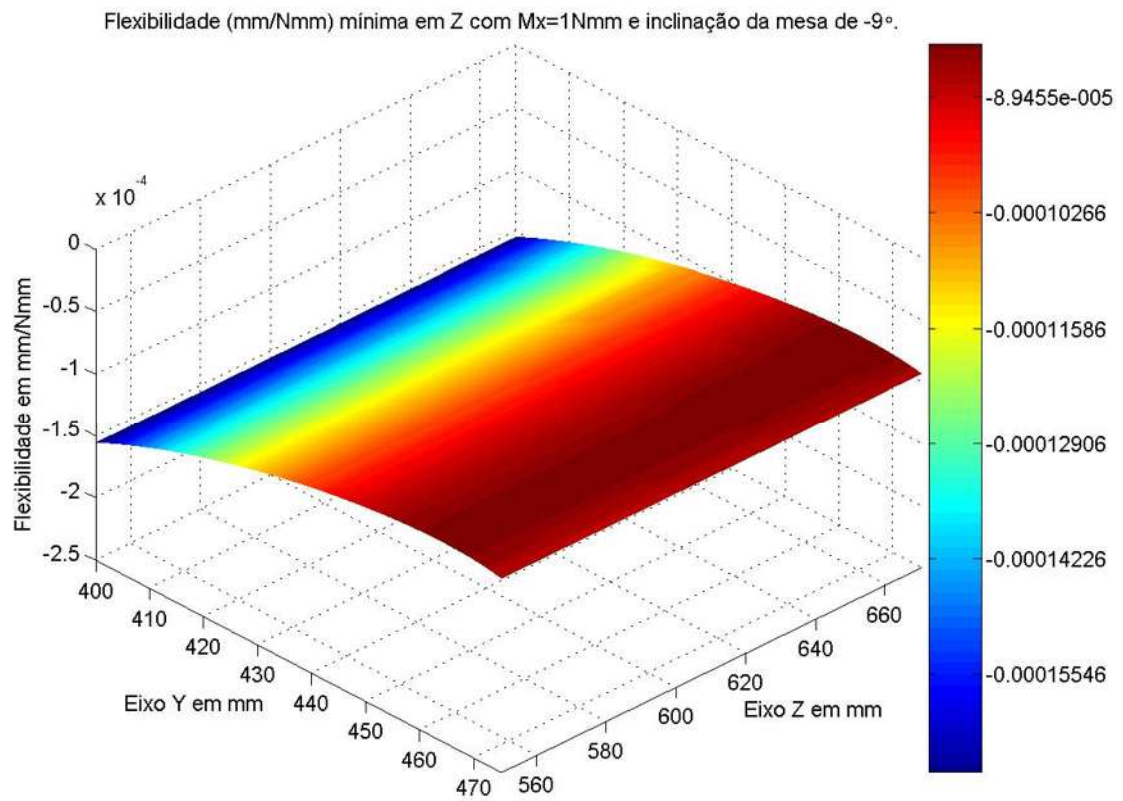


Figura 107 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

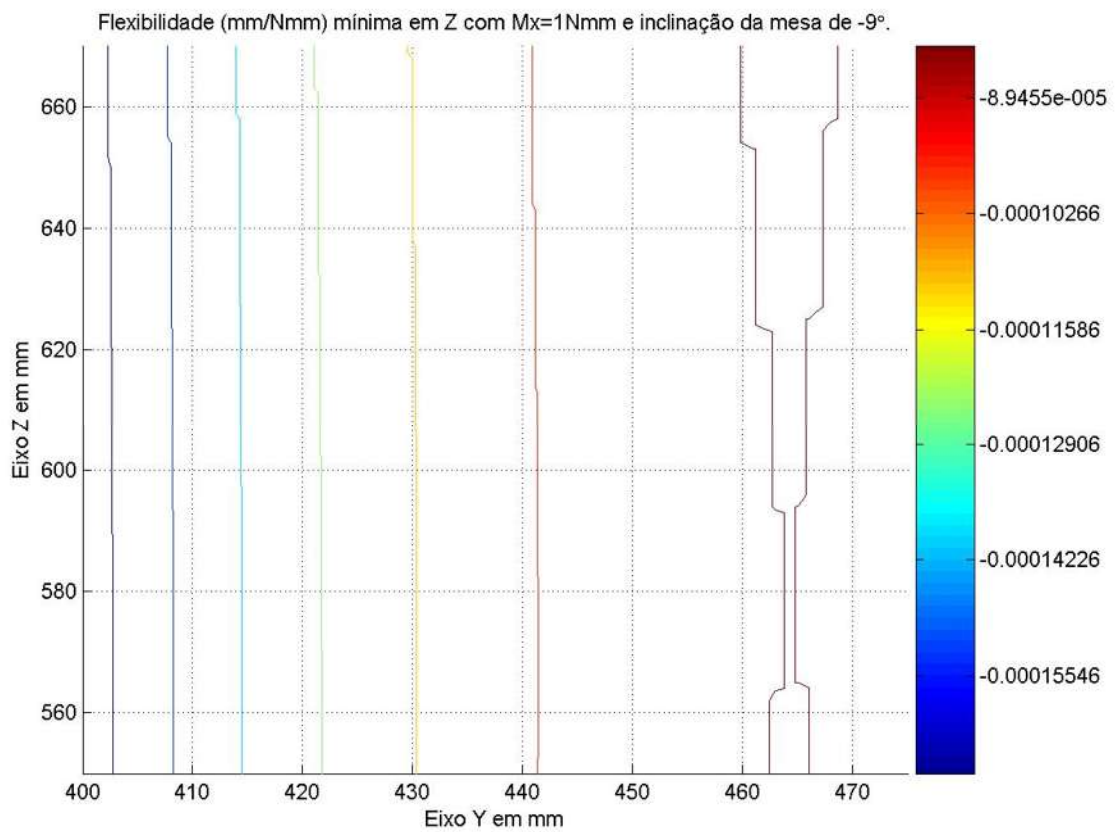


Figura 108 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=-9^\circ$ .

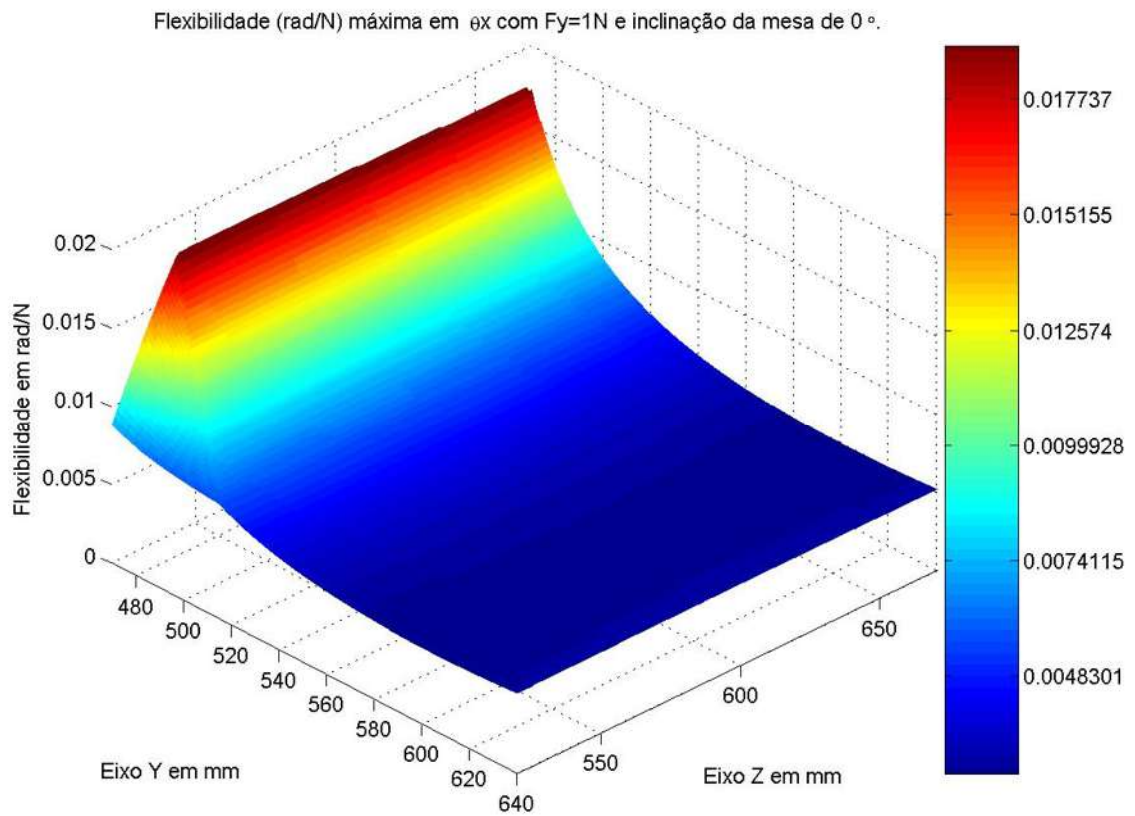


Figura 109 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

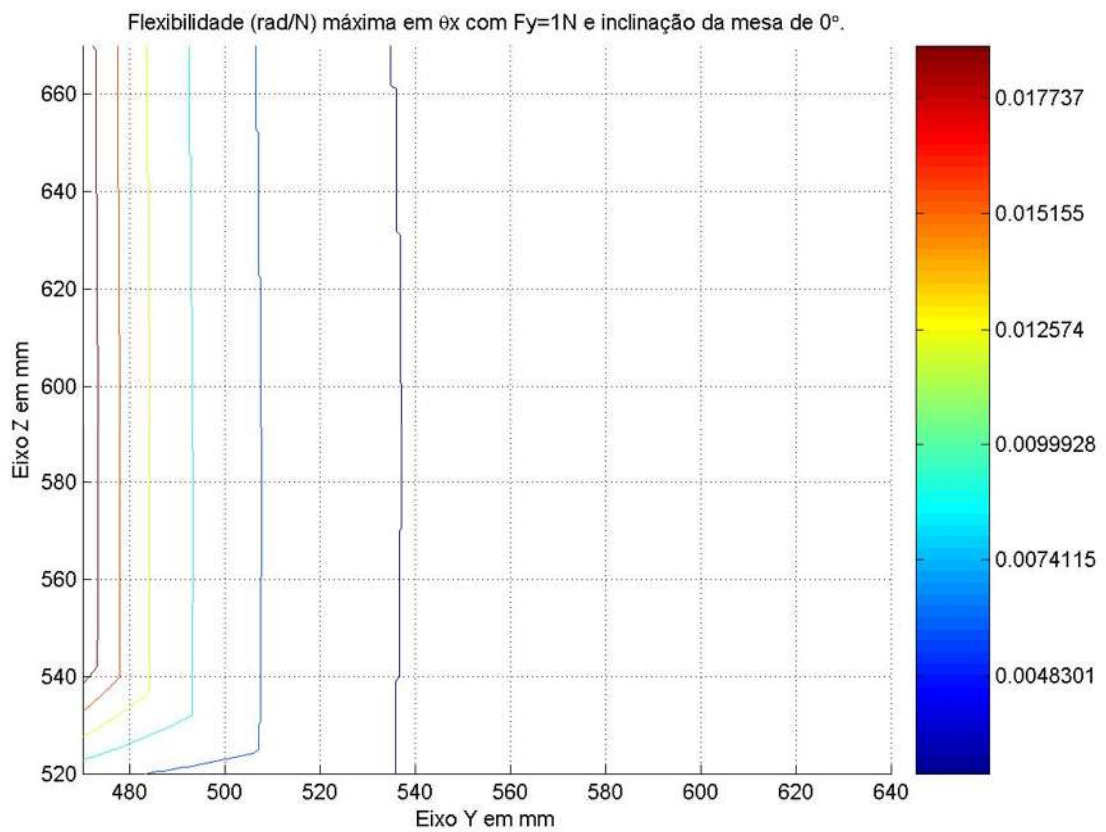


Figura 110 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

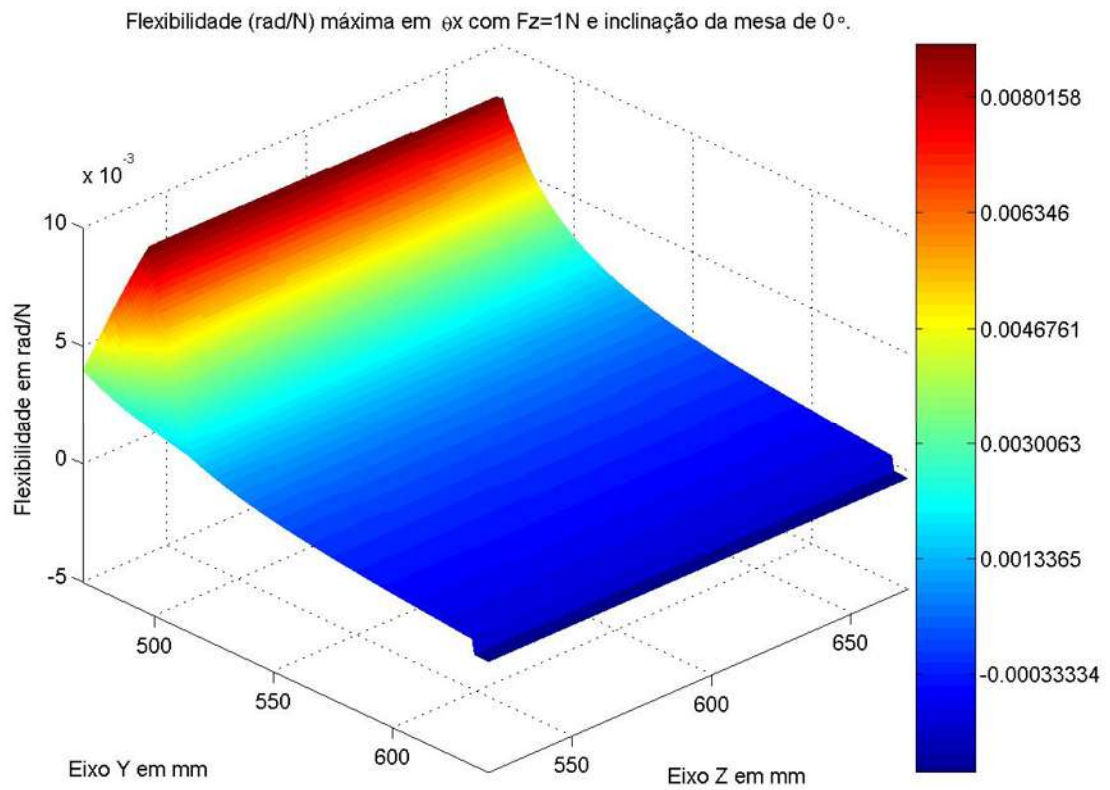


Figura 111 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

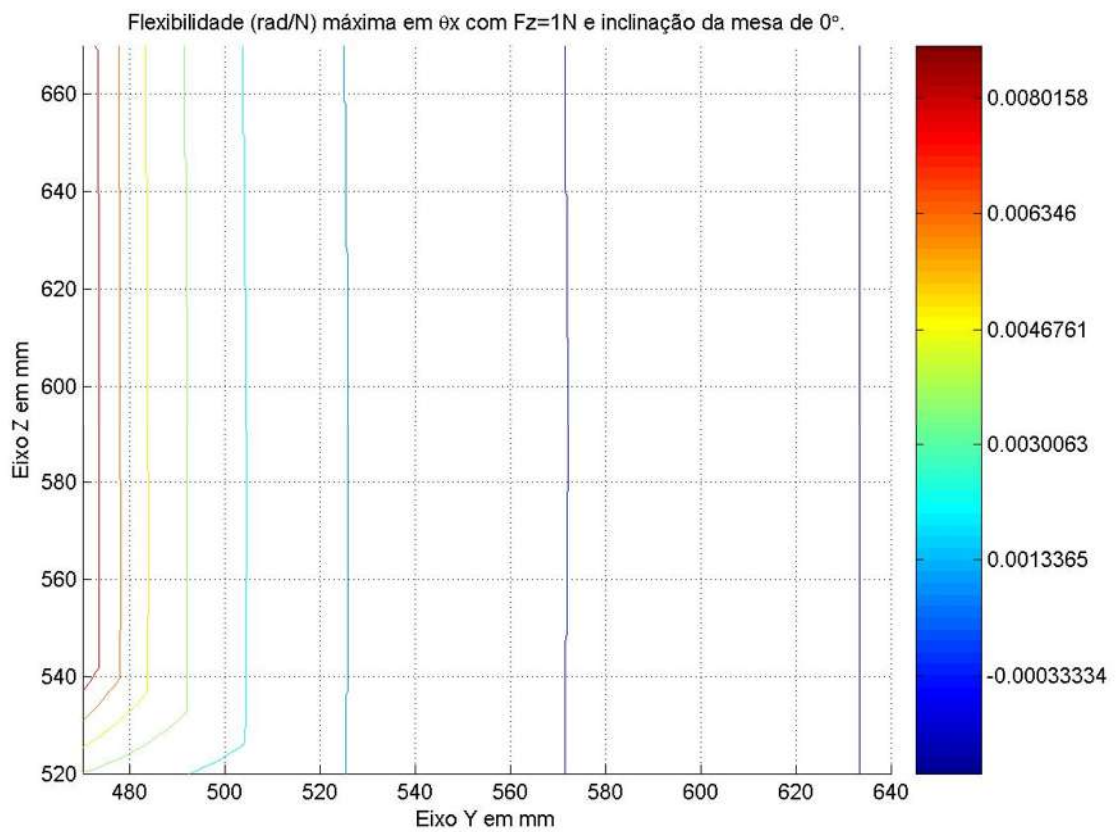


Figura 112 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

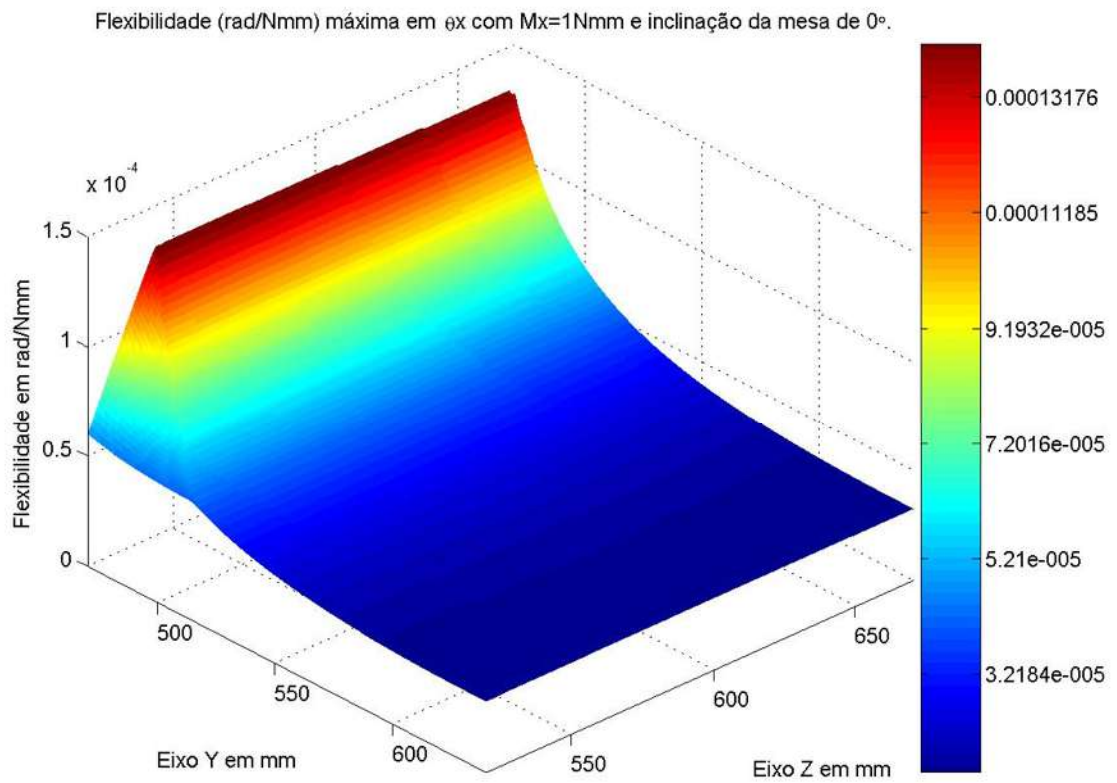


Figura 113 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

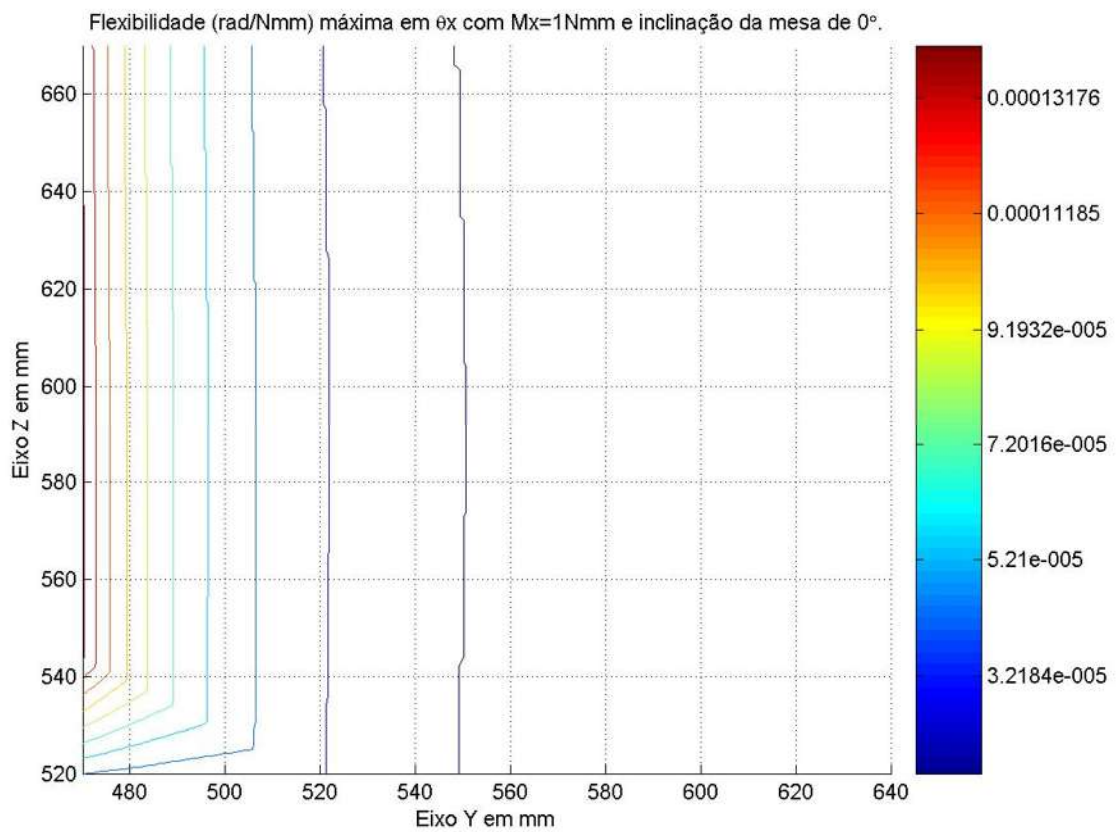


Figura 114 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .



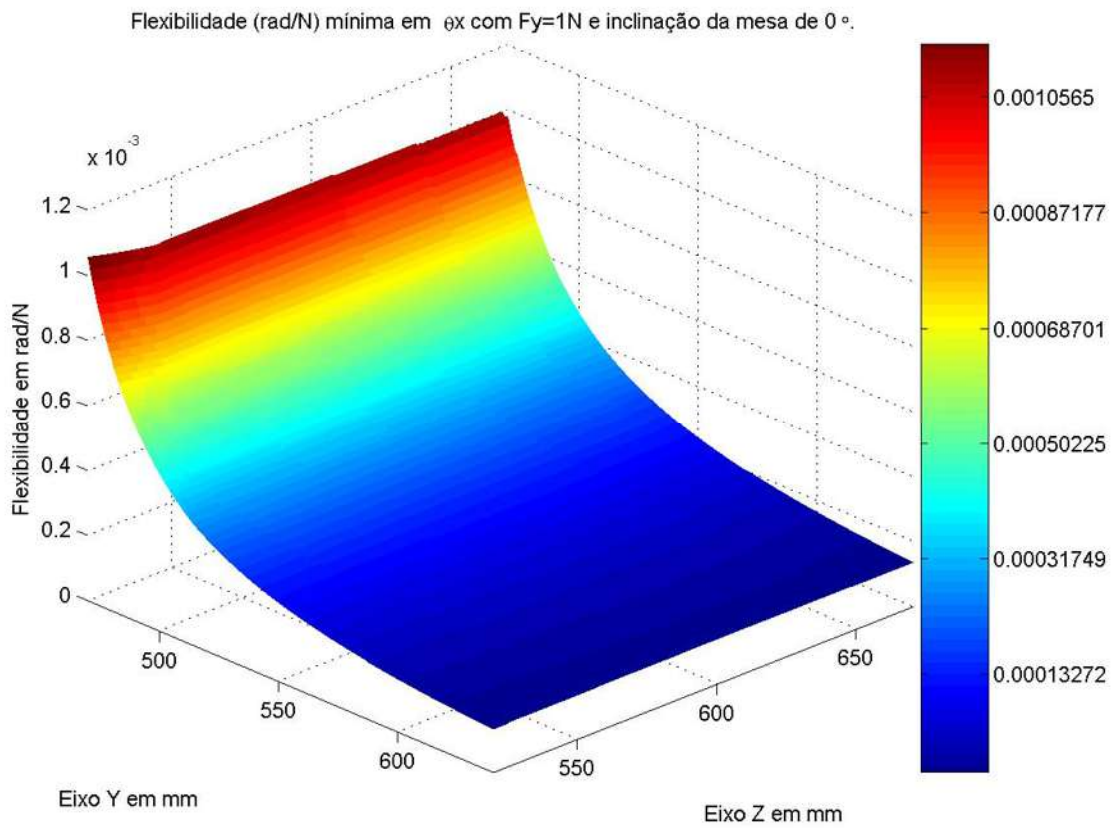


Figura 115 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

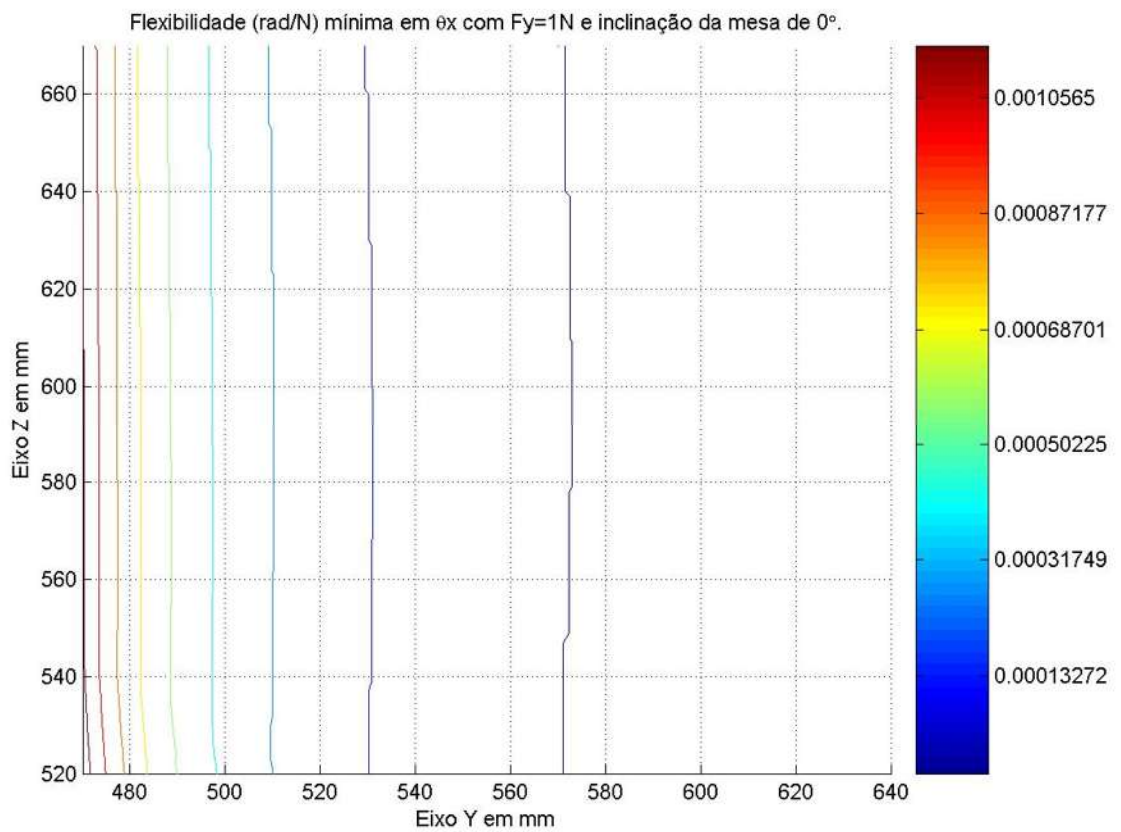


Figura 116 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

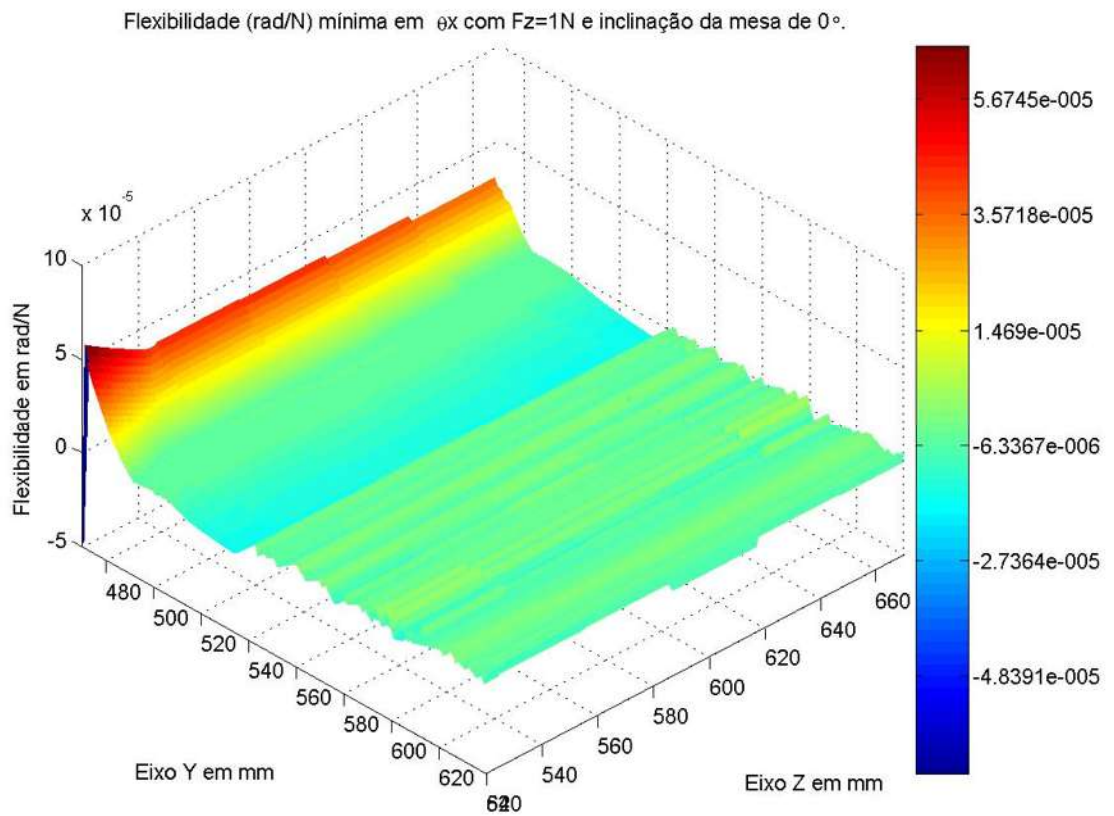


Figura 117 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1N$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

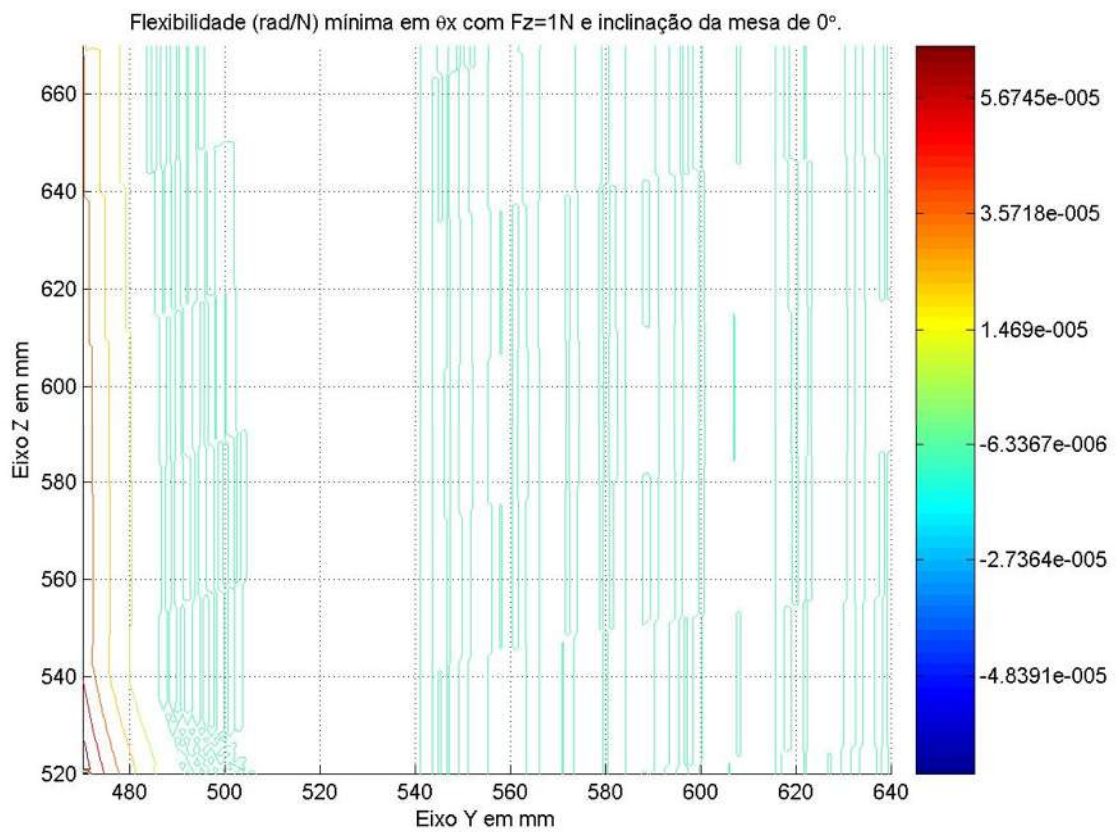


Figura 118 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_z=1N$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

Flexibilidade (rad/Nmm) mínima em  $\theta_x$  com  $M_x=1\text{Nmm}$  e inclinação da mesa de  $0^\circ$ .

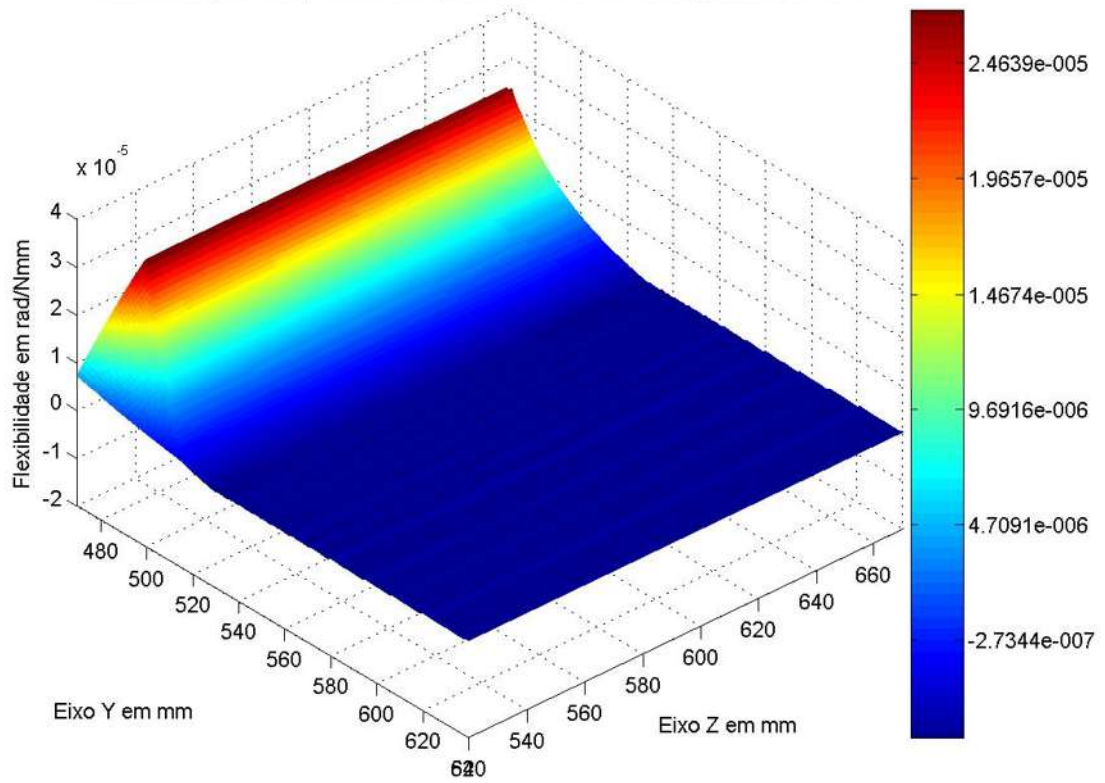


Figura 119 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

Flexibilidade (rad/Nmm) mínima em  $\theta_x$  com  $M_x=1\text{Nmm}$  e inclinação da mesa de  $0^\circ$ .

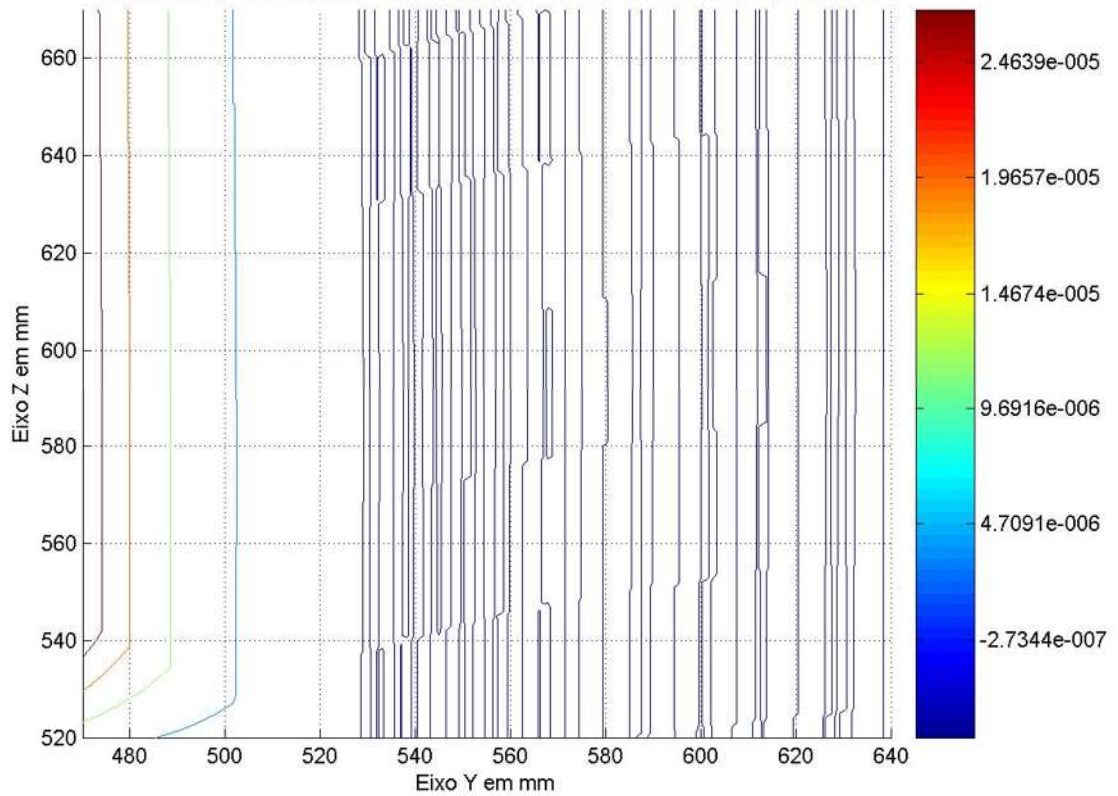


Figura 120 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .



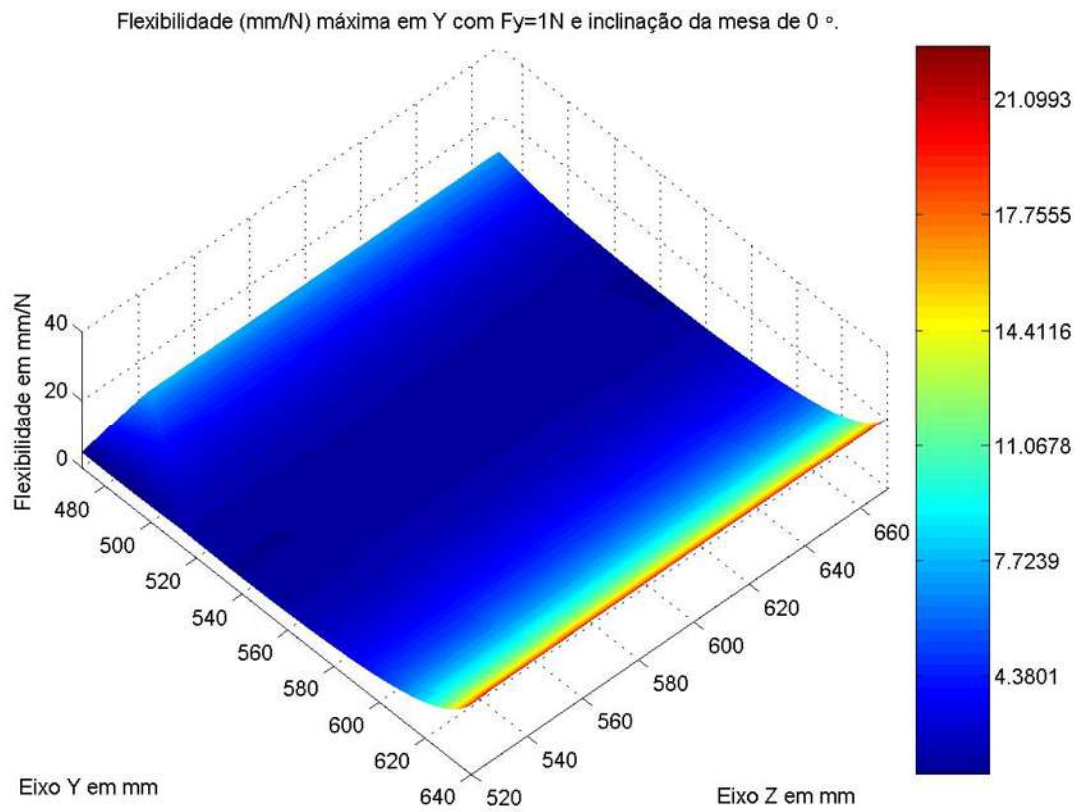


Figura 121 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

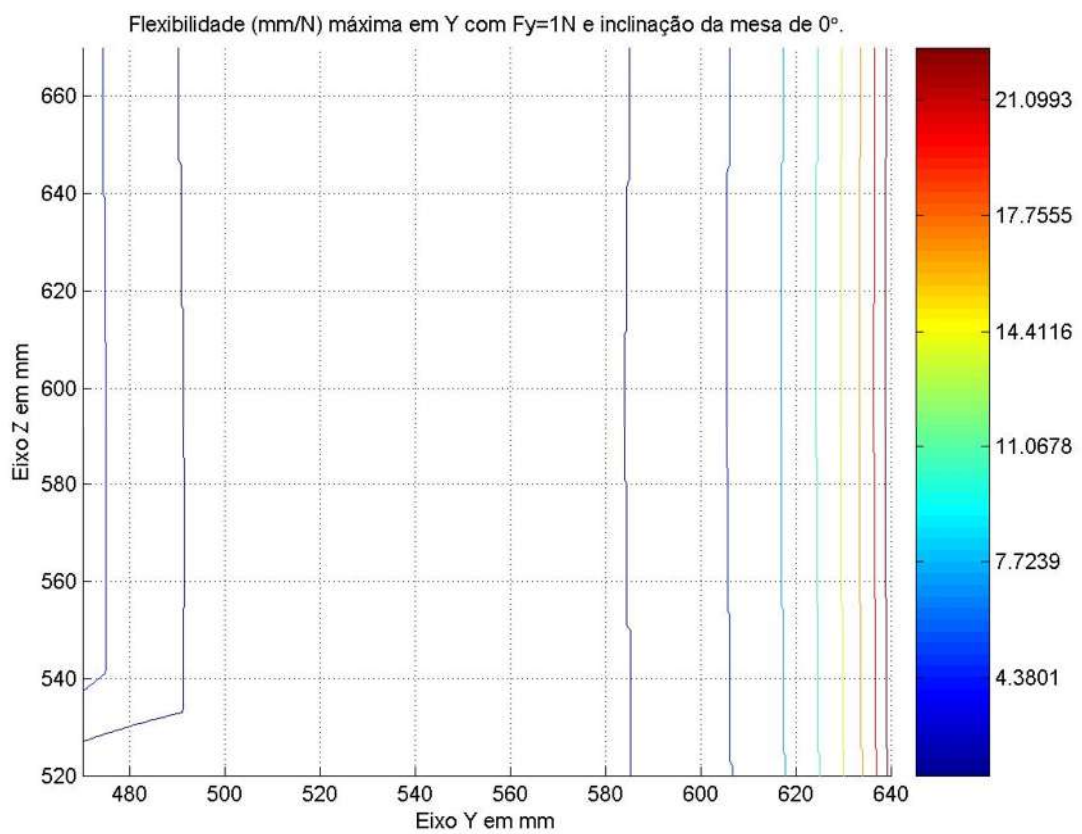


Figura 122 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=0^\circ$ .



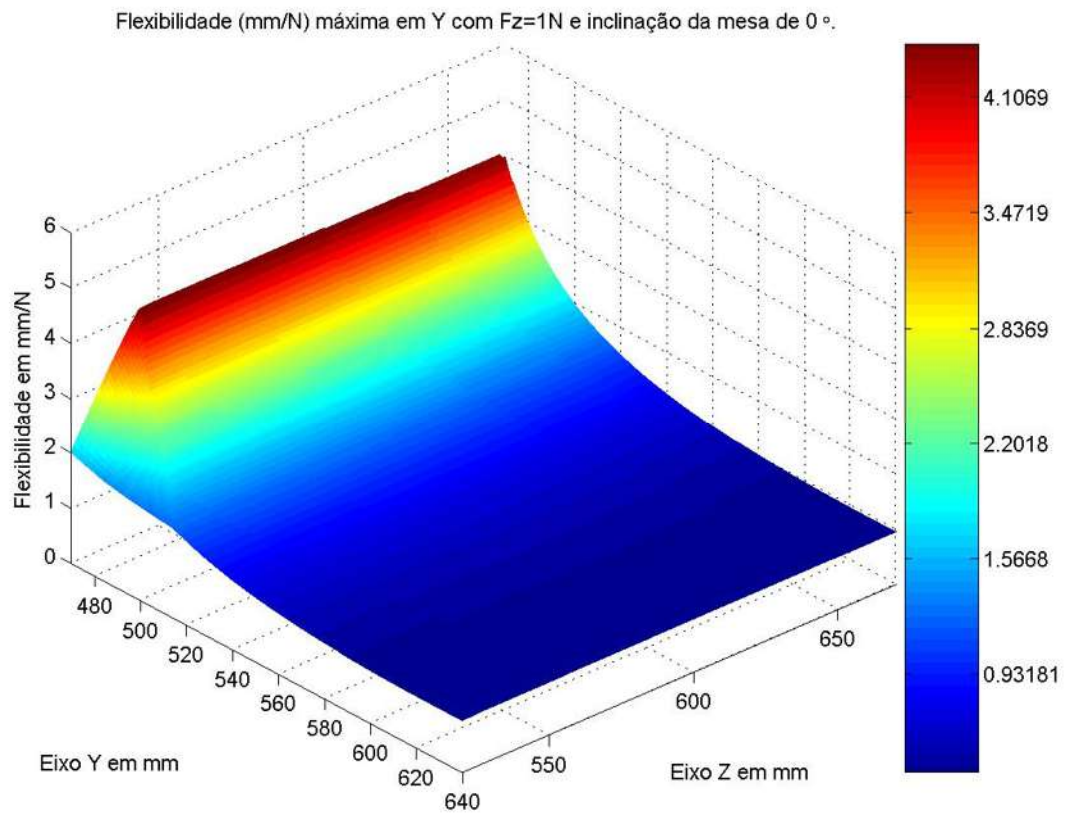


Figura 123 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

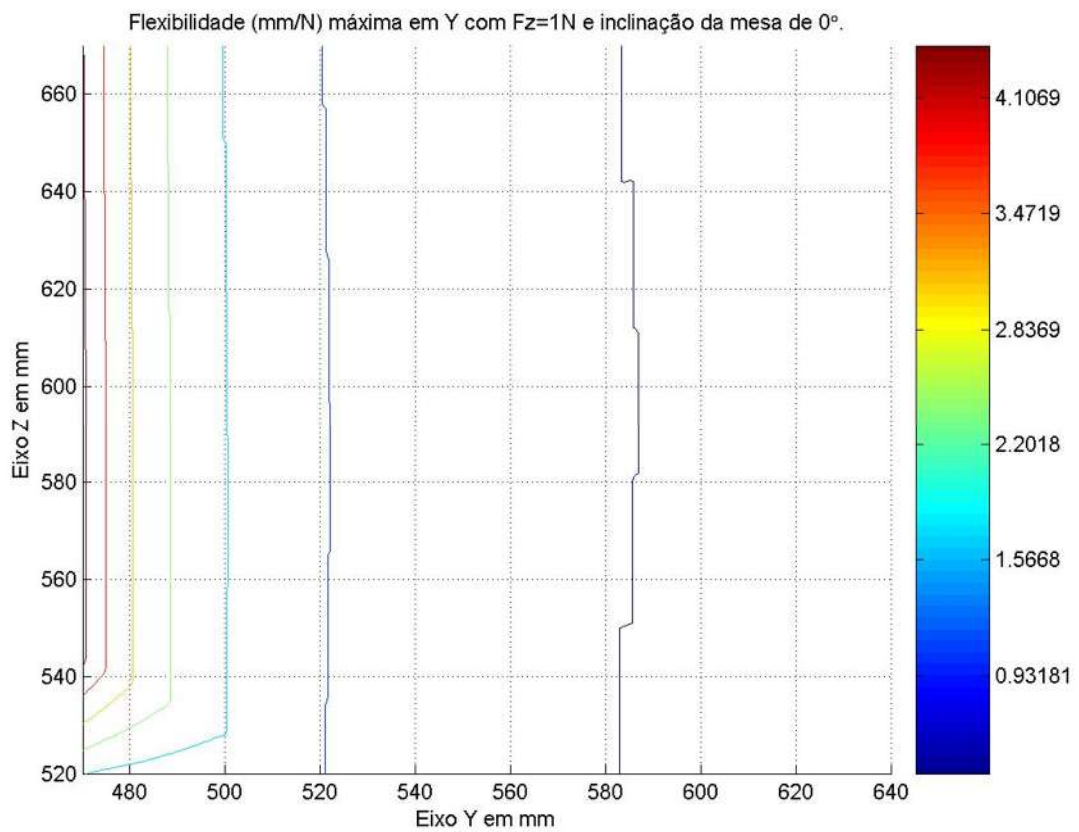


Figura 124 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

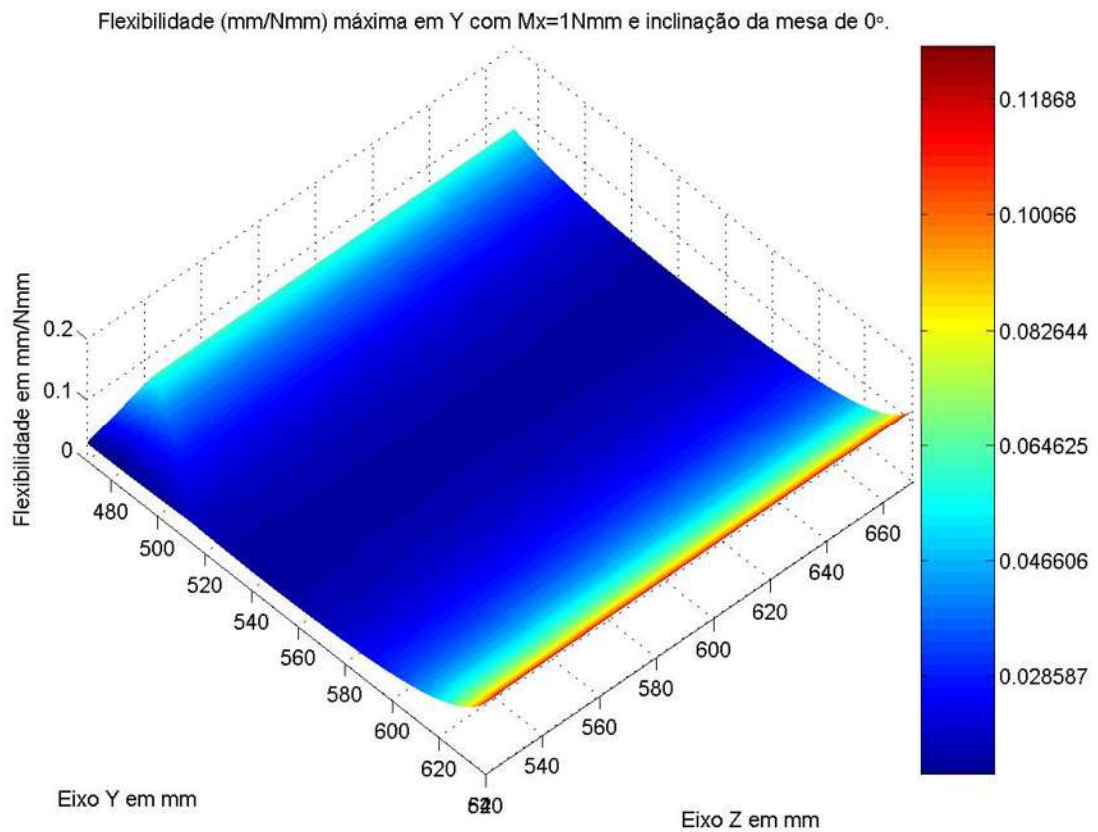


Figura 125 - Flexibilidade máxima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

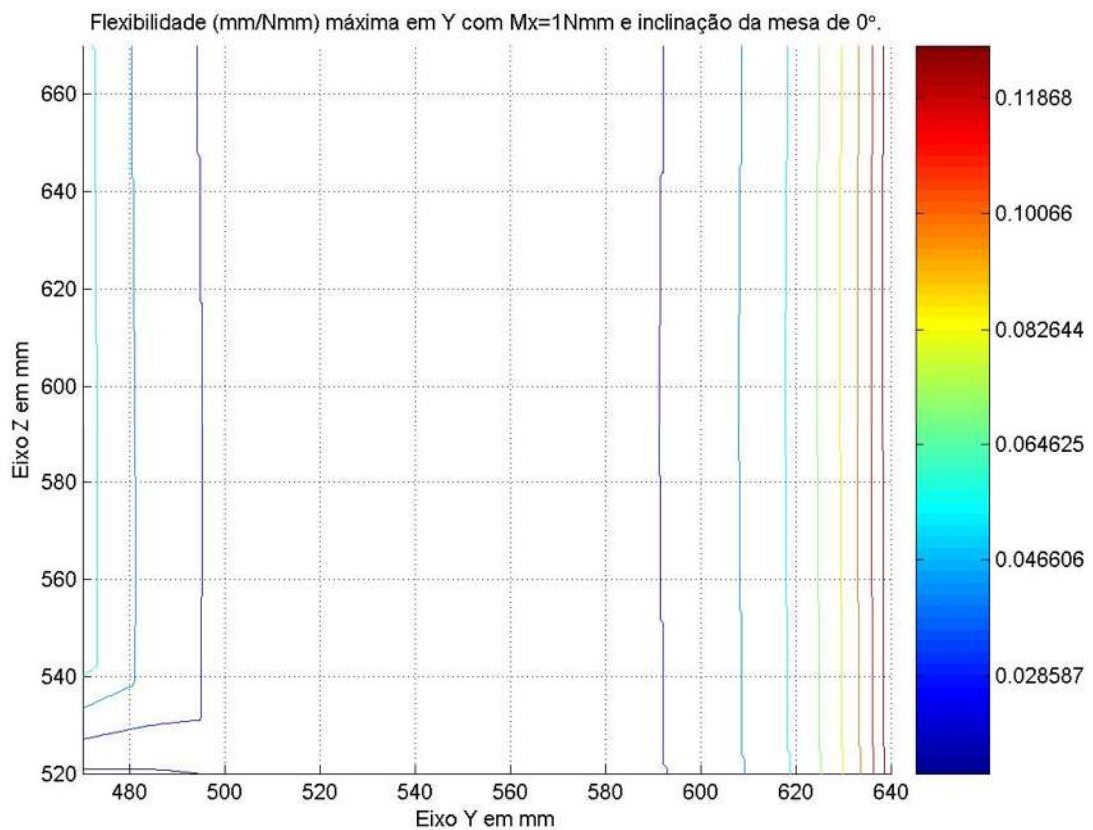


Figura 126 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

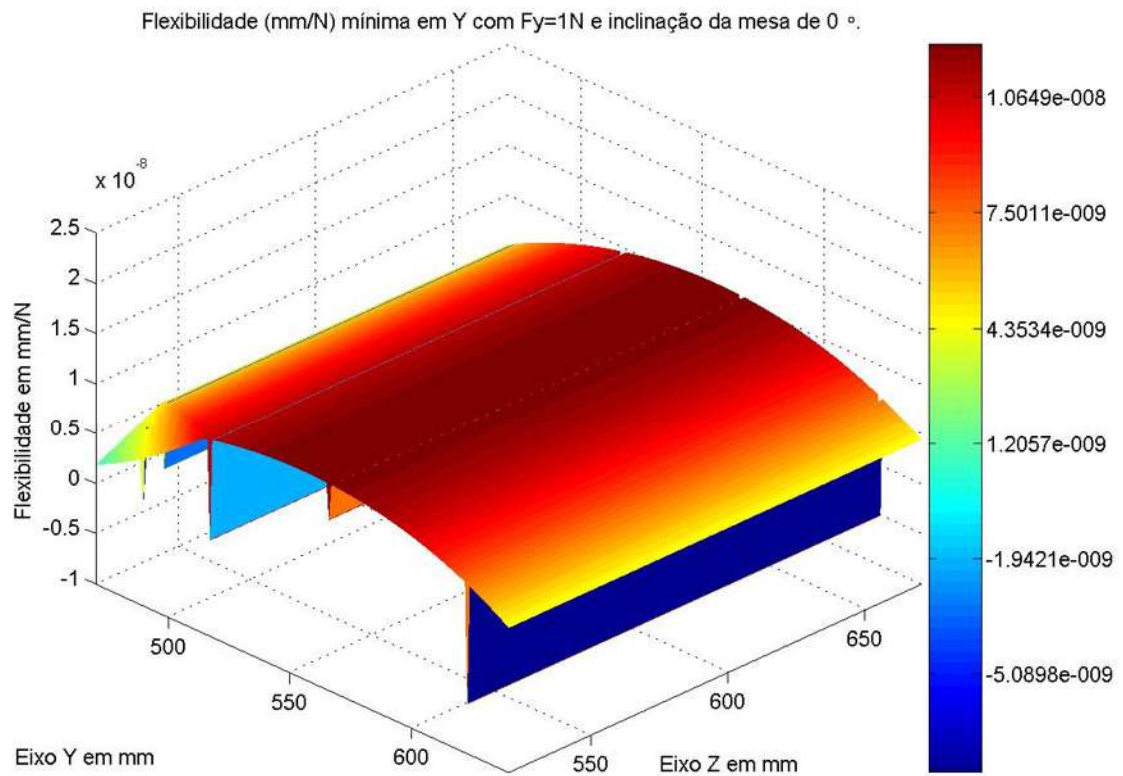


Figura 127 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

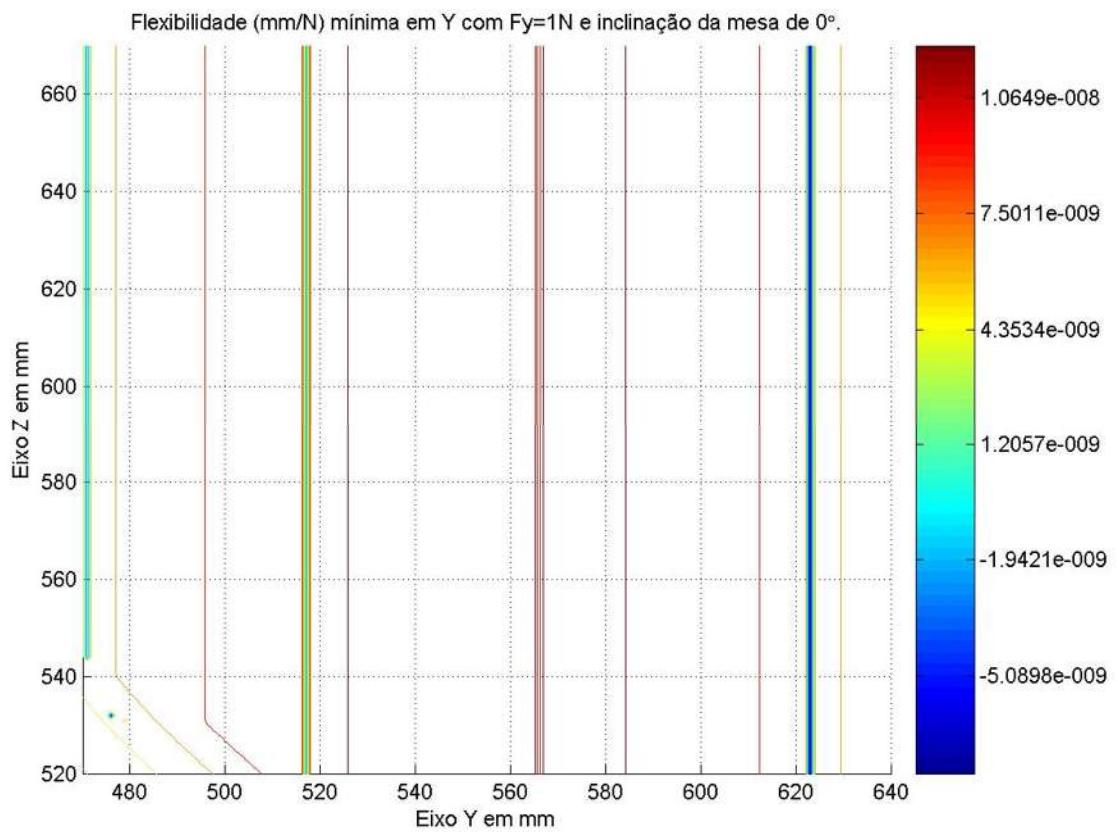


Figura 128 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .



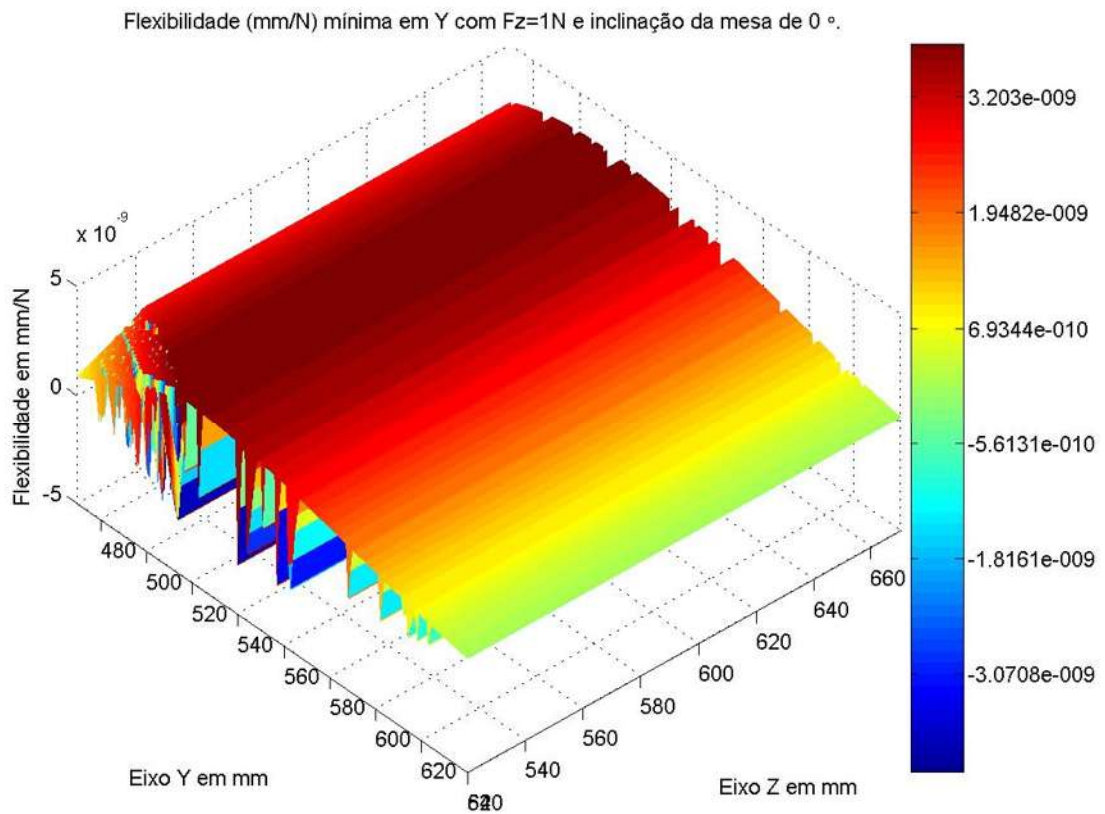


Figura 129 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

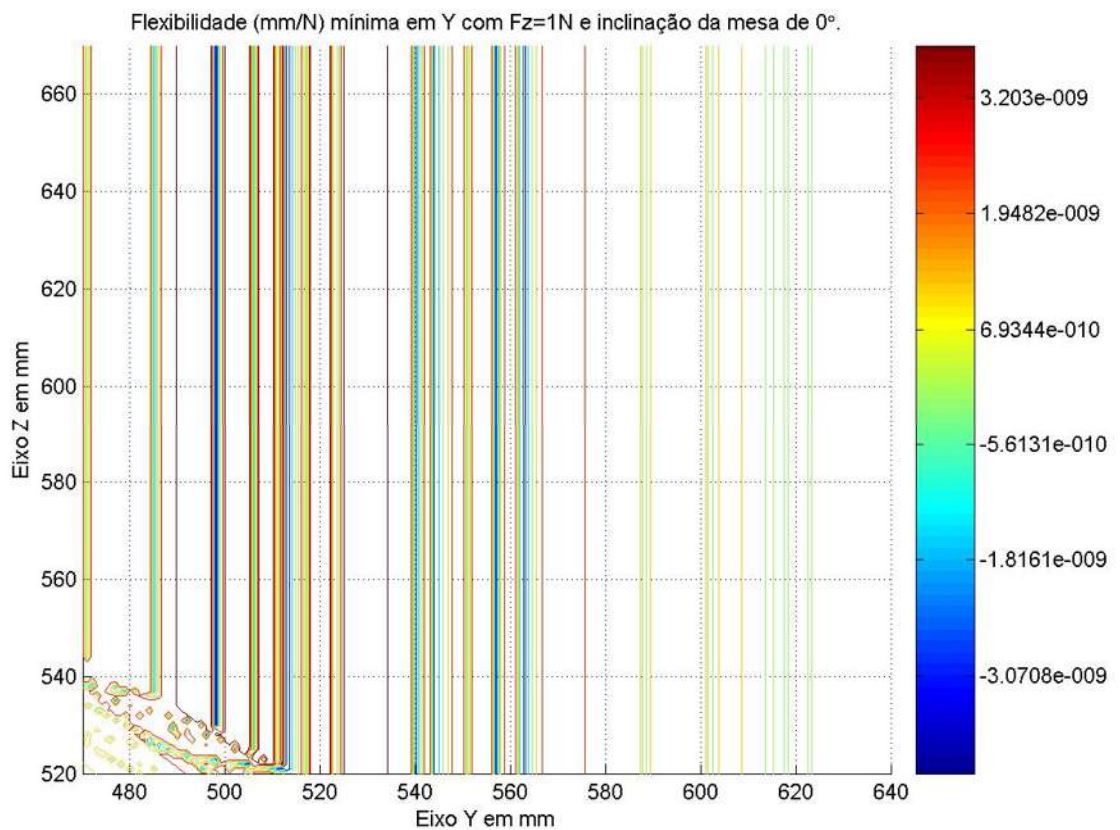


Figura 130 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

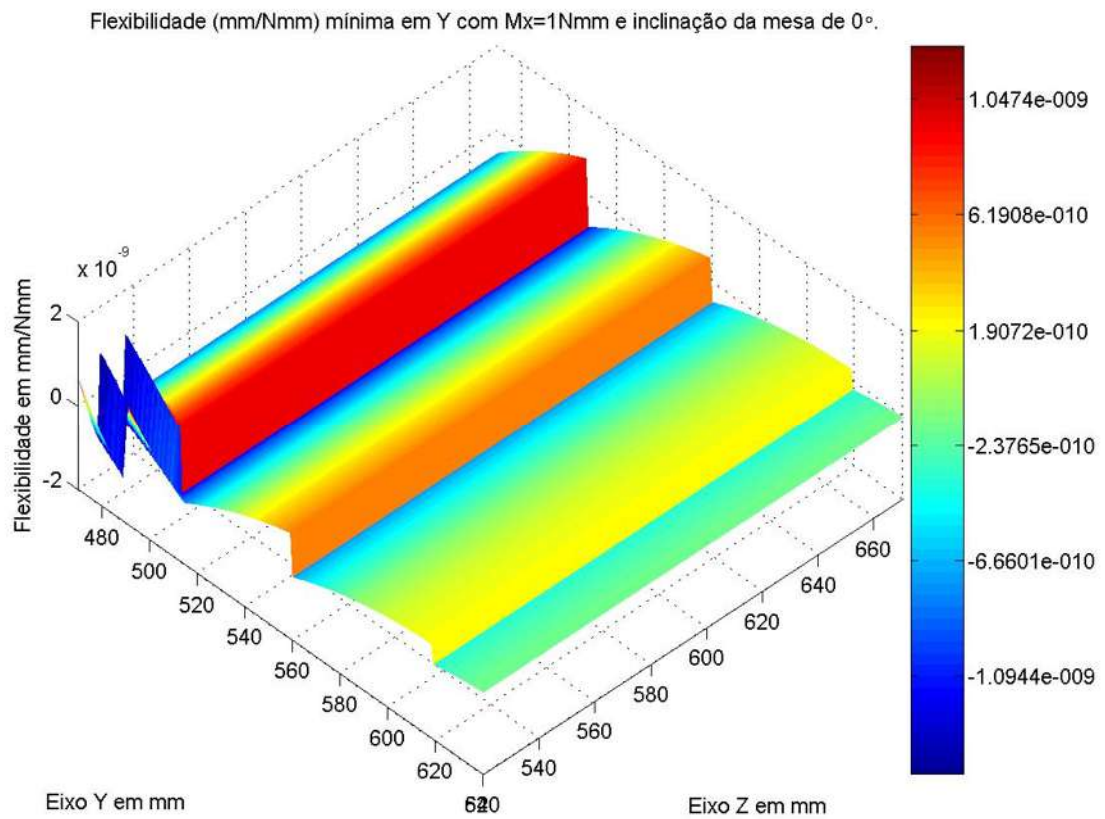


Figura 131 - Flexibilidade mínima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

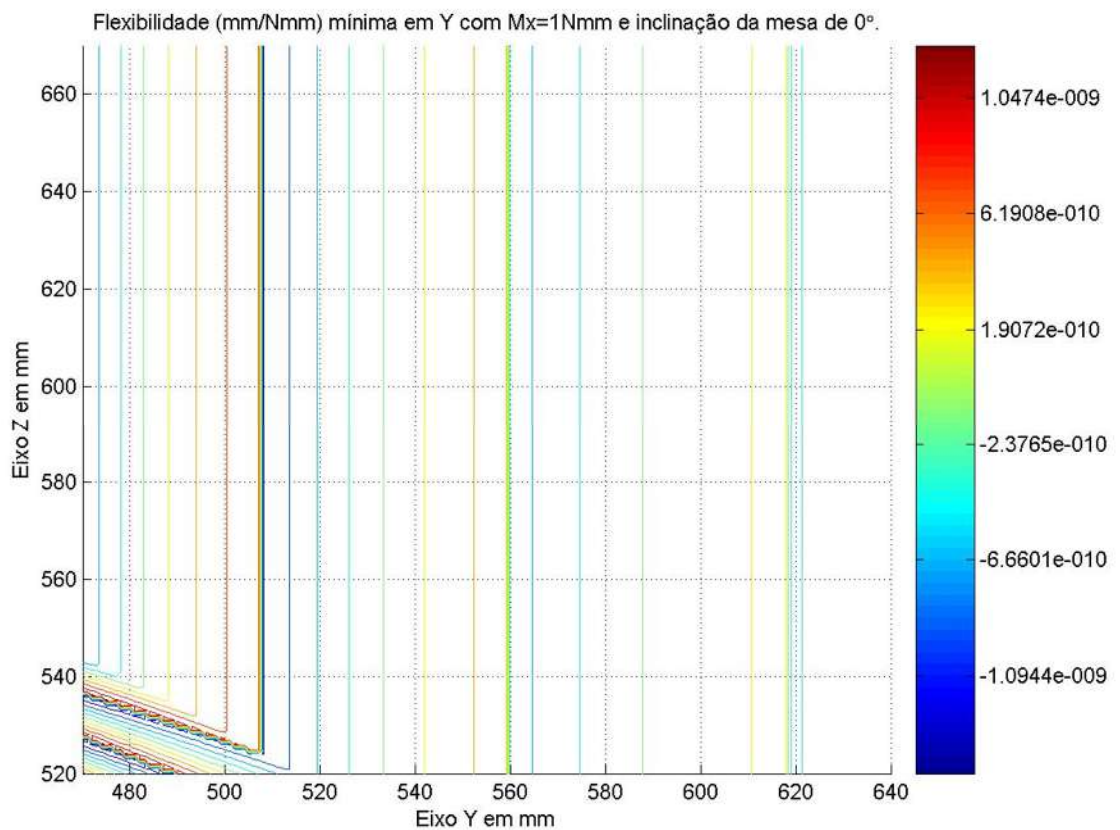


Figura 132 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

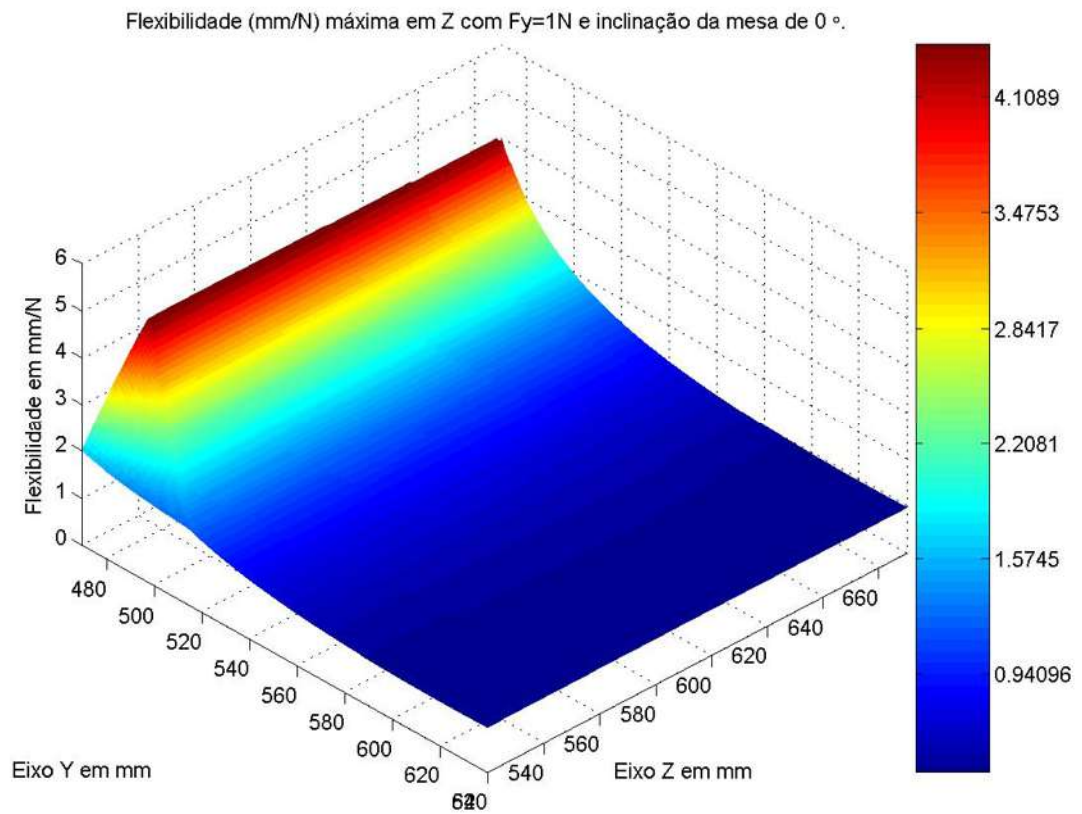


Figura 133 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

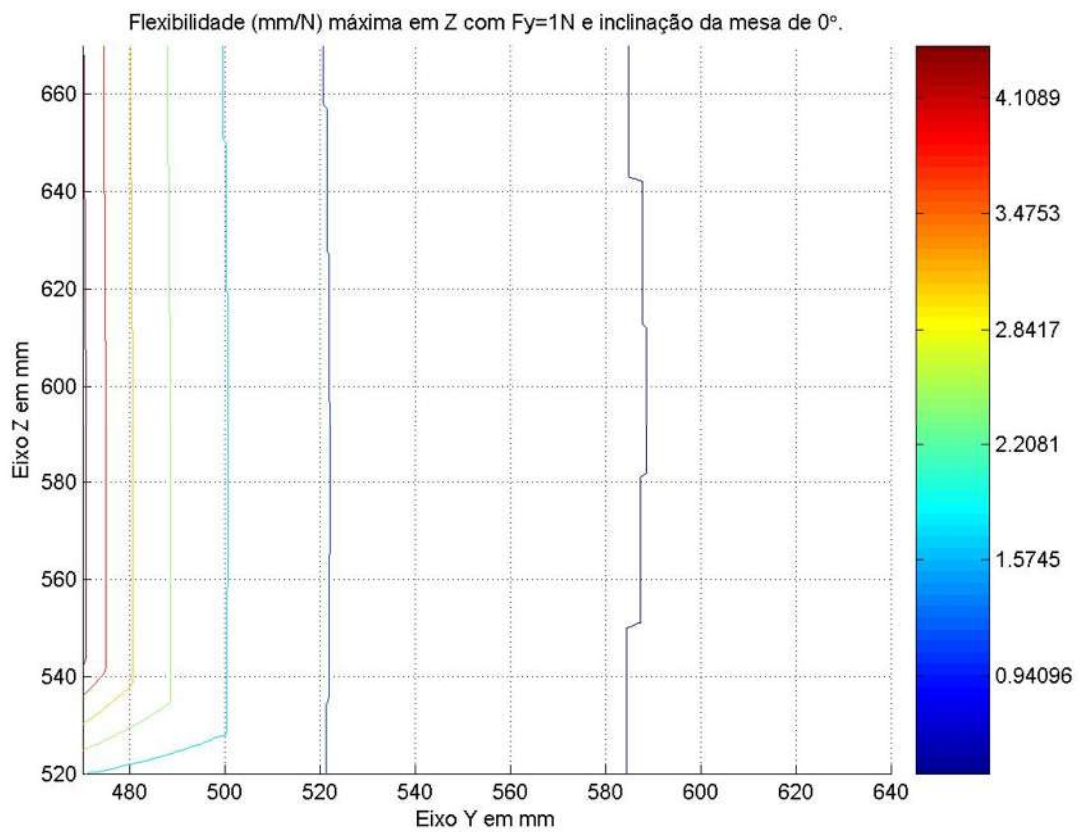


Figura 134 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .



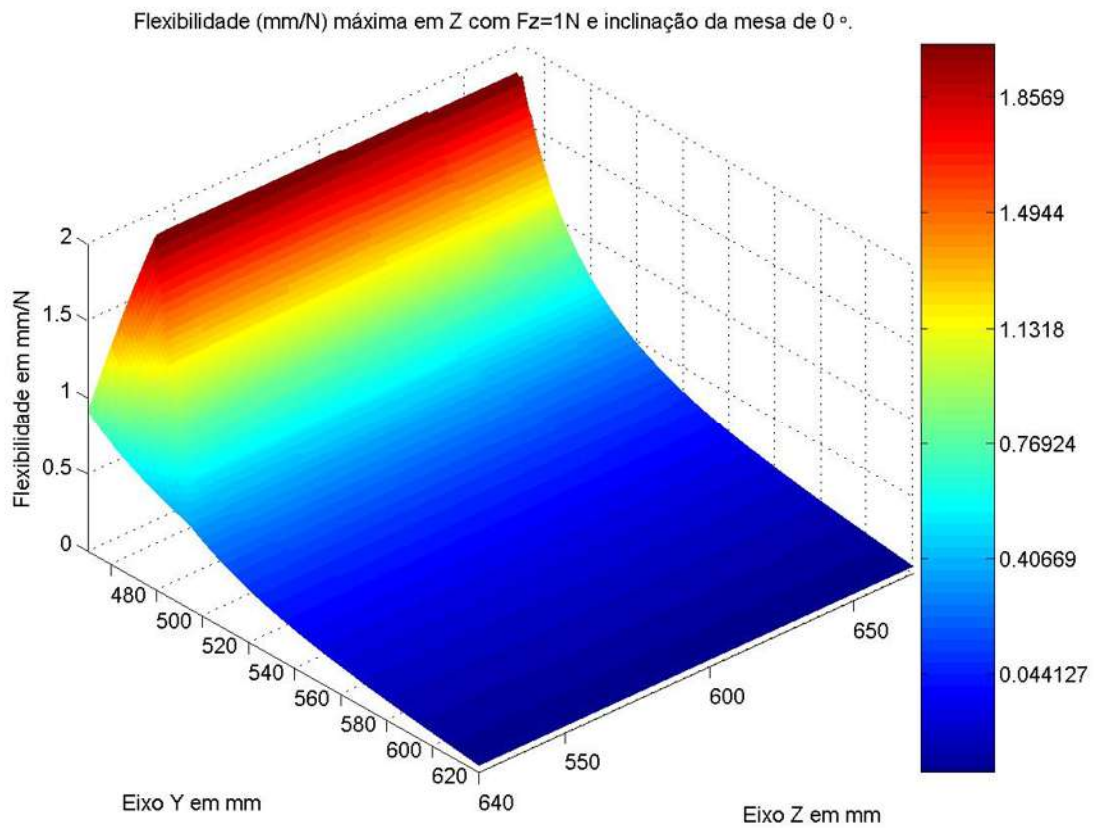


Figura 135 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

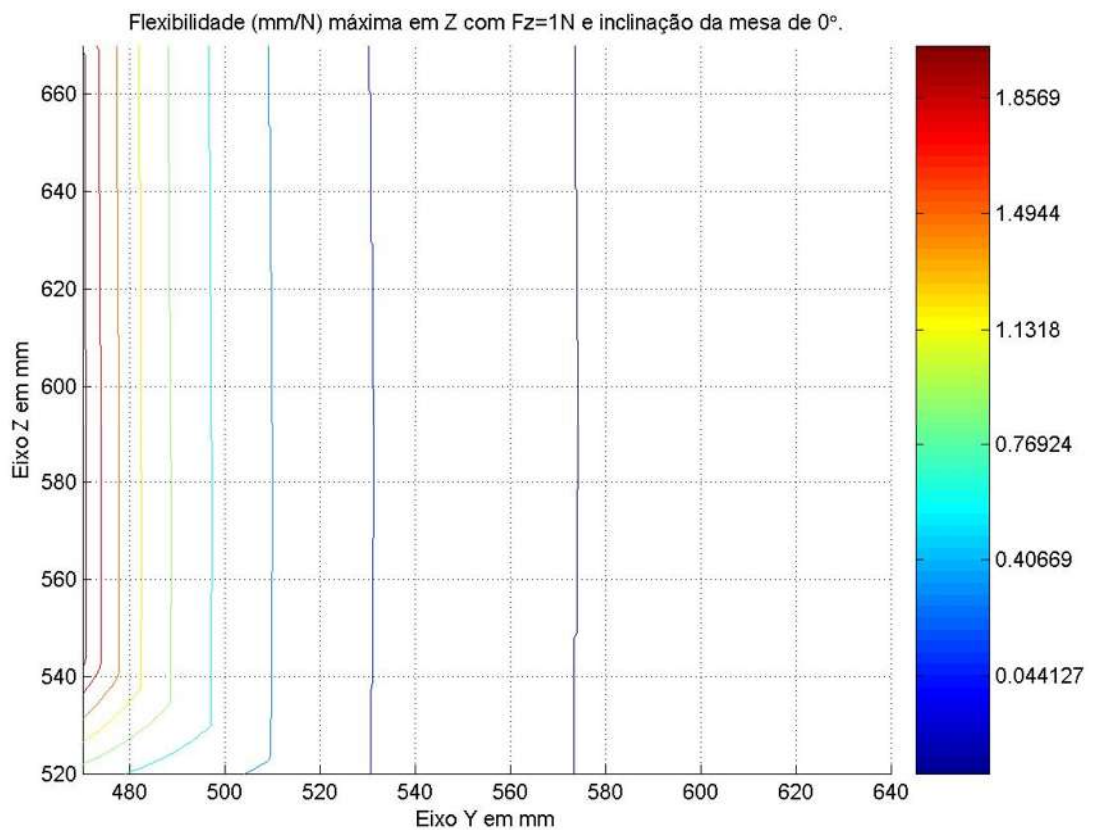


Figura 136 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

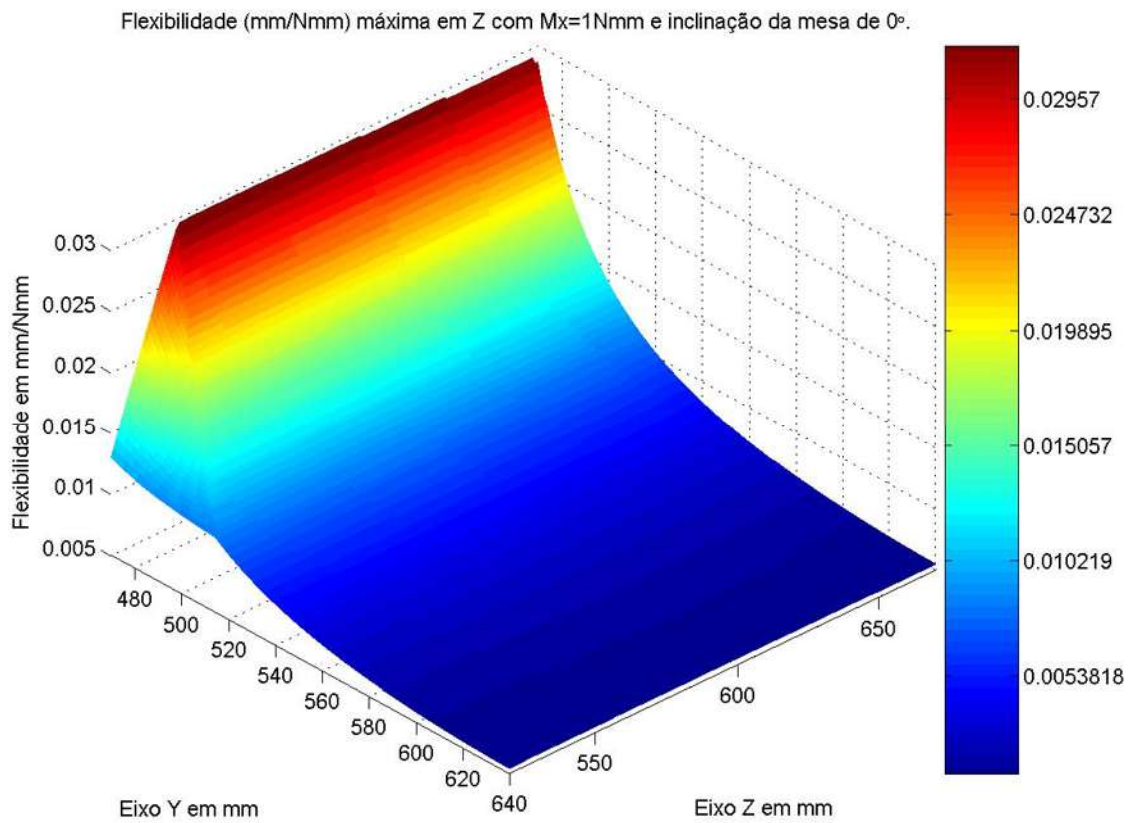


Figura 137 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

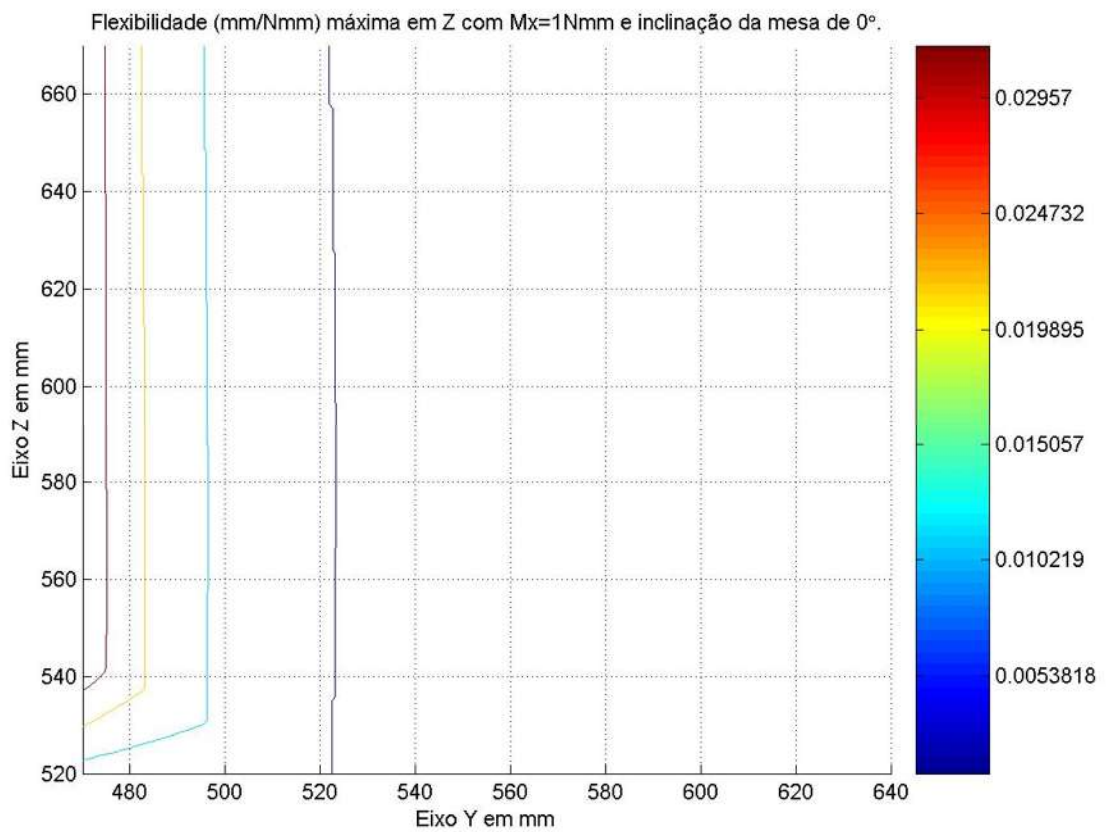


Figura 138 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .



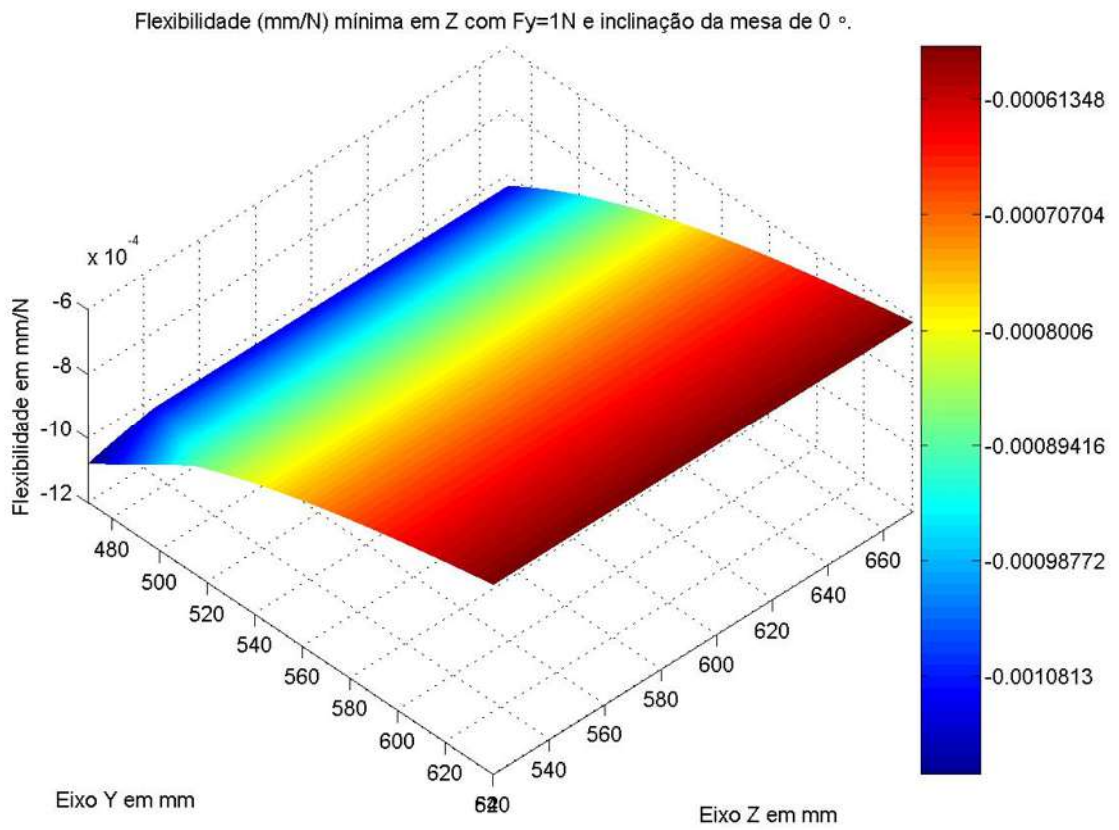


Figura 139 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

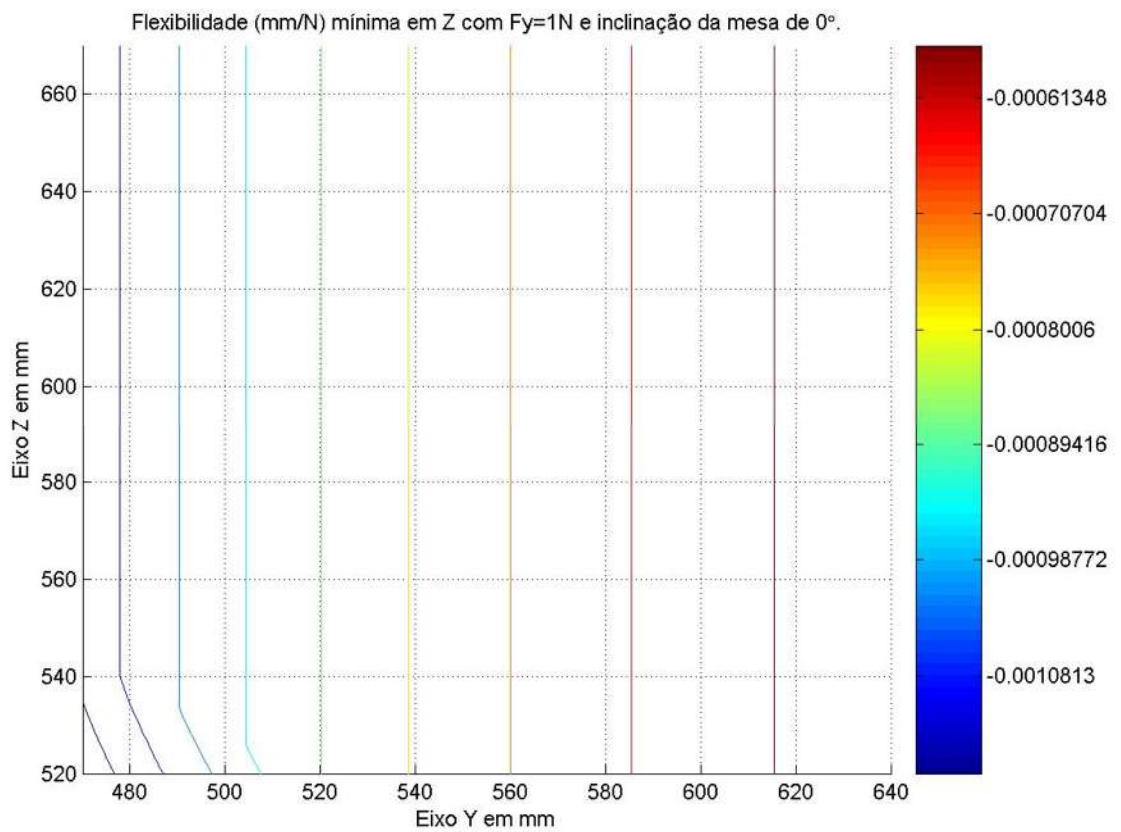


Figura 140 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

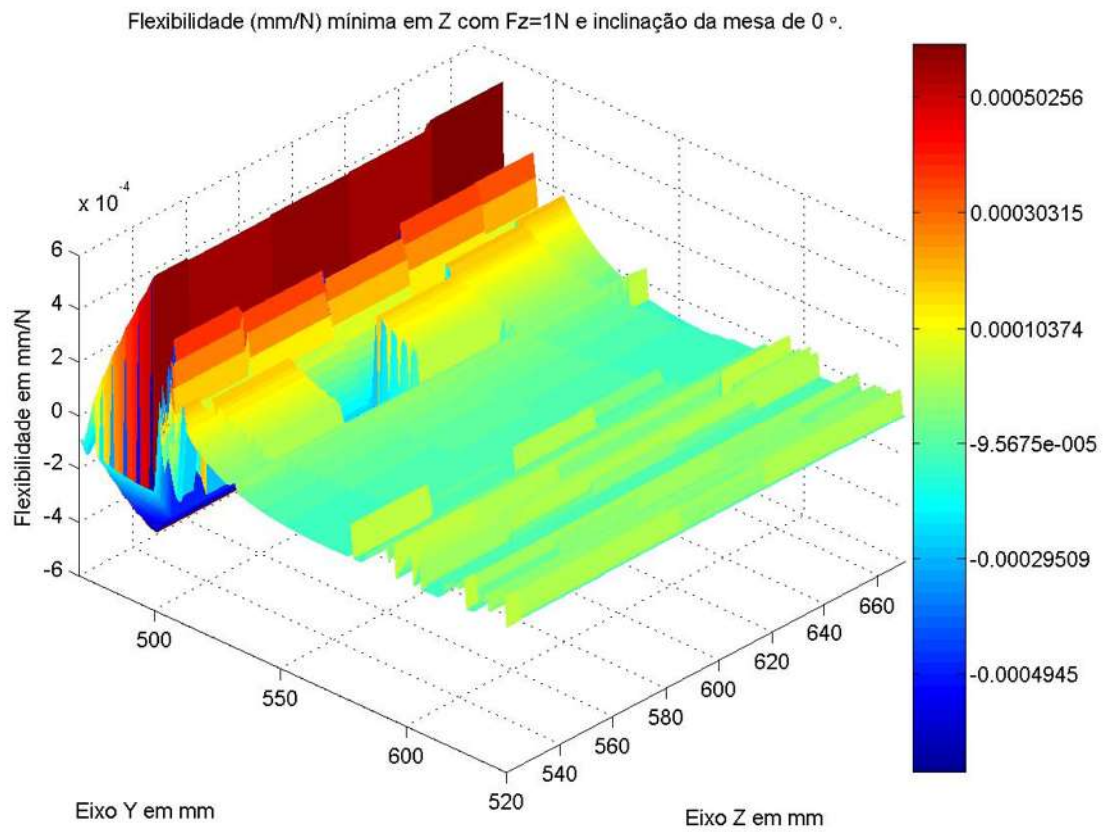


Figura 141 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

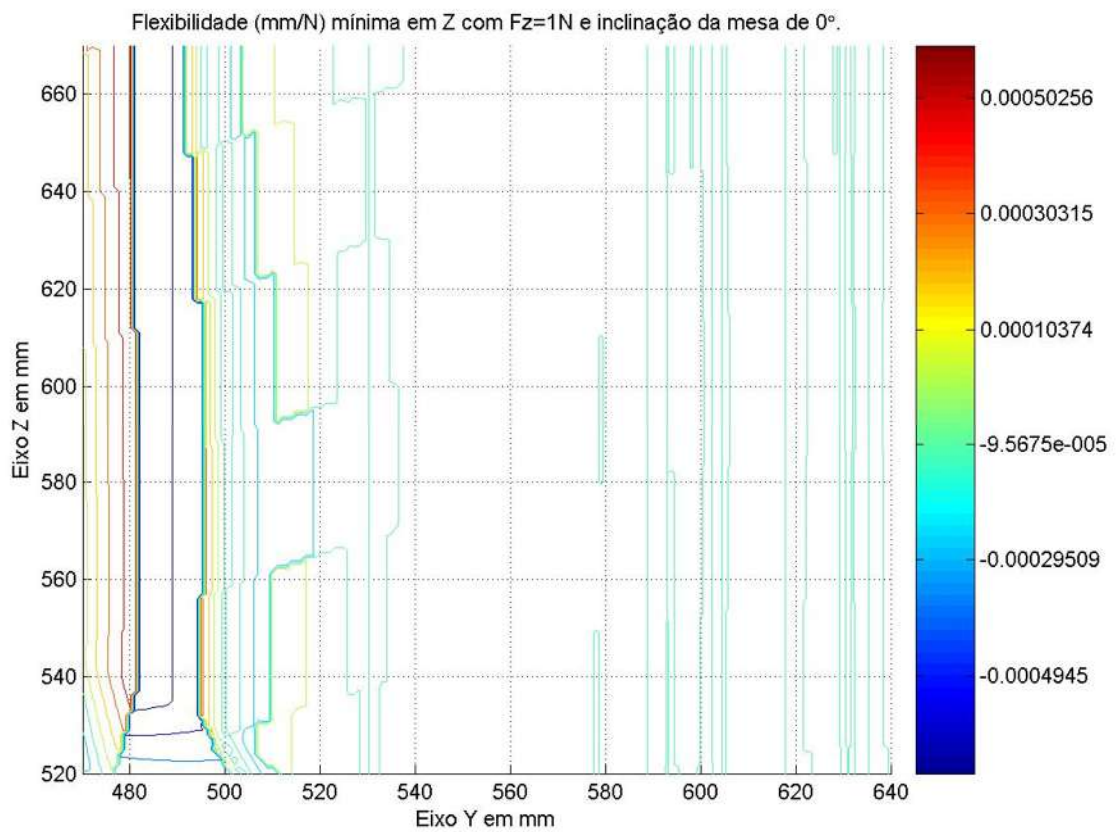


Figura 142 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

Flexibilidade (mm/Nmm) mínima em Z com  $M_x=1\text{Nmm}$  e inclinação da mesa de  $0^\circ$ .

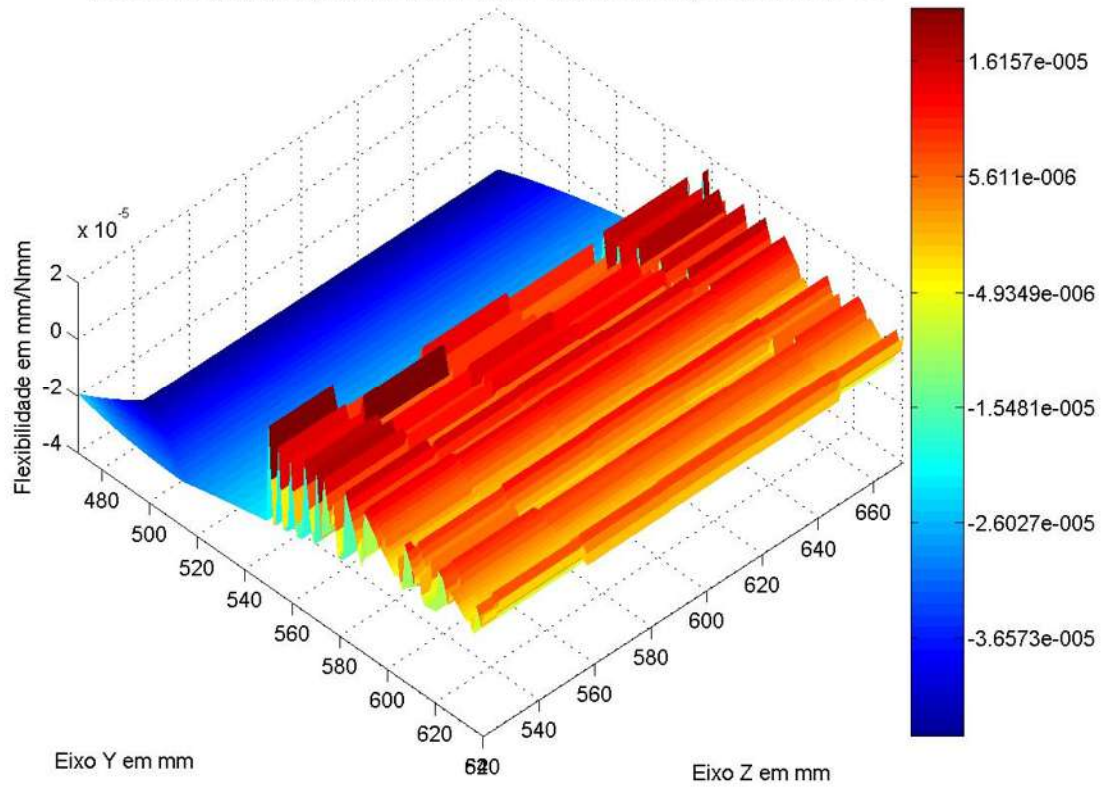


Figura 143 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .

Flexibilidade (mm/Nmm) mínima em Z com  $M_x=1\text{Nmm}$  e inclinação da mesa de  $0^\circ$ .

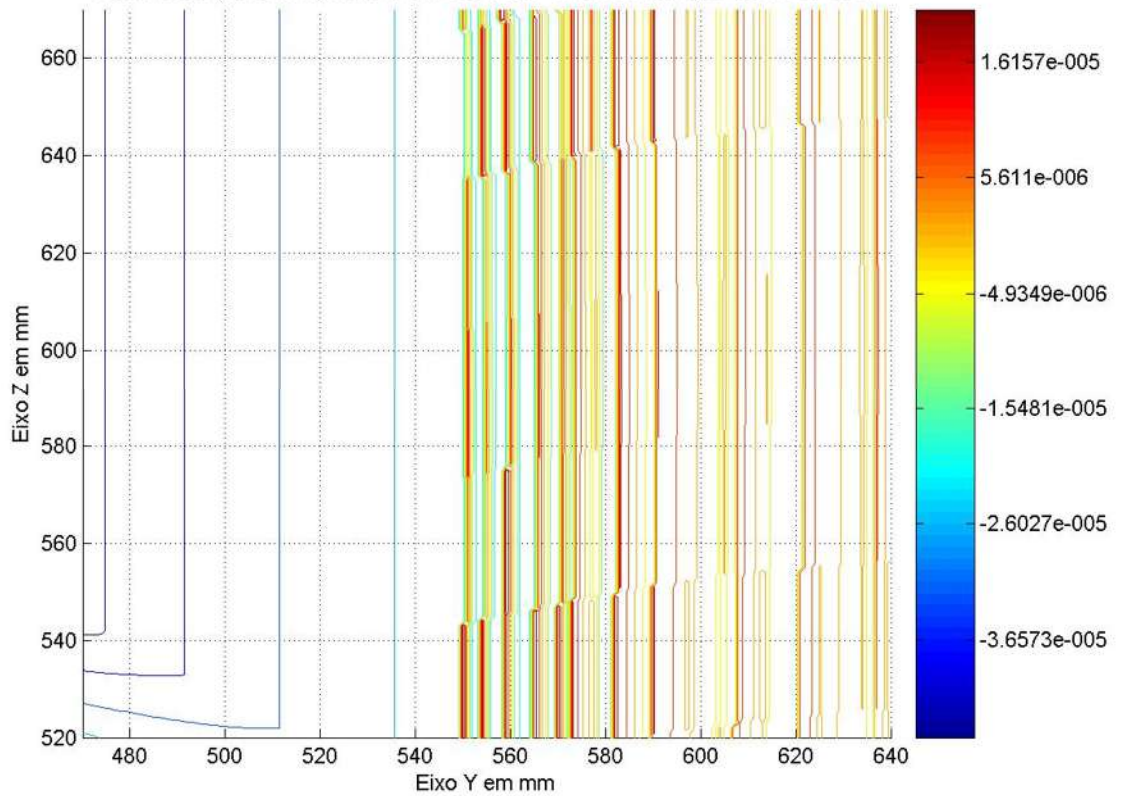


Figura 144 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=0^\circ$ .



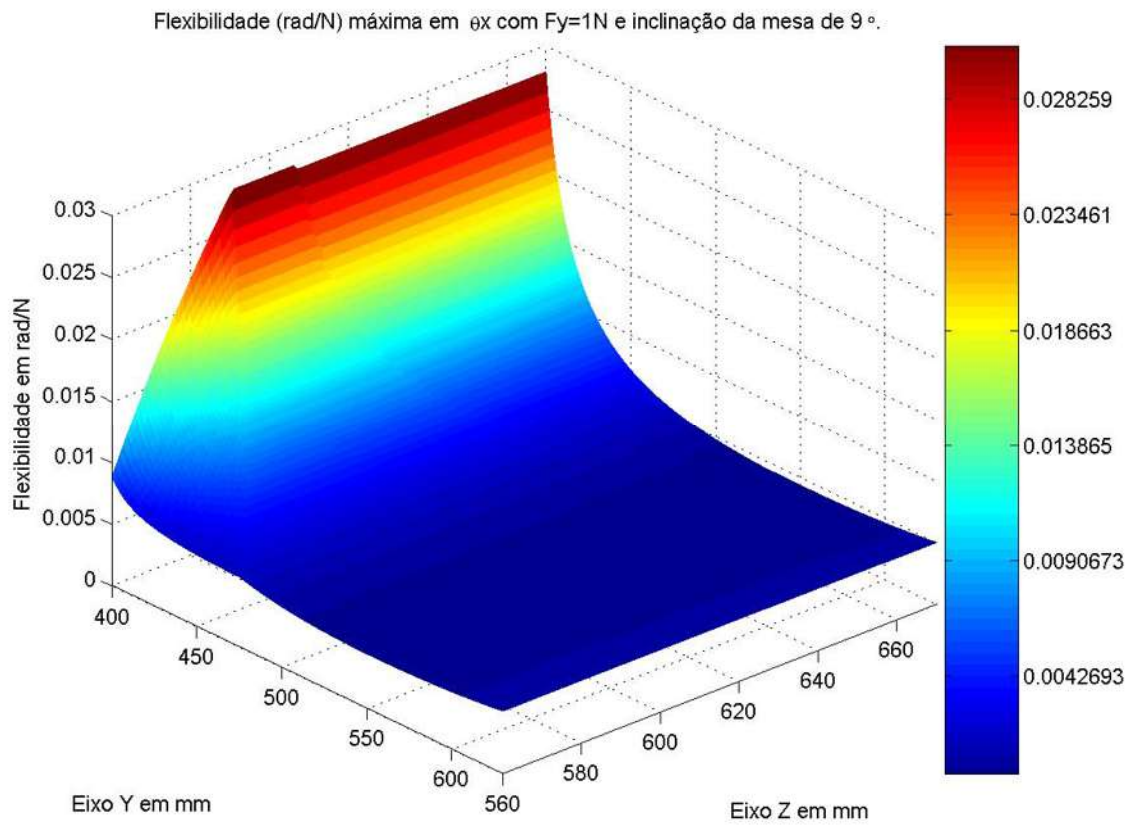


Figura 145 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

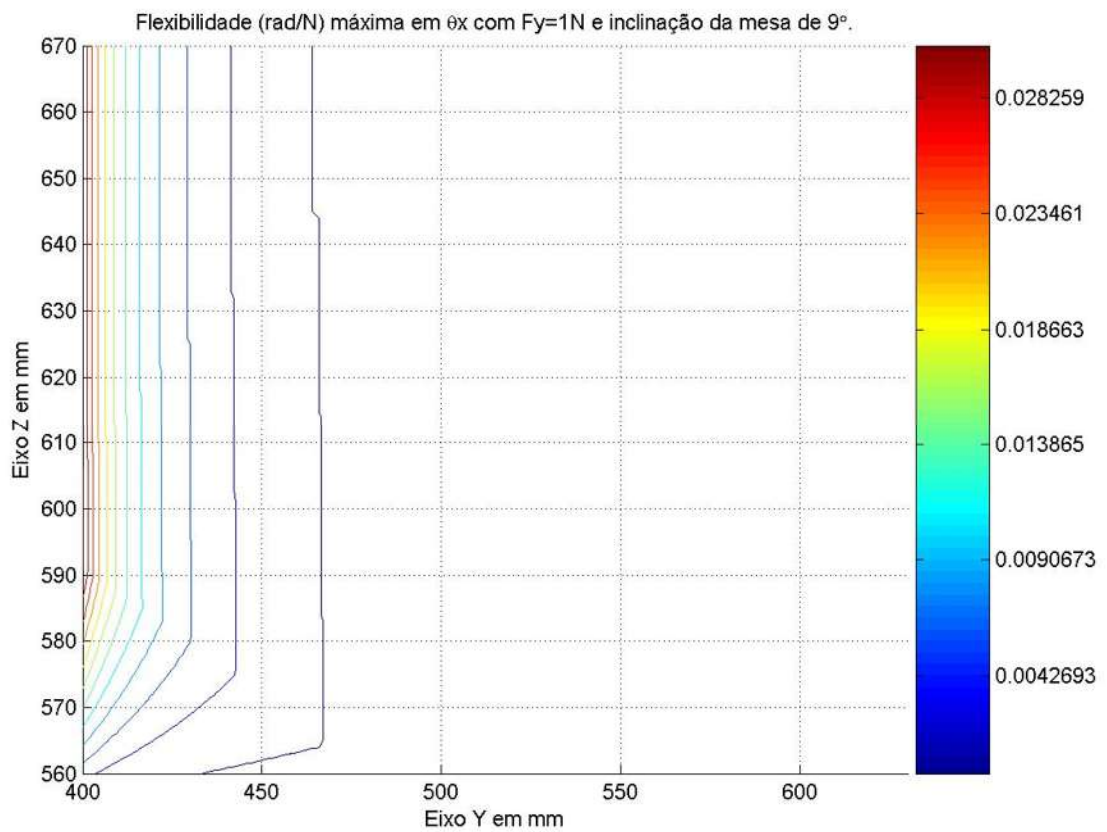


Figura 146 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

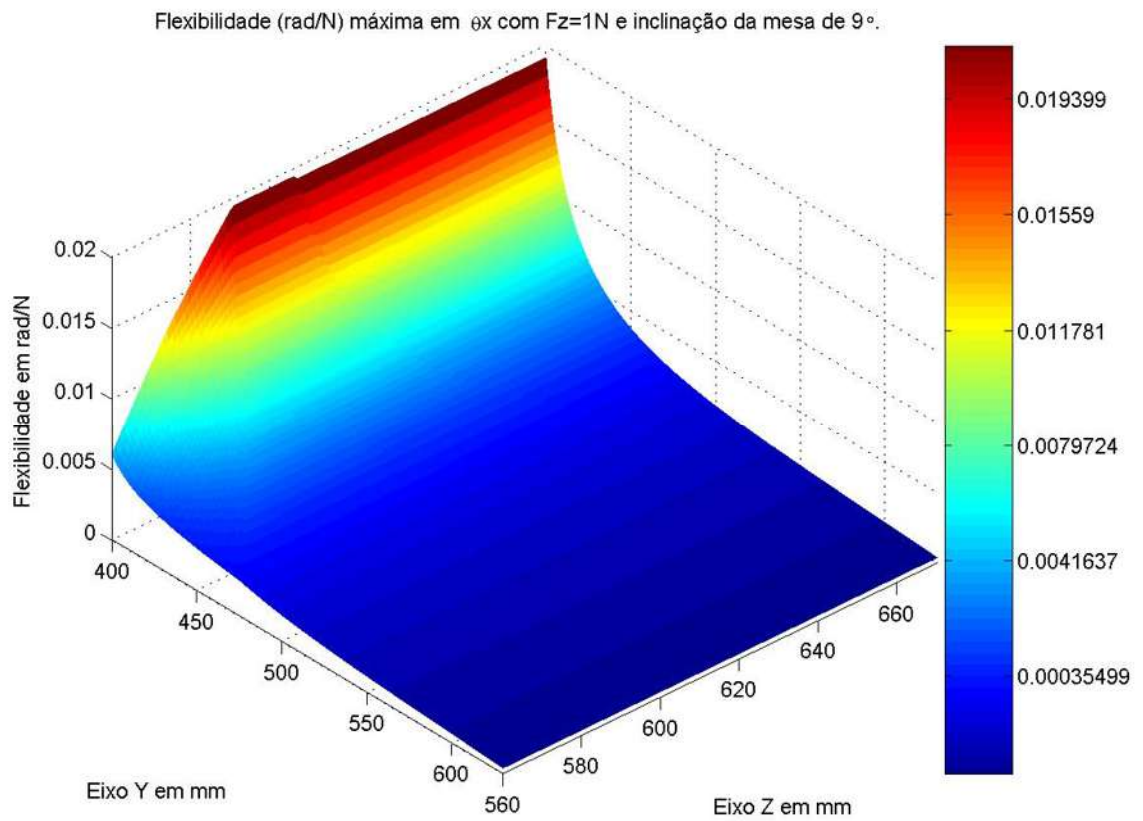


Figura 147 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1N$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

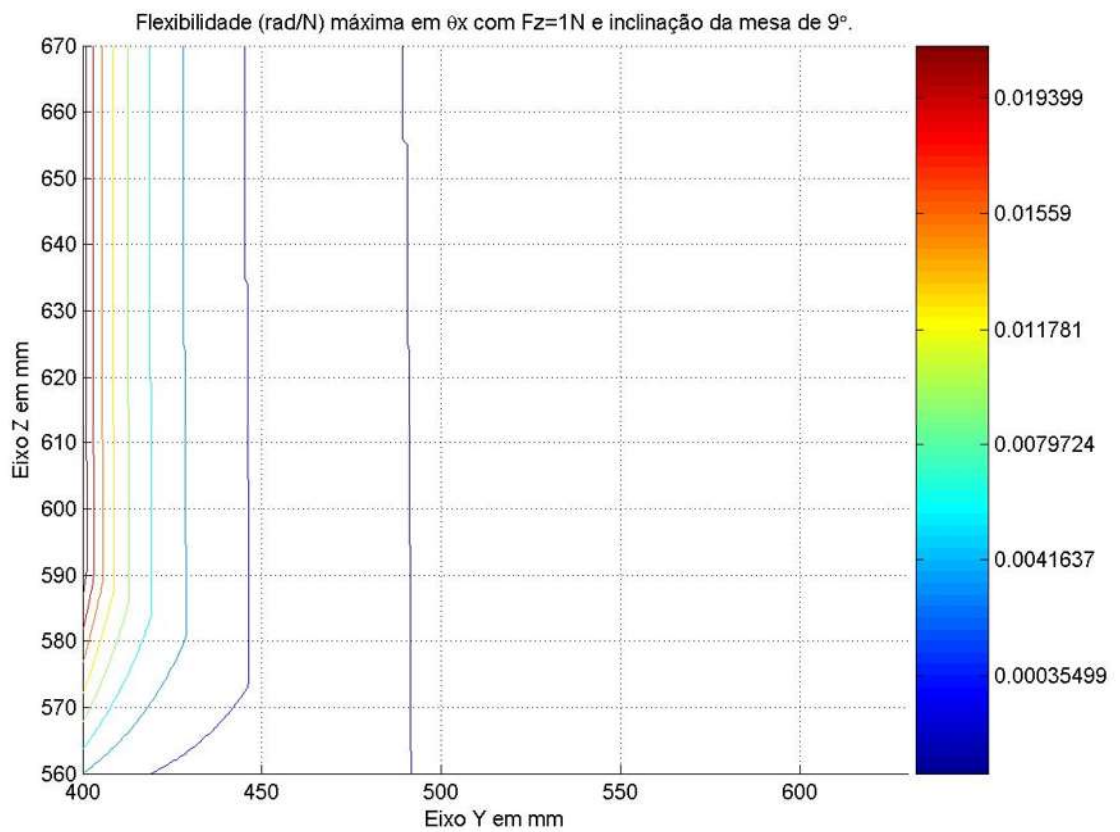


Figura 148 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_z=1N$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

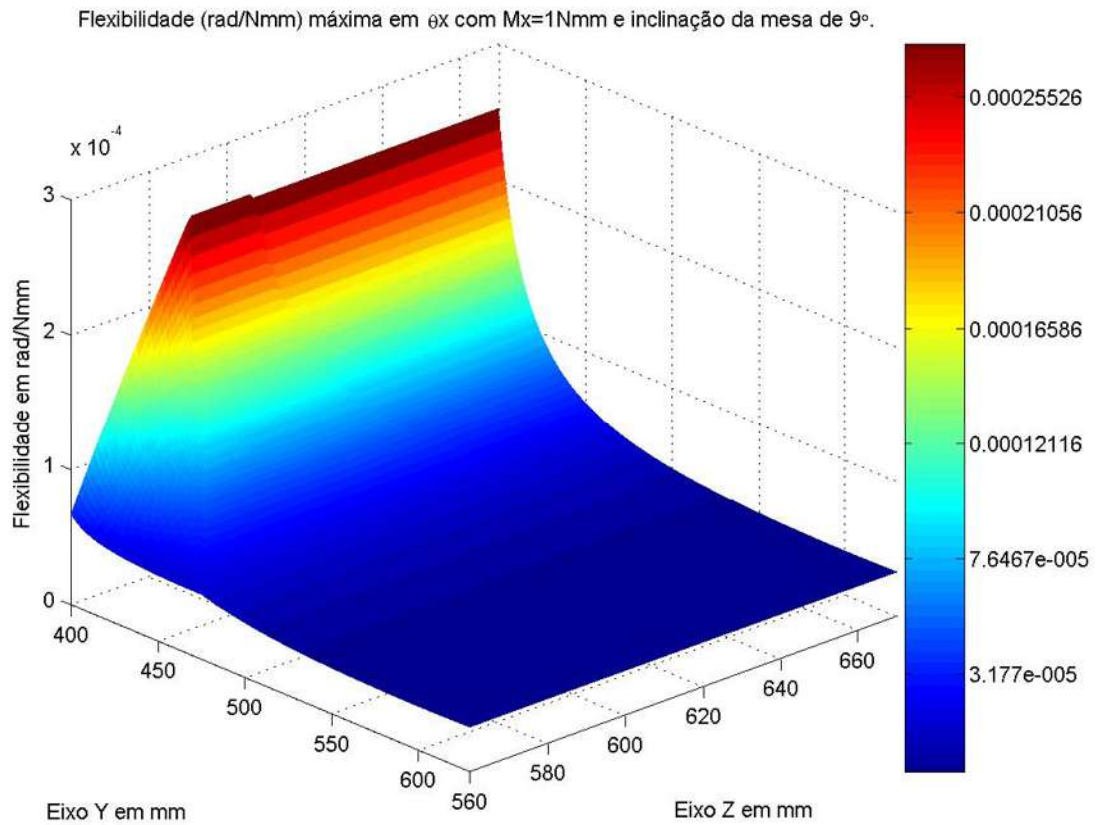


Figura 149 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

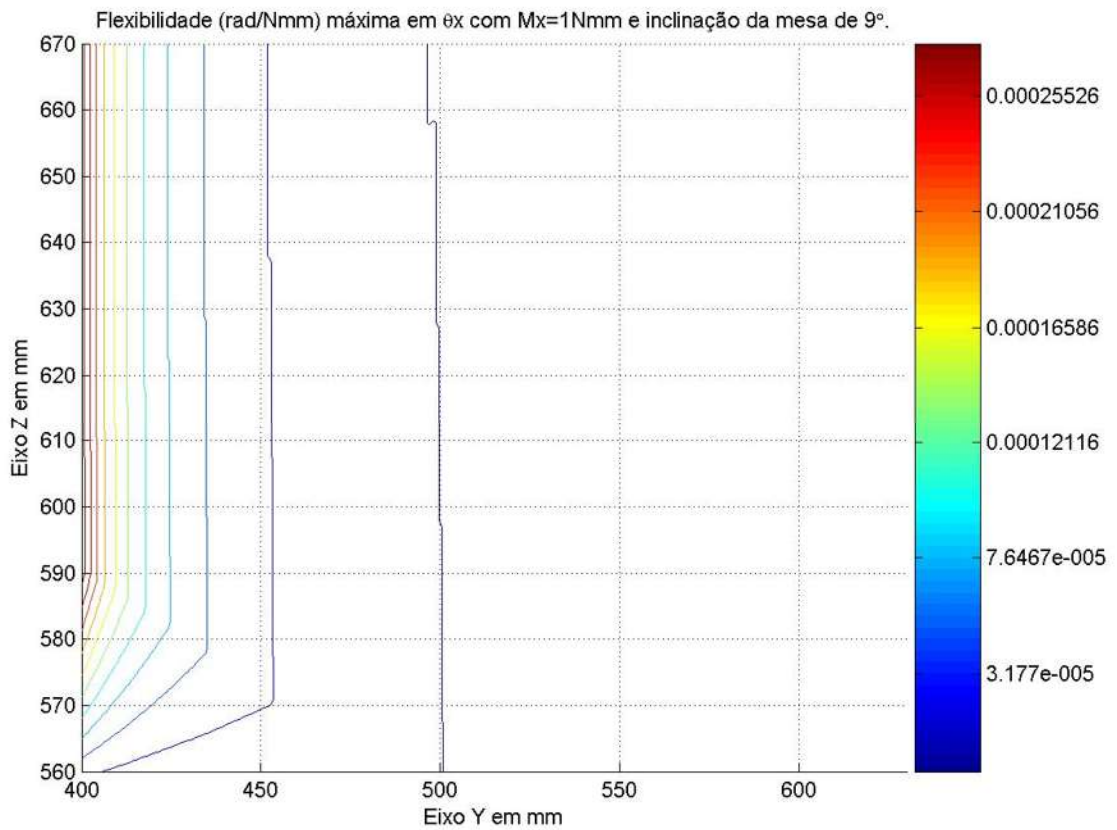


Figura 150 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

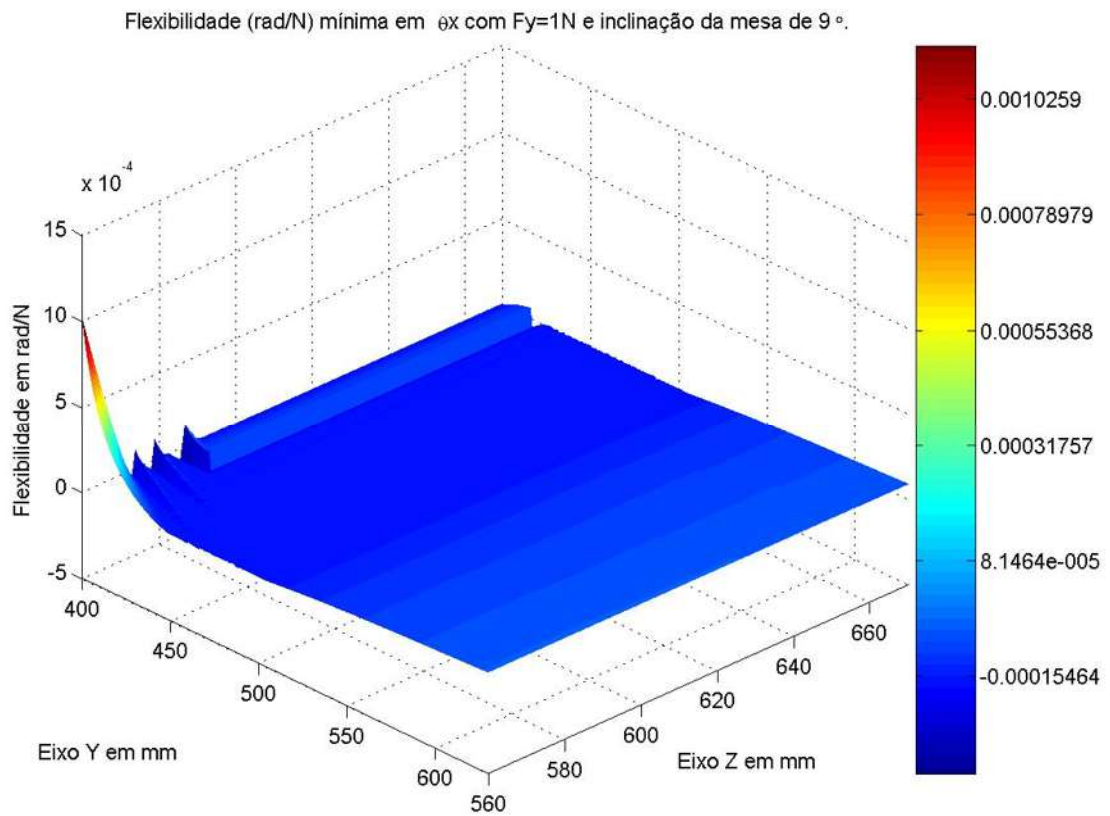


Figura 151 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

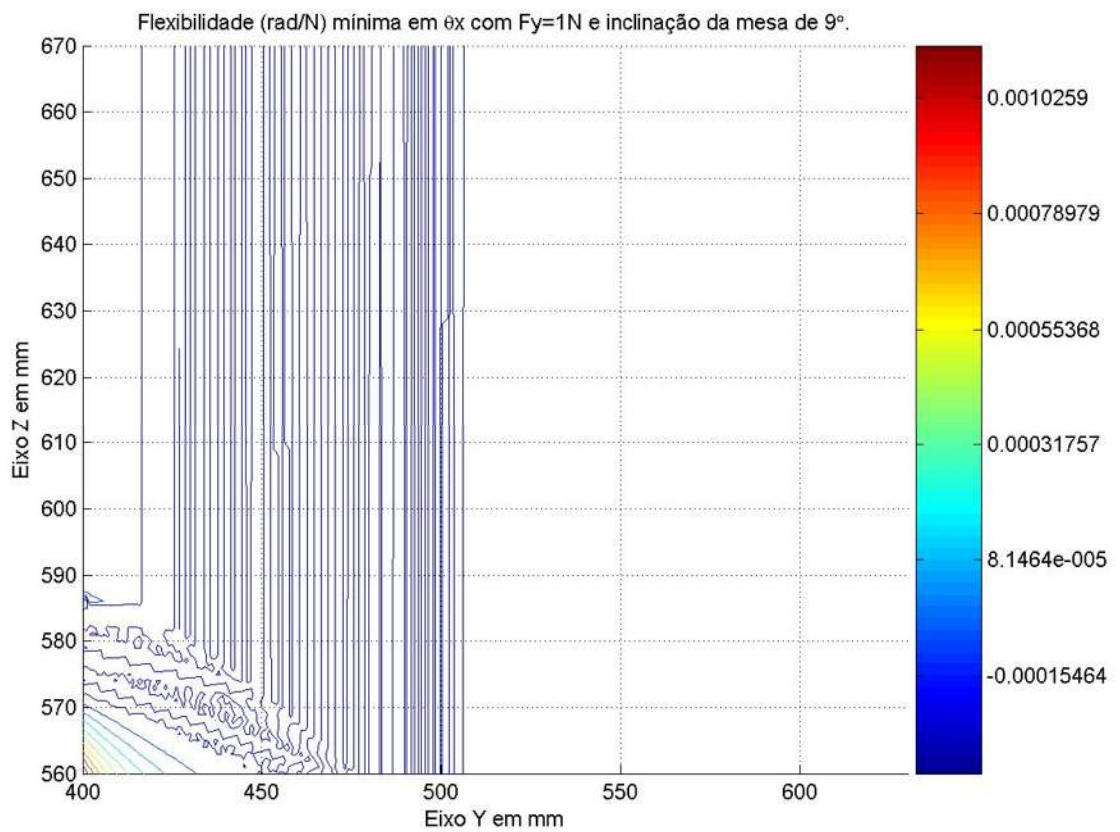


Figura 152 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=9^\circ$ .



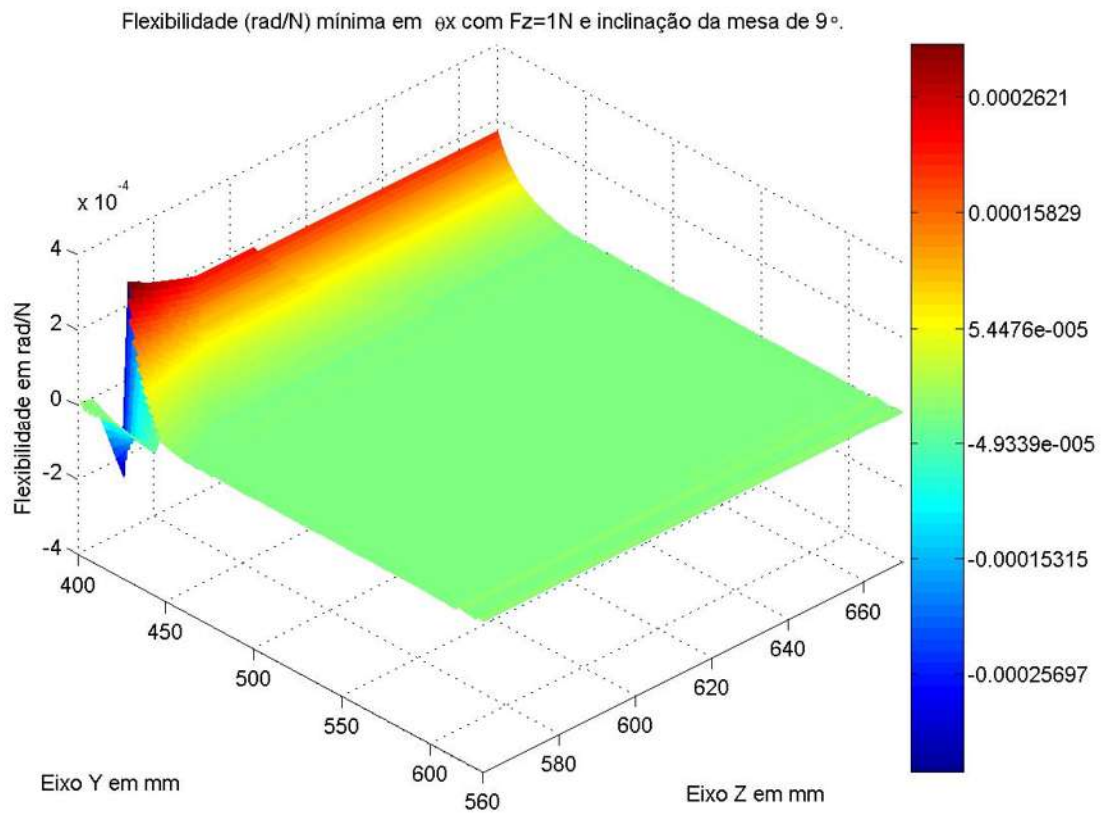


Figura 153 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

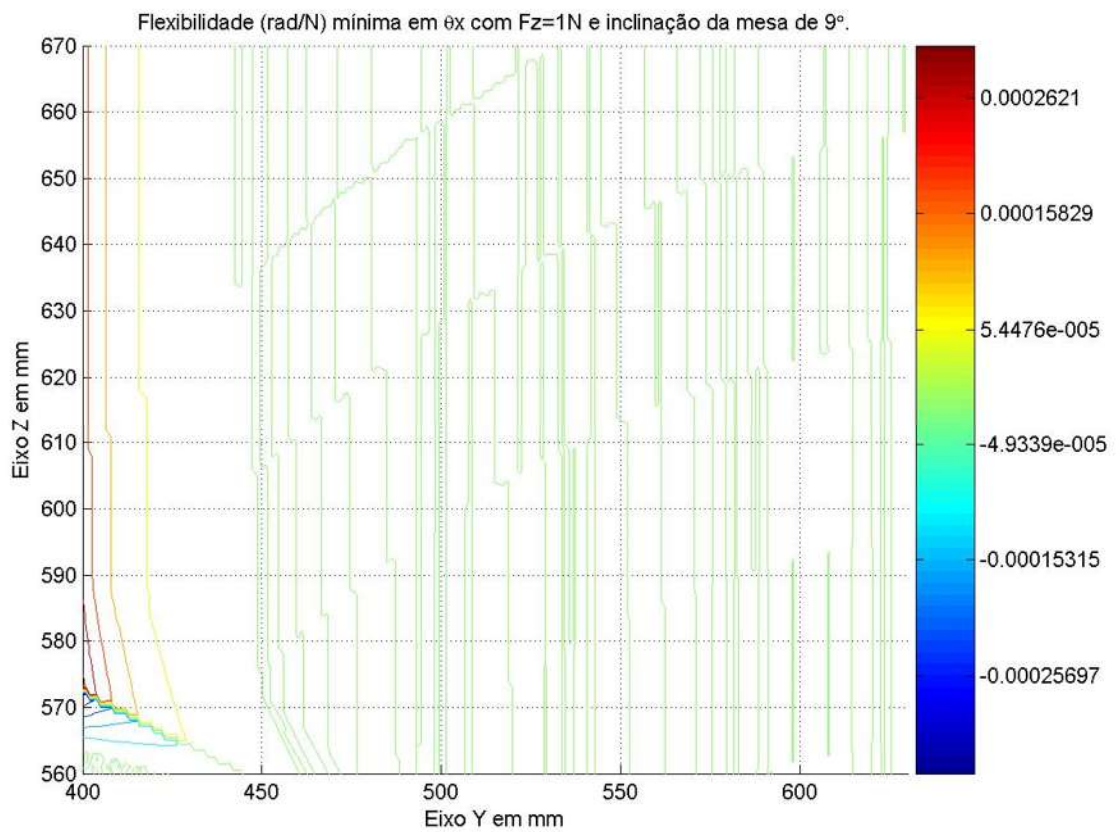


Figura 154 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .



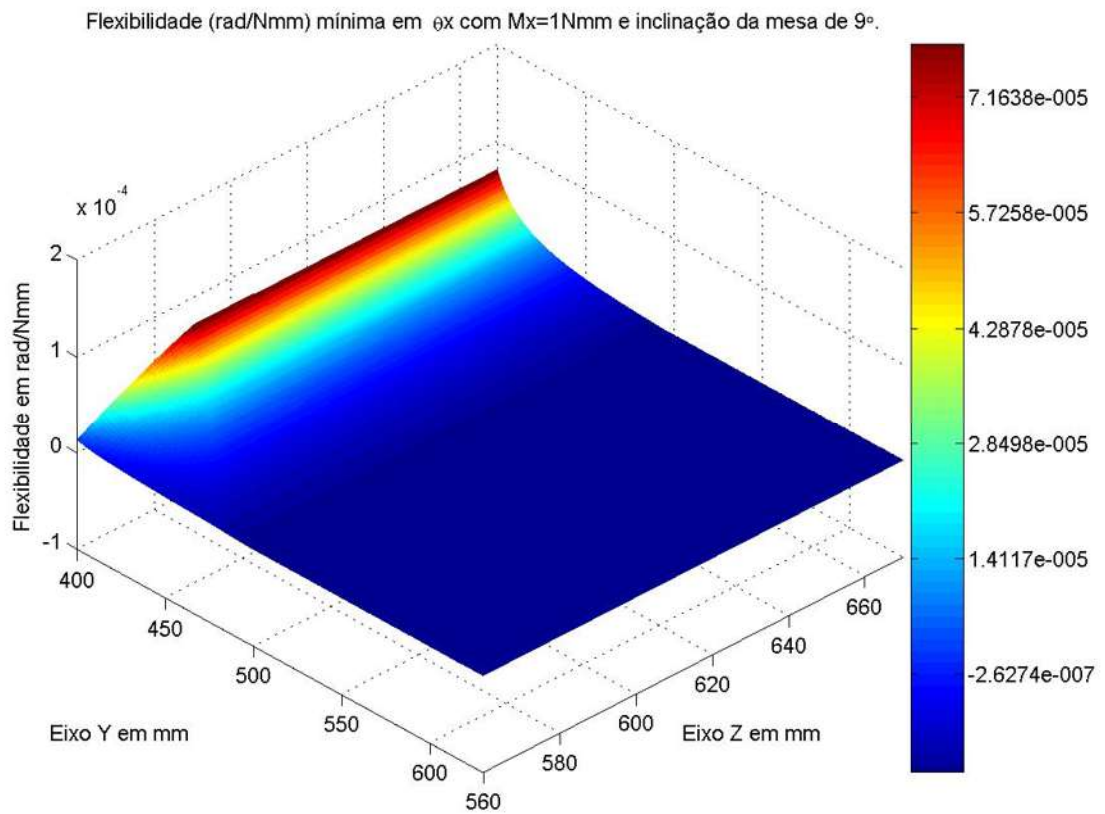


Figura 155 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

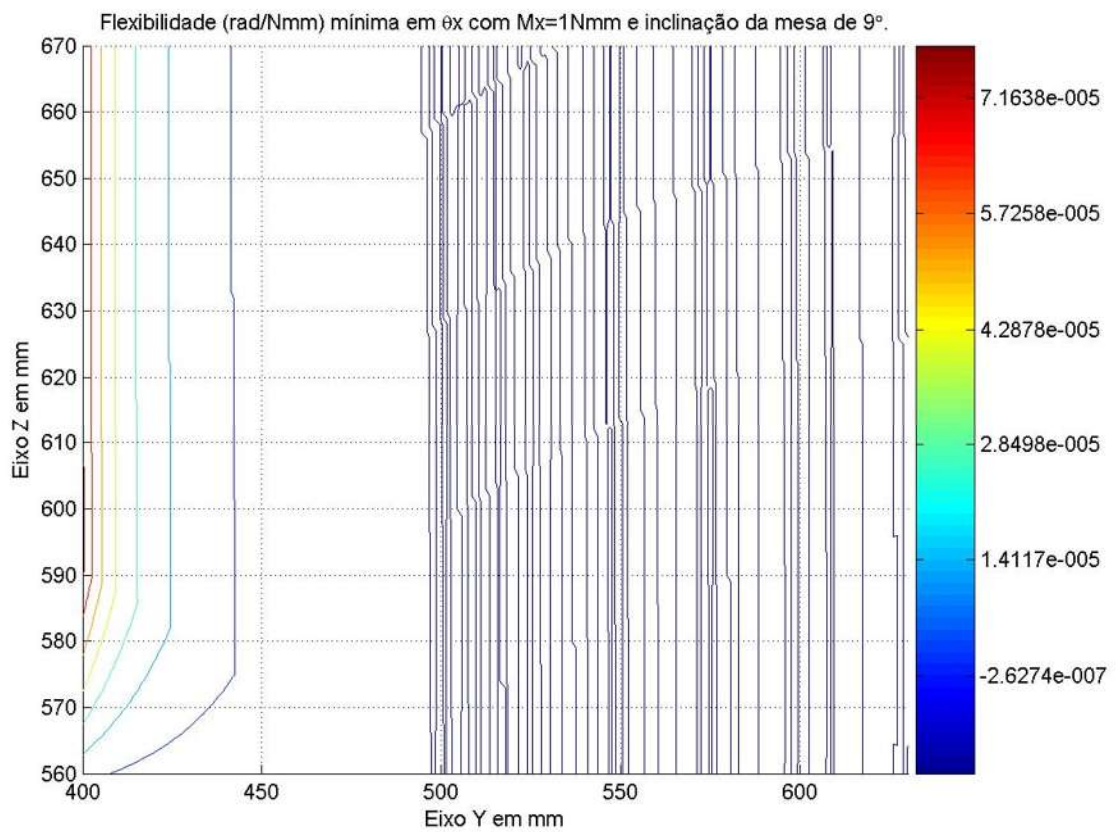


Figura 156 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

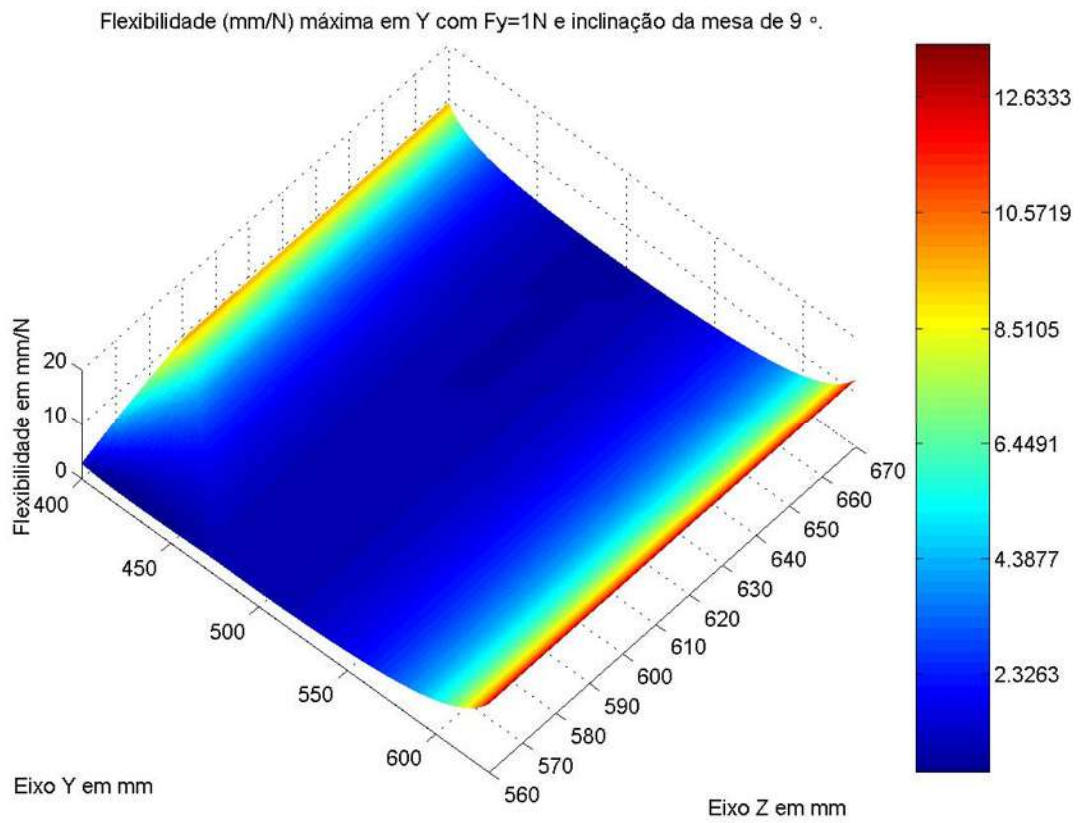


Figura 157 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

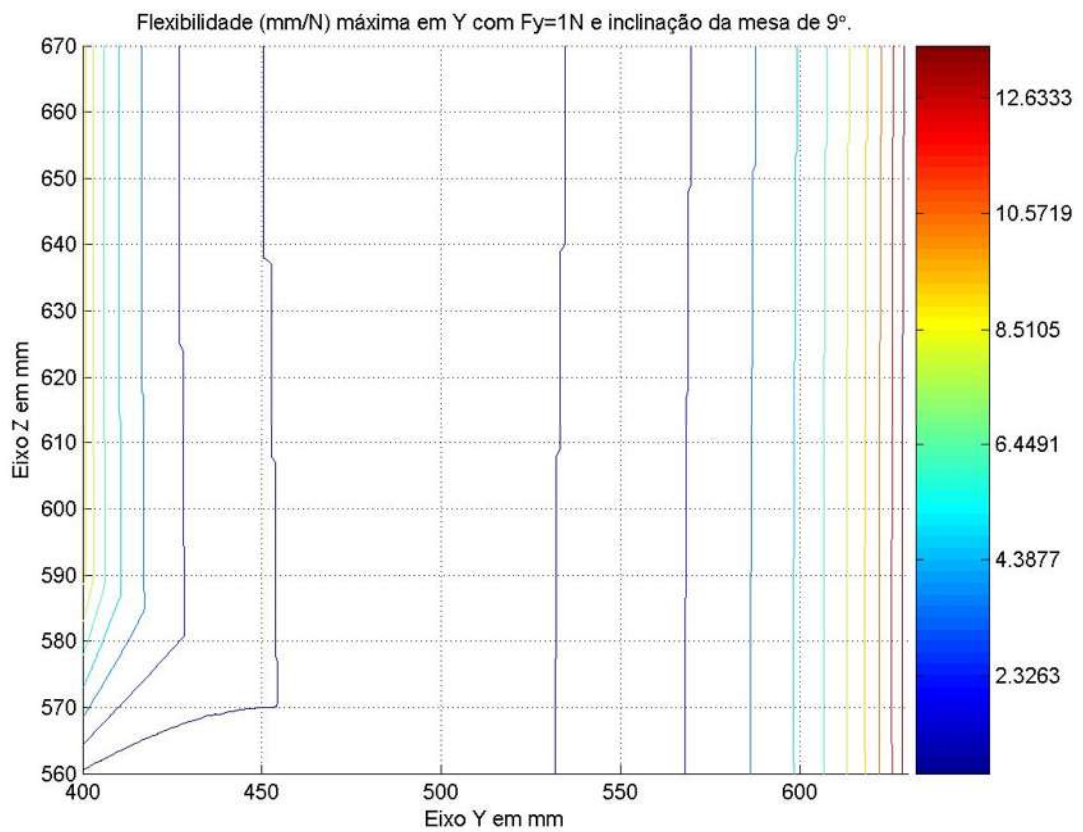


Figura 158 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

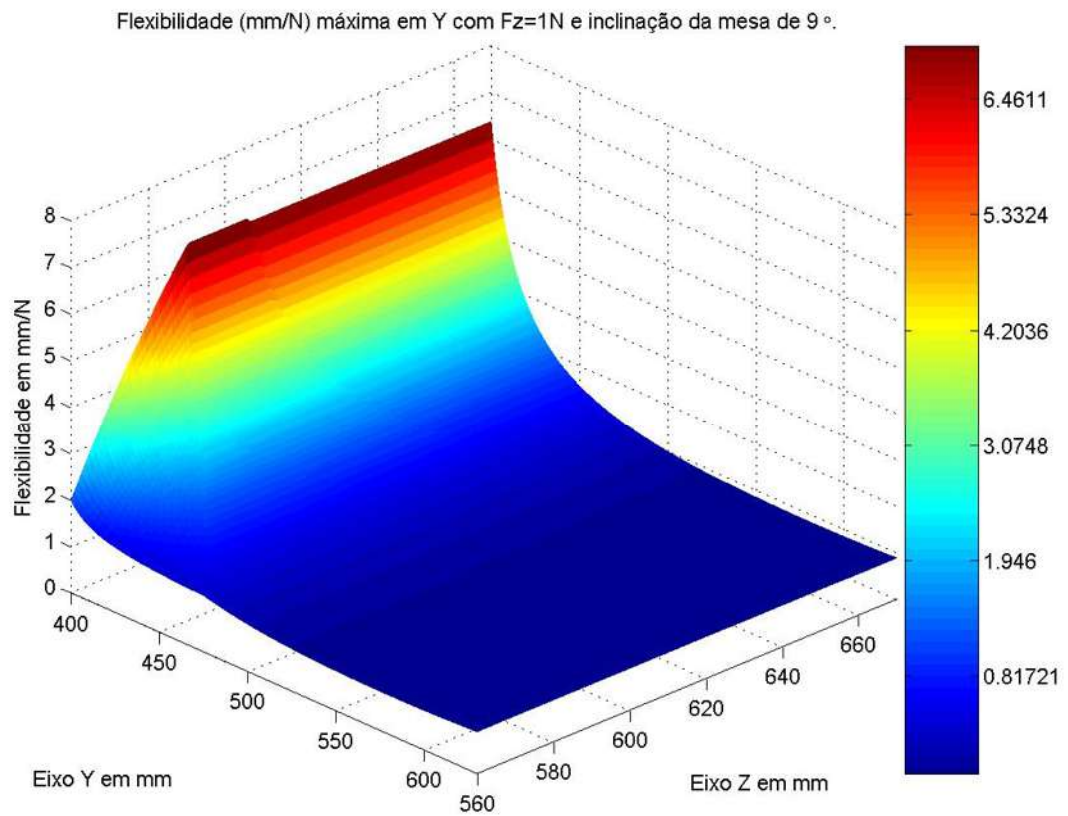


Figura 159 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

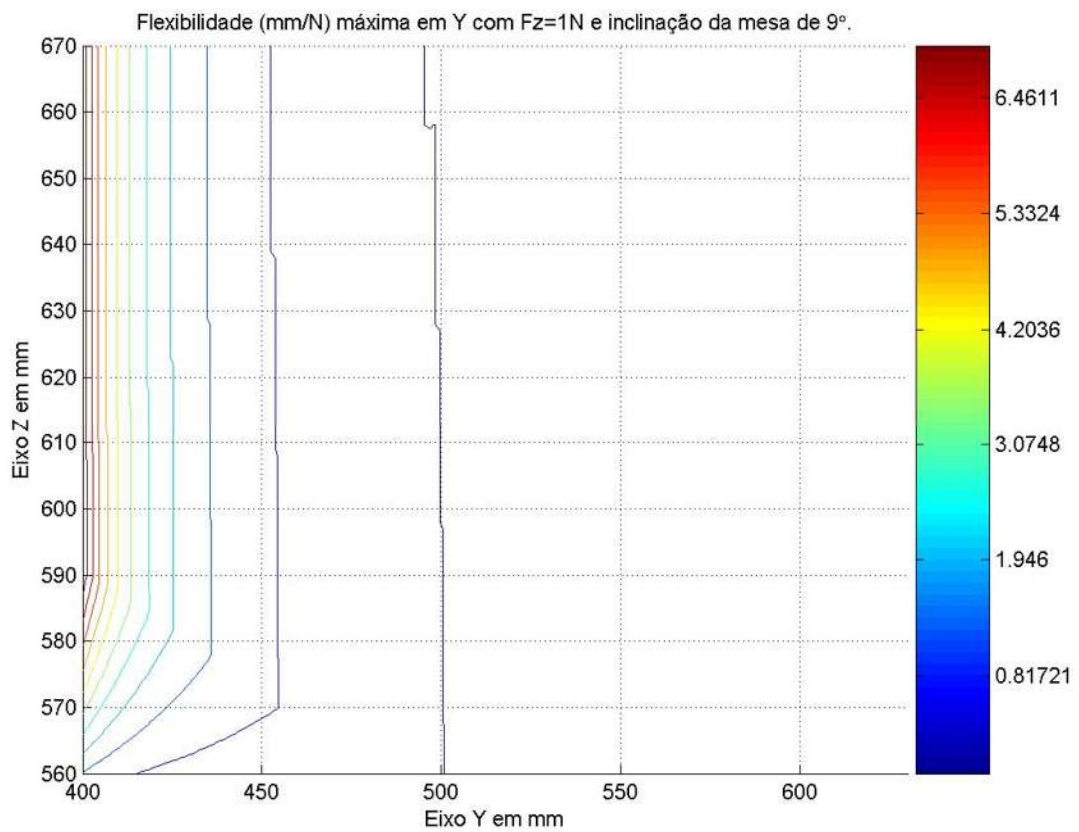


Figura 160 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

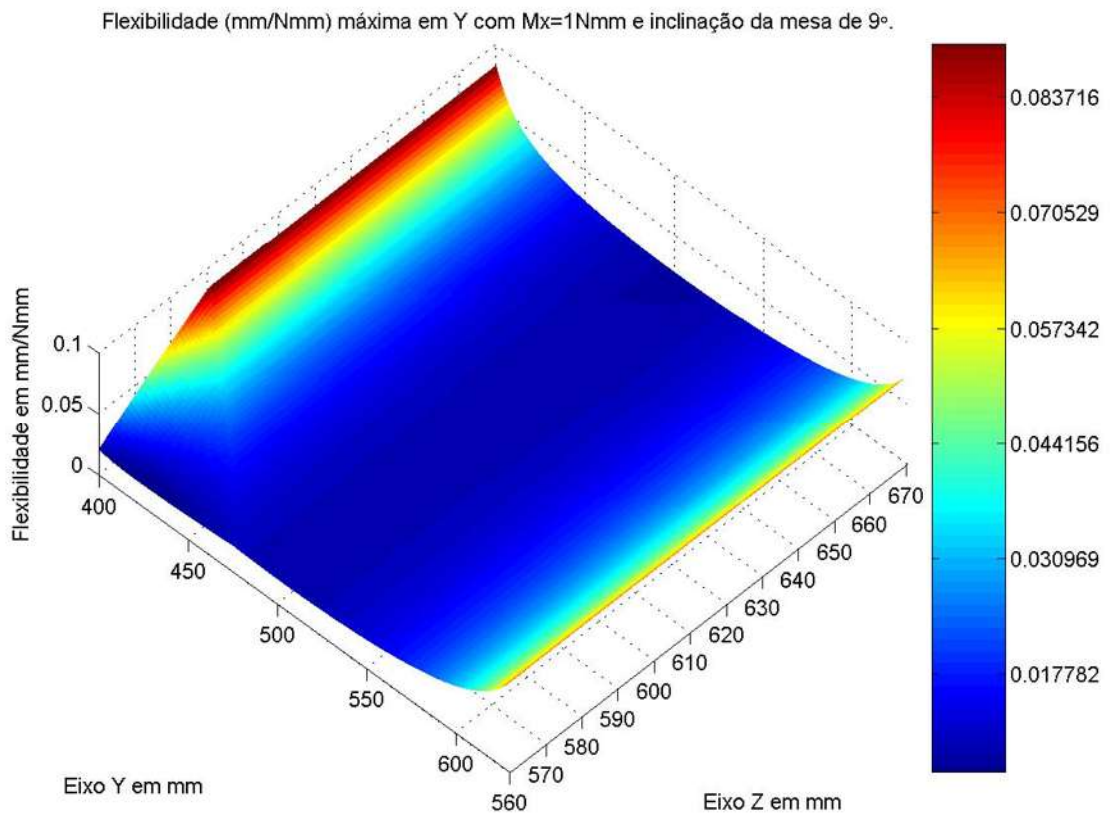


Figura 161 - Flexibilidade máxima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

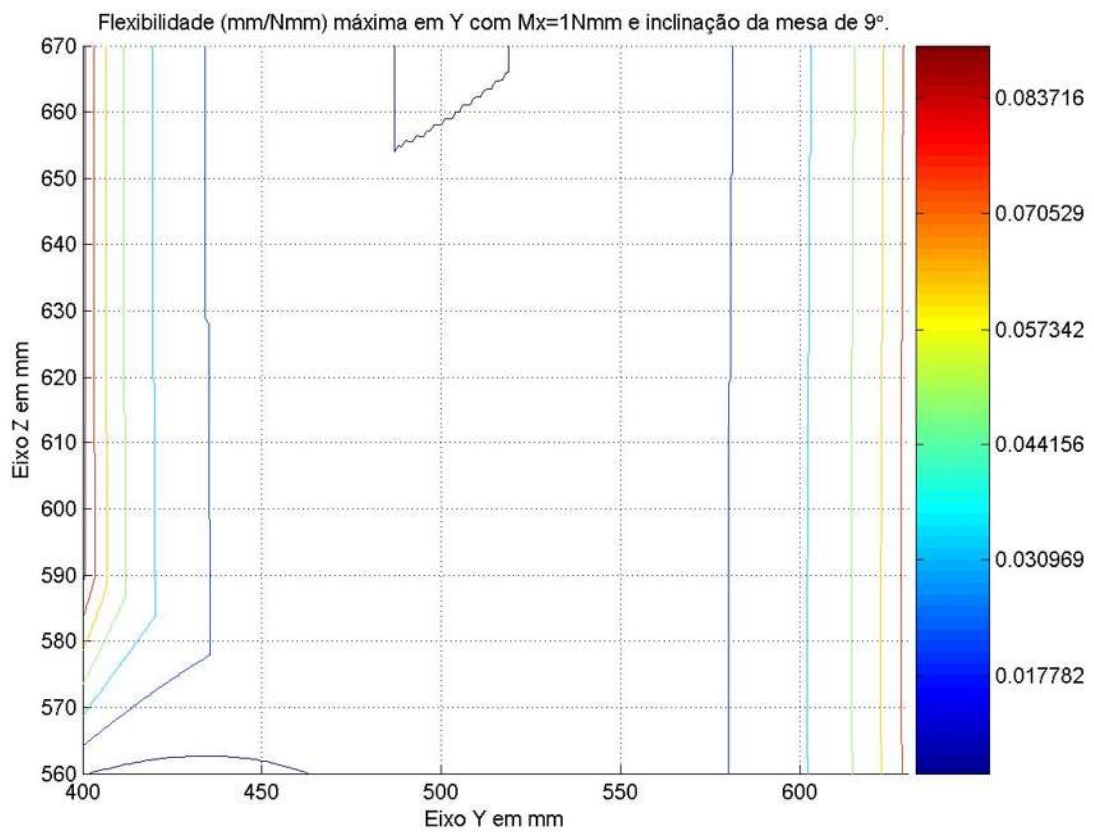


Figura 162 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .



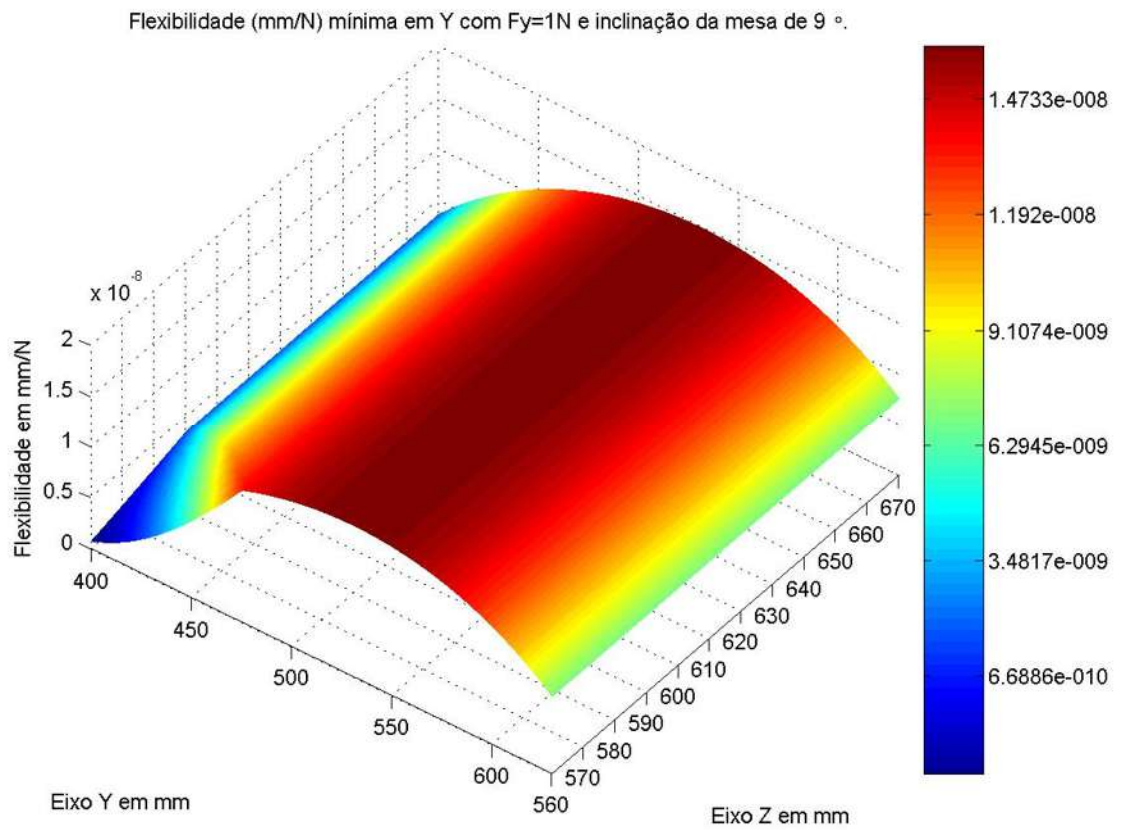


Figura 163 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

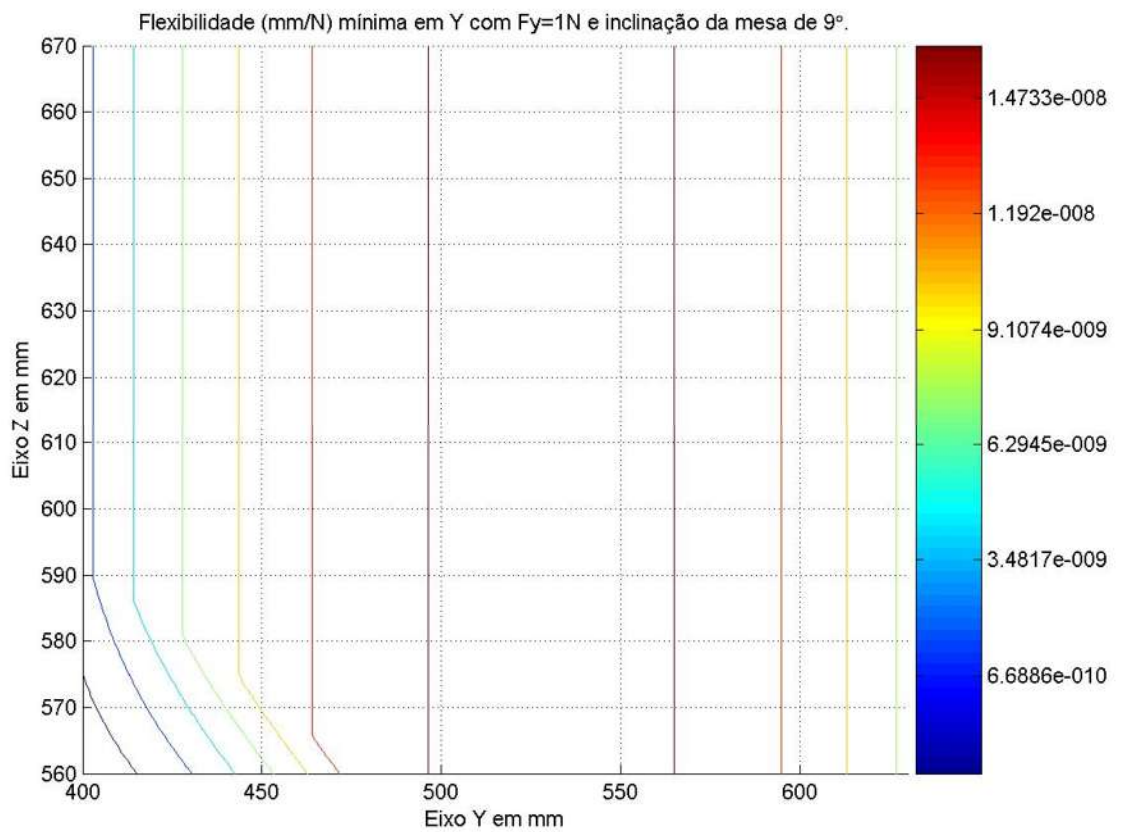


Figura 164 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

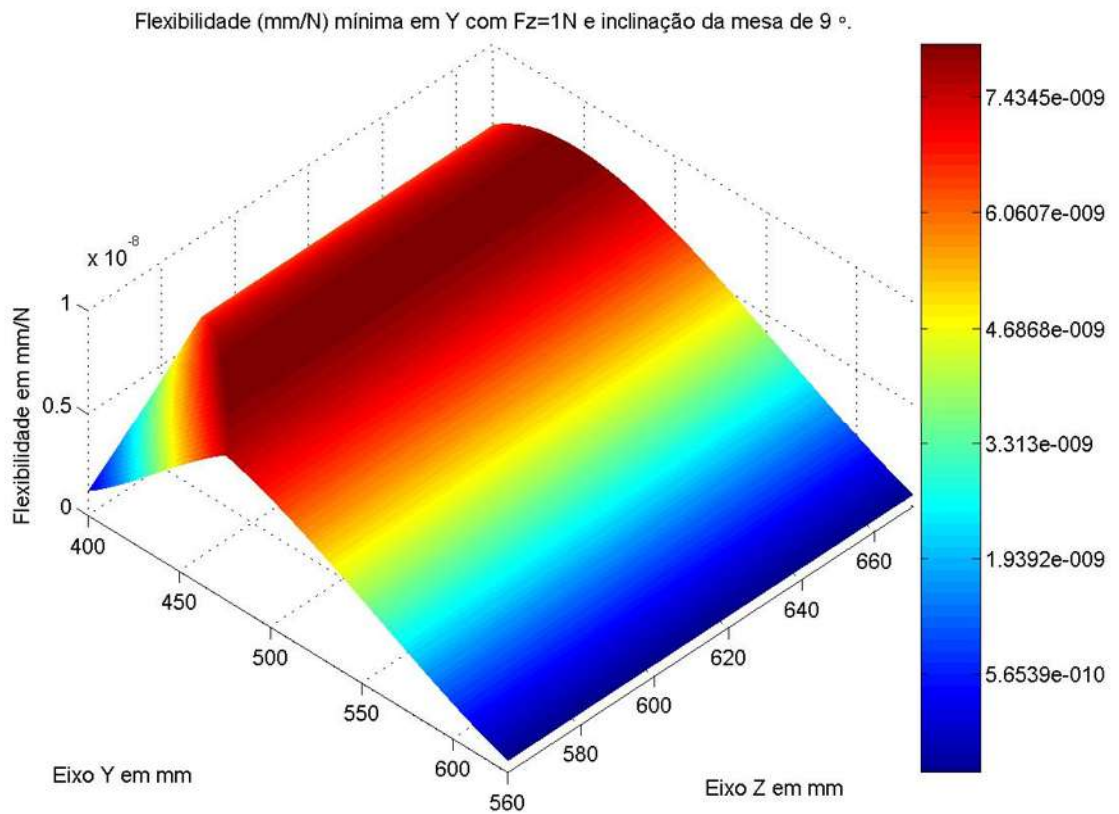


Figura 165 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

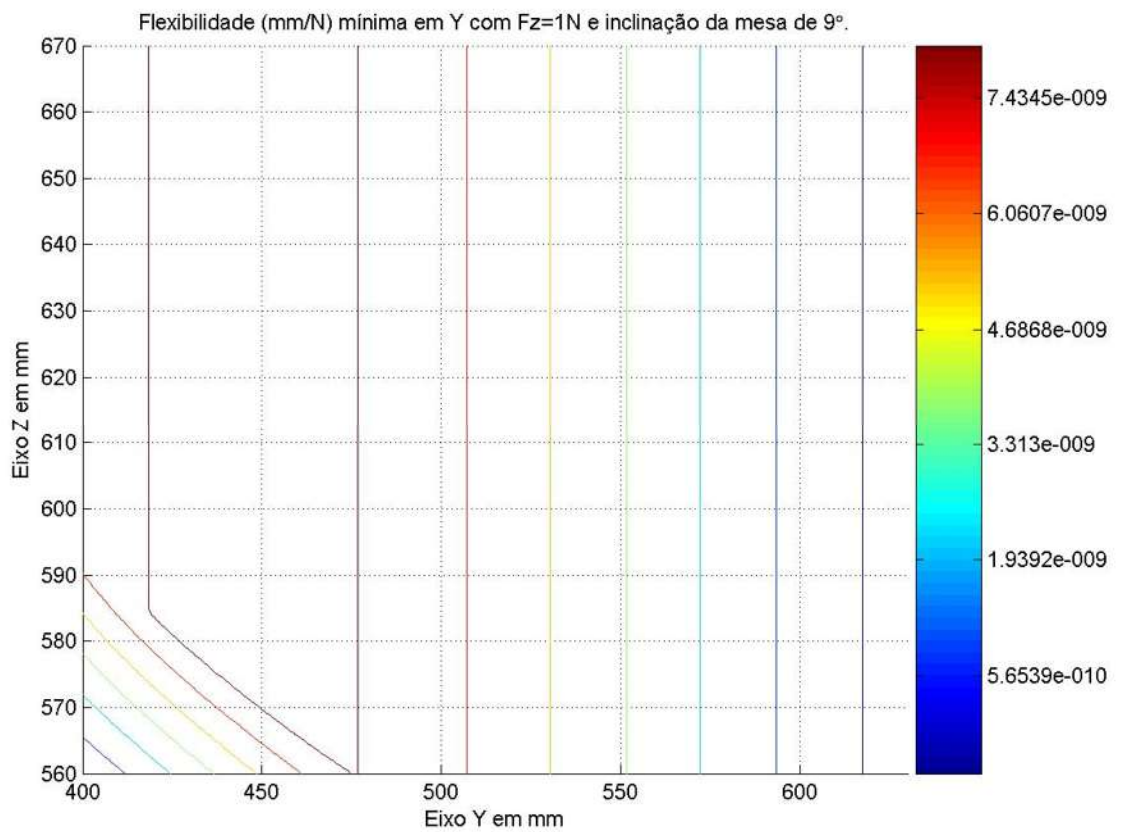


Figura 166 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

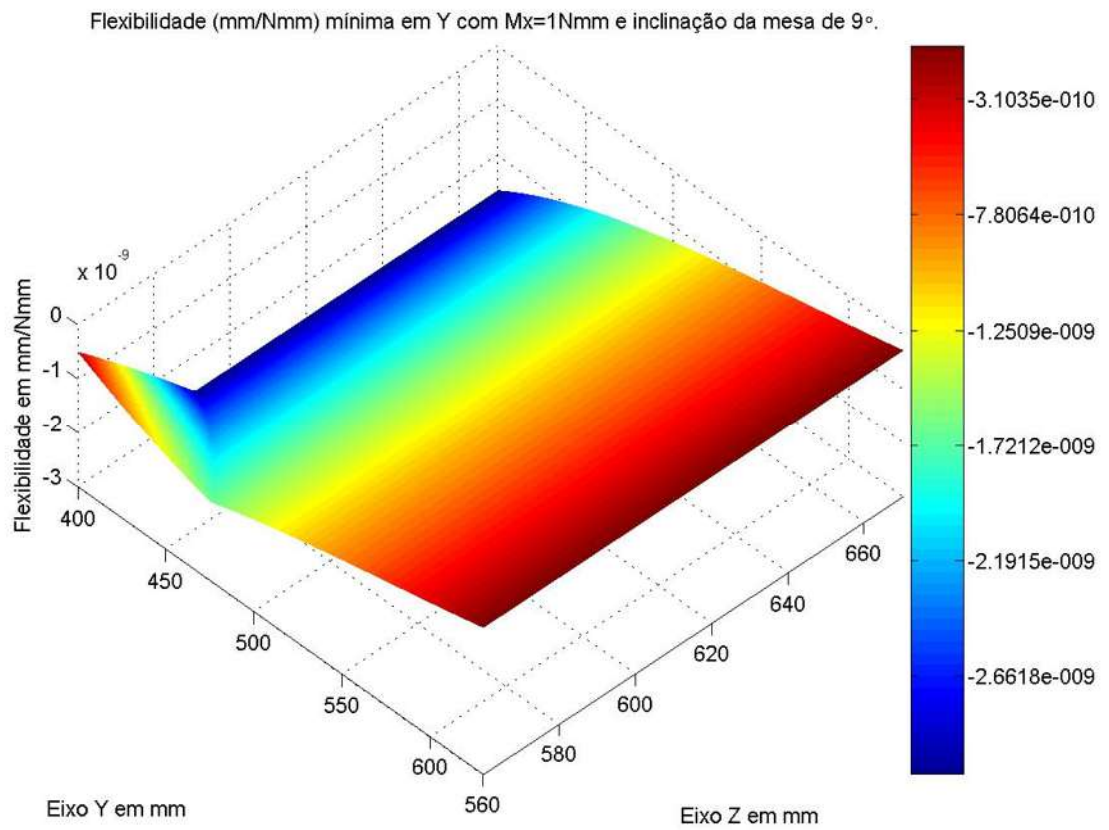


Figura 167 - Flexibilidade mínima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

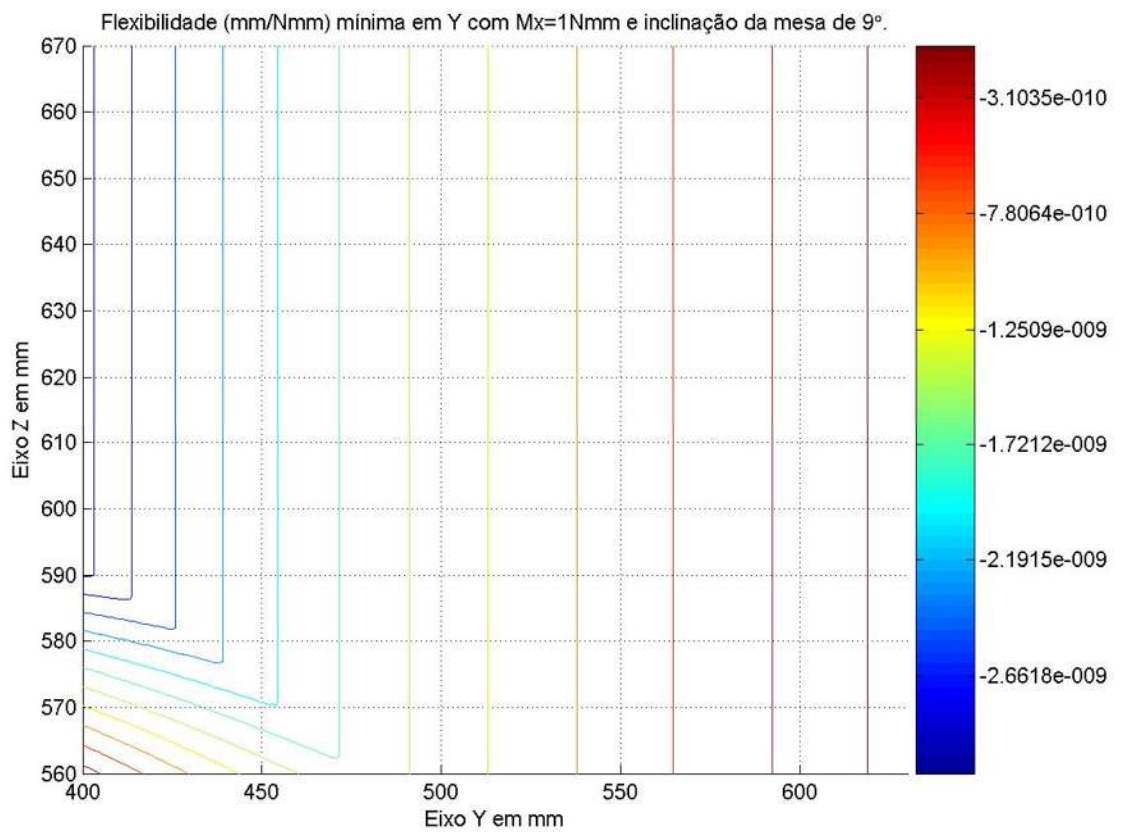


Figura 168 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .



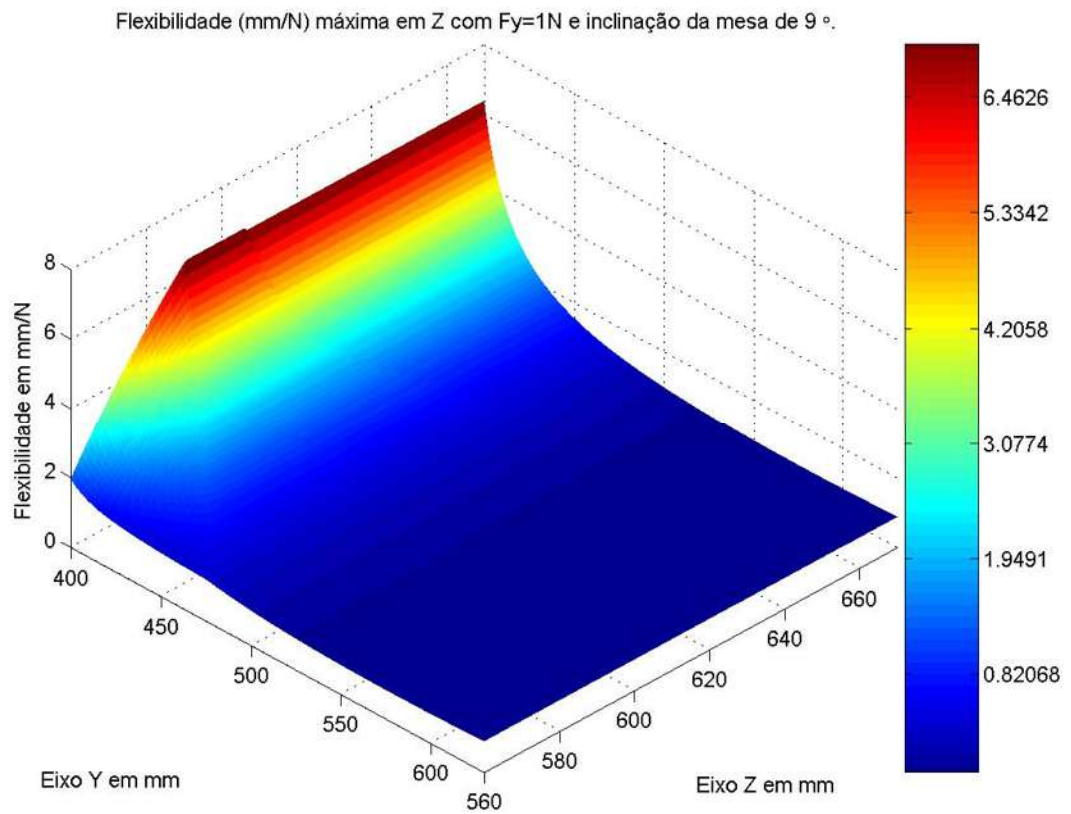


Figura 169 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

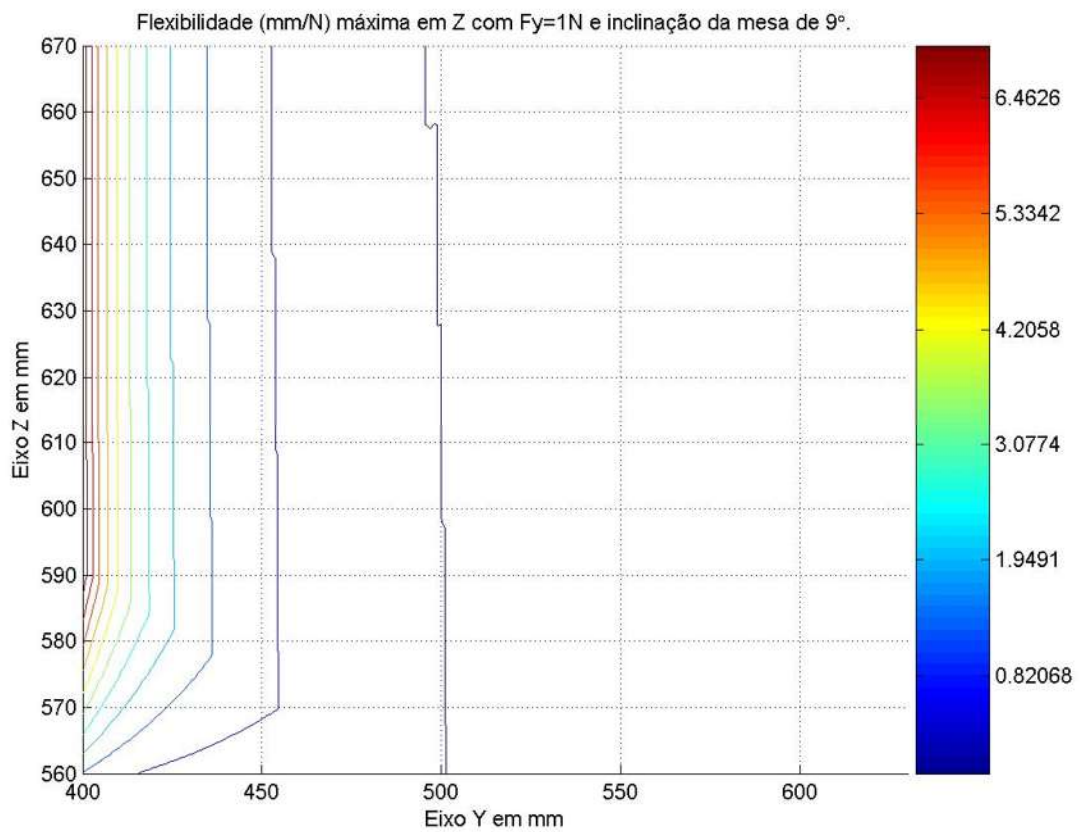


Figura 170 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

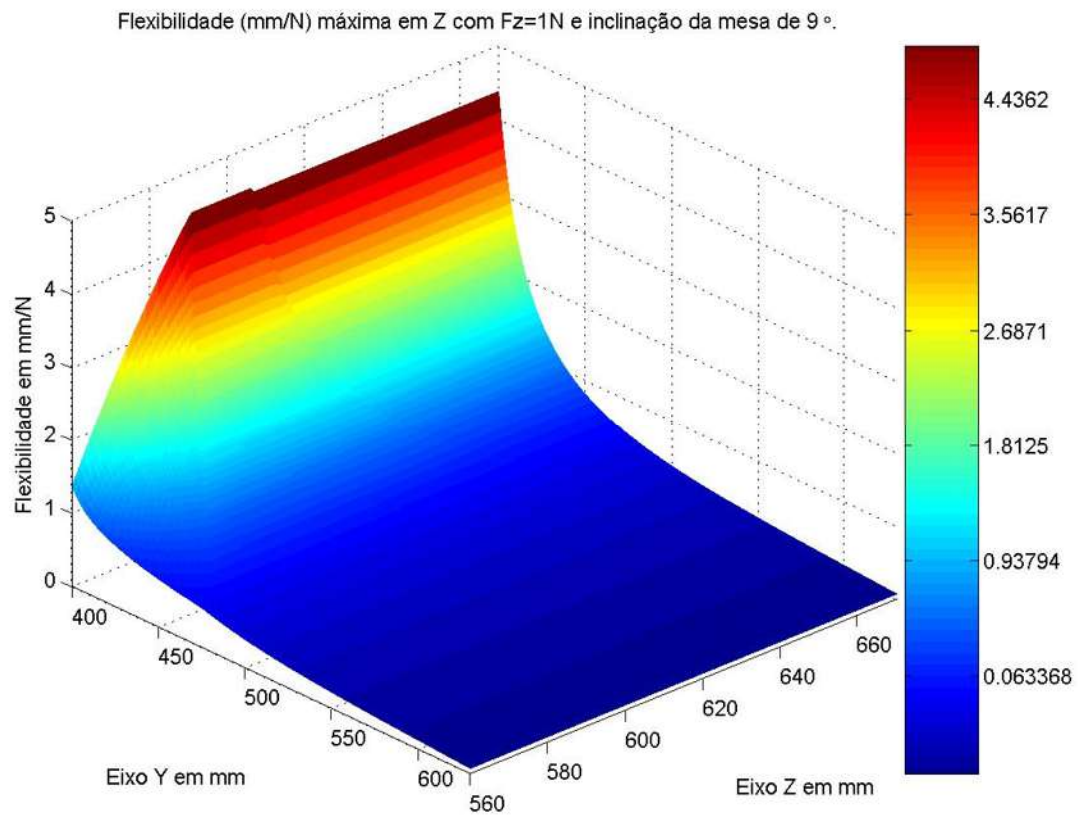


Figura 171 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

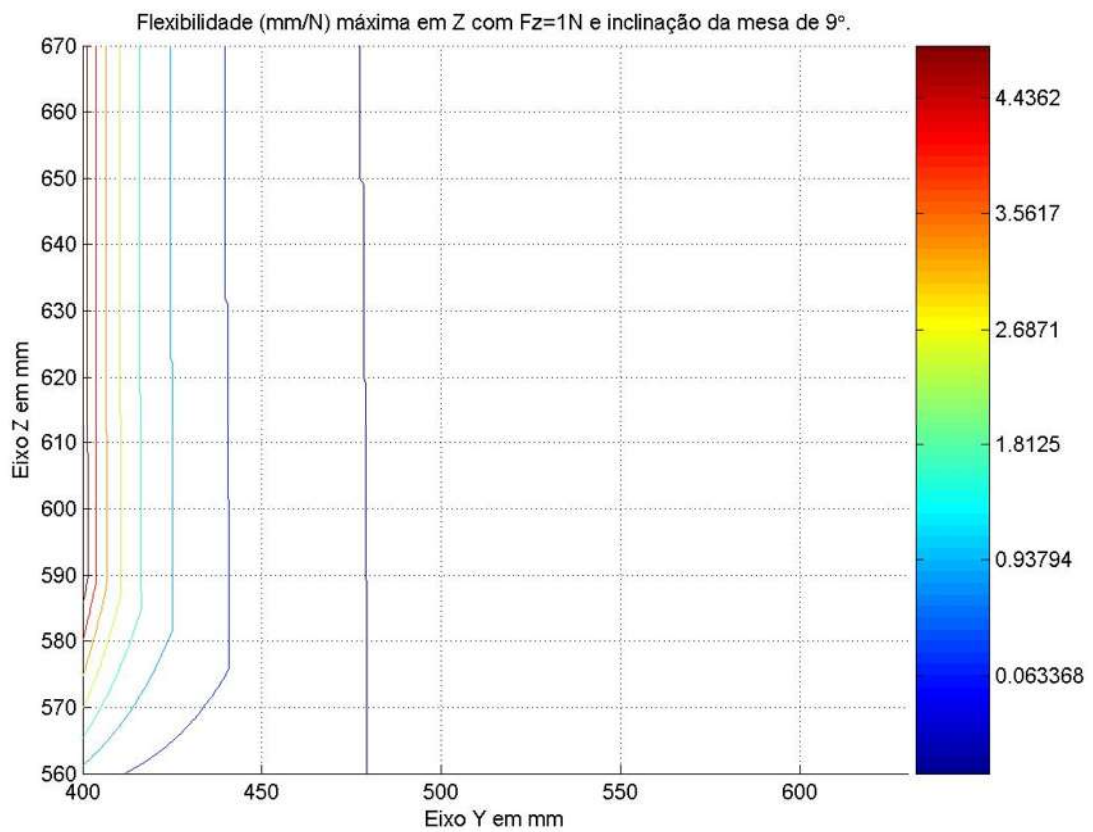


Figura 172 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

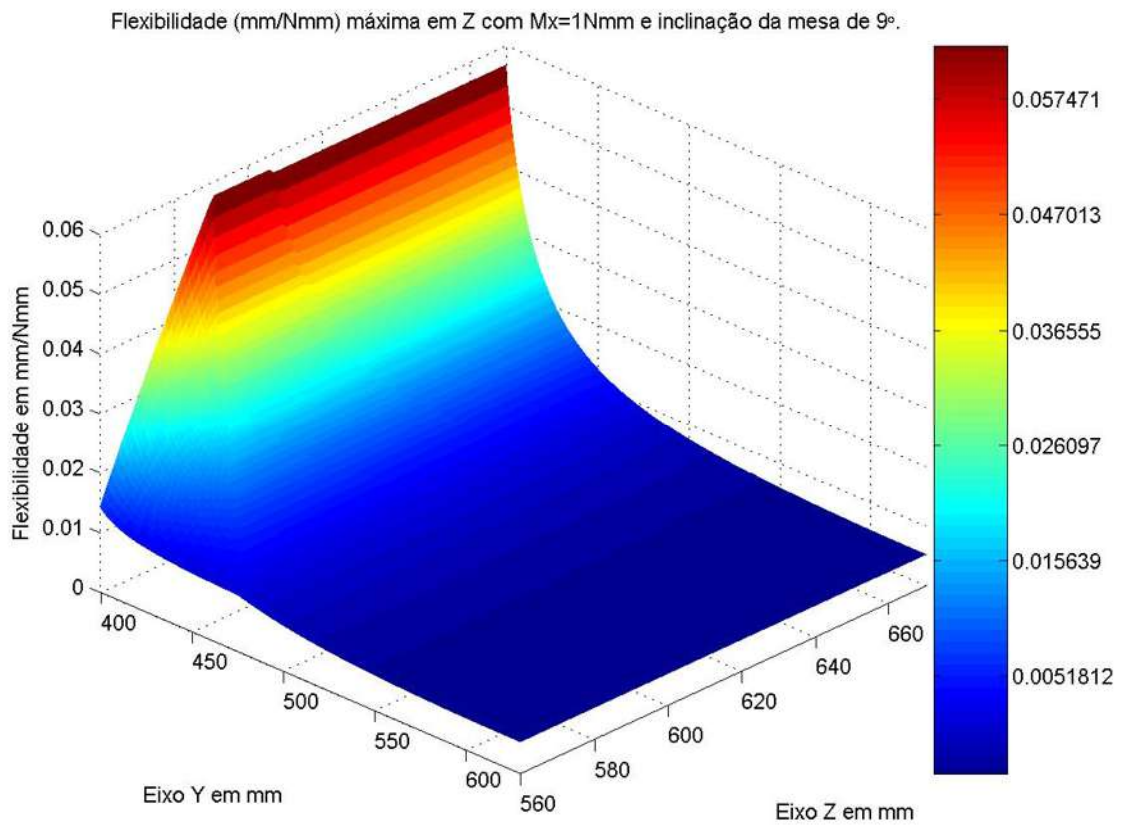


Figura 173 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

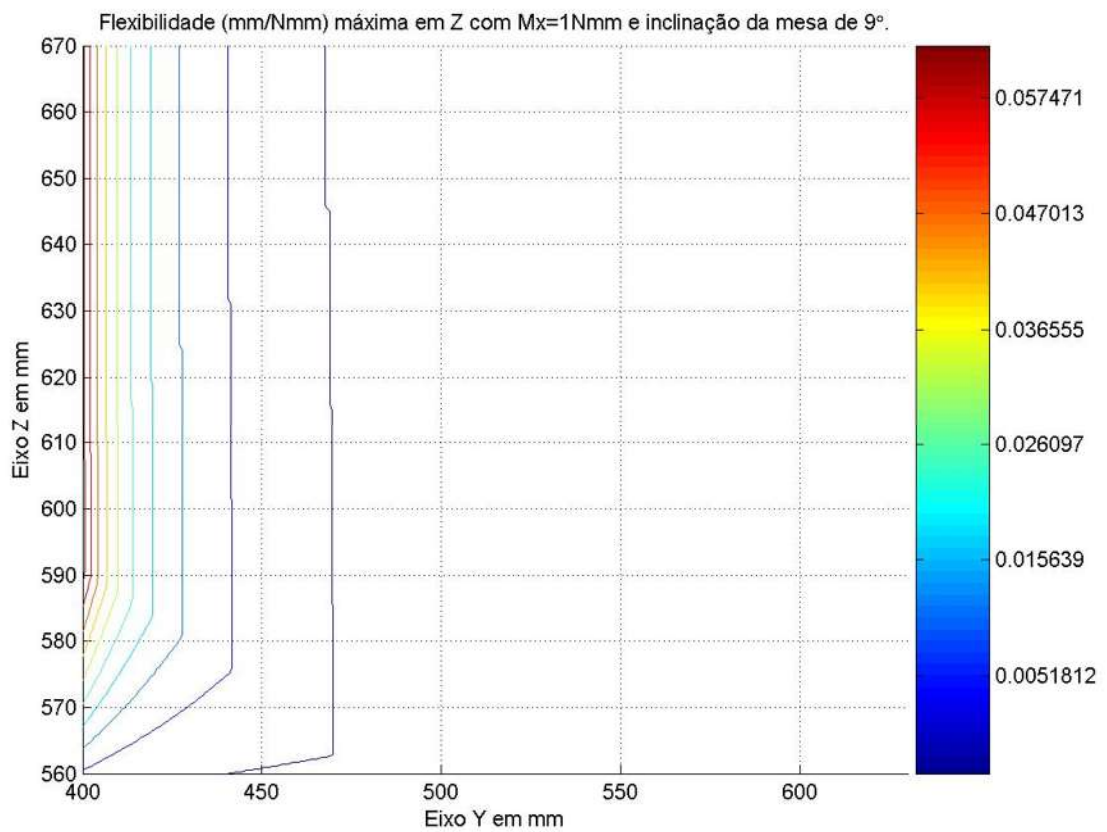


Figura 174 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

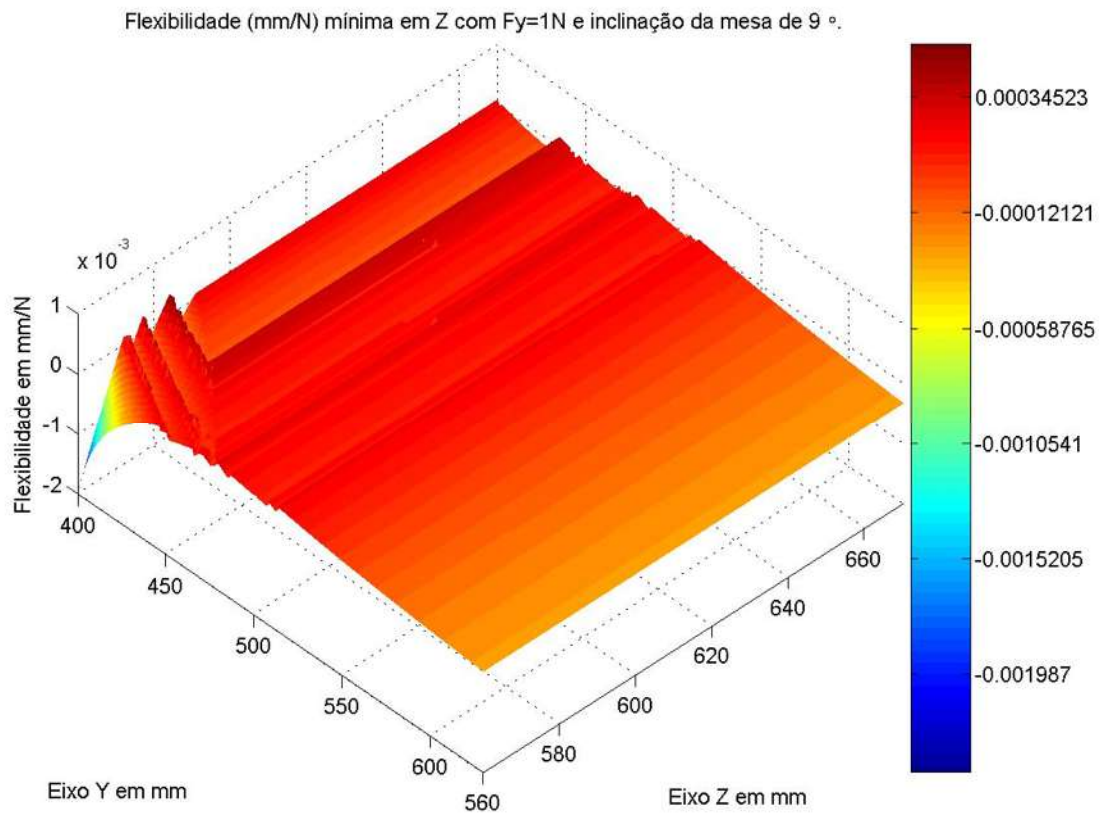


Figura 175 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

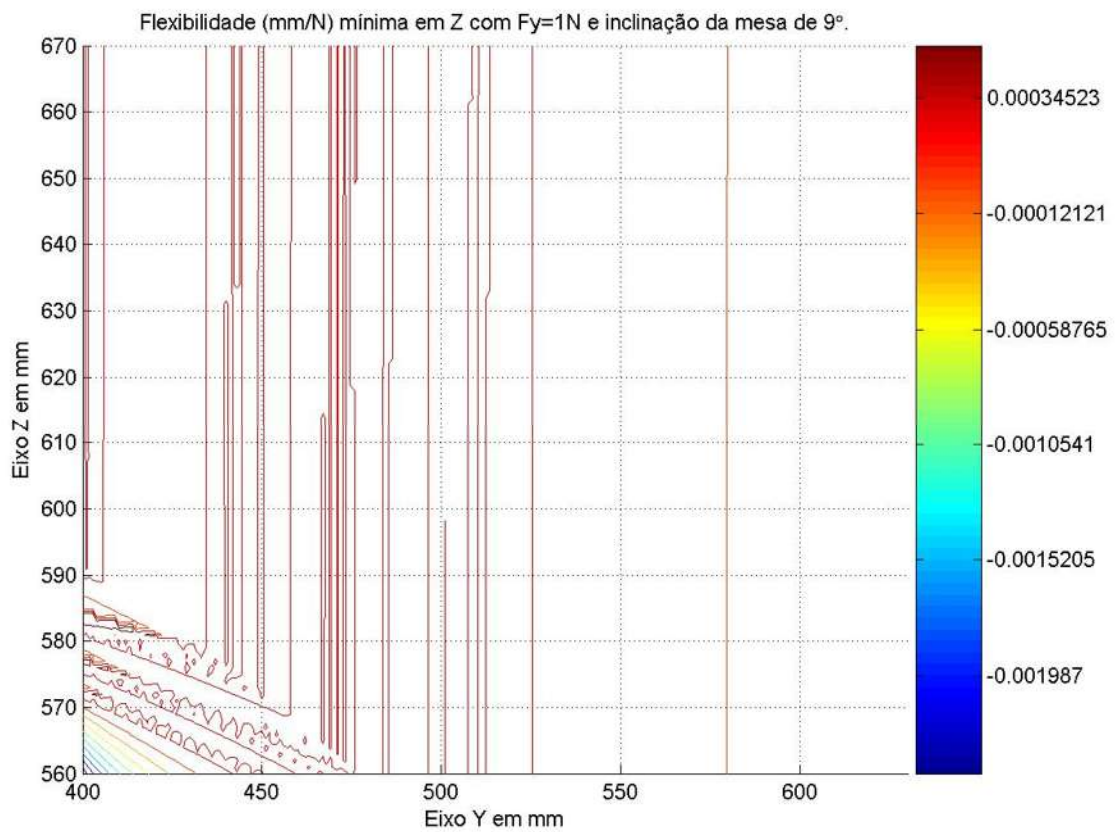


Figura 176 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .



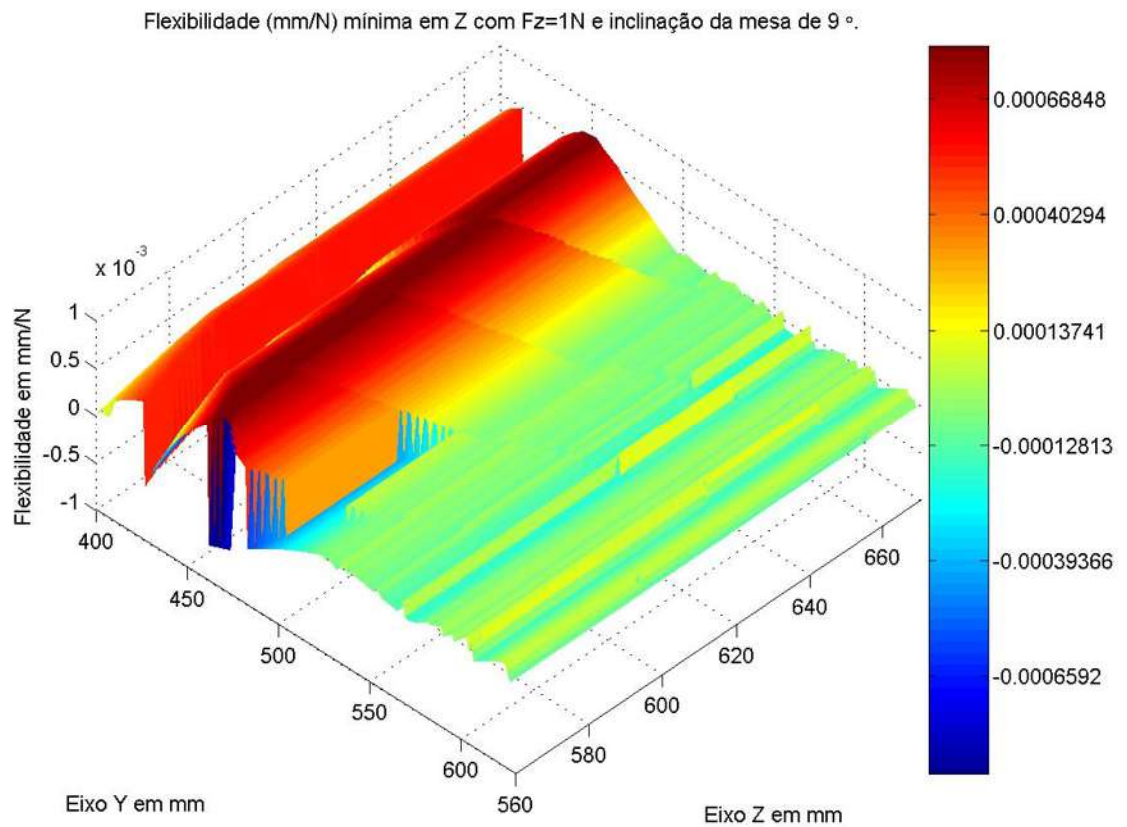


Figura 177 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

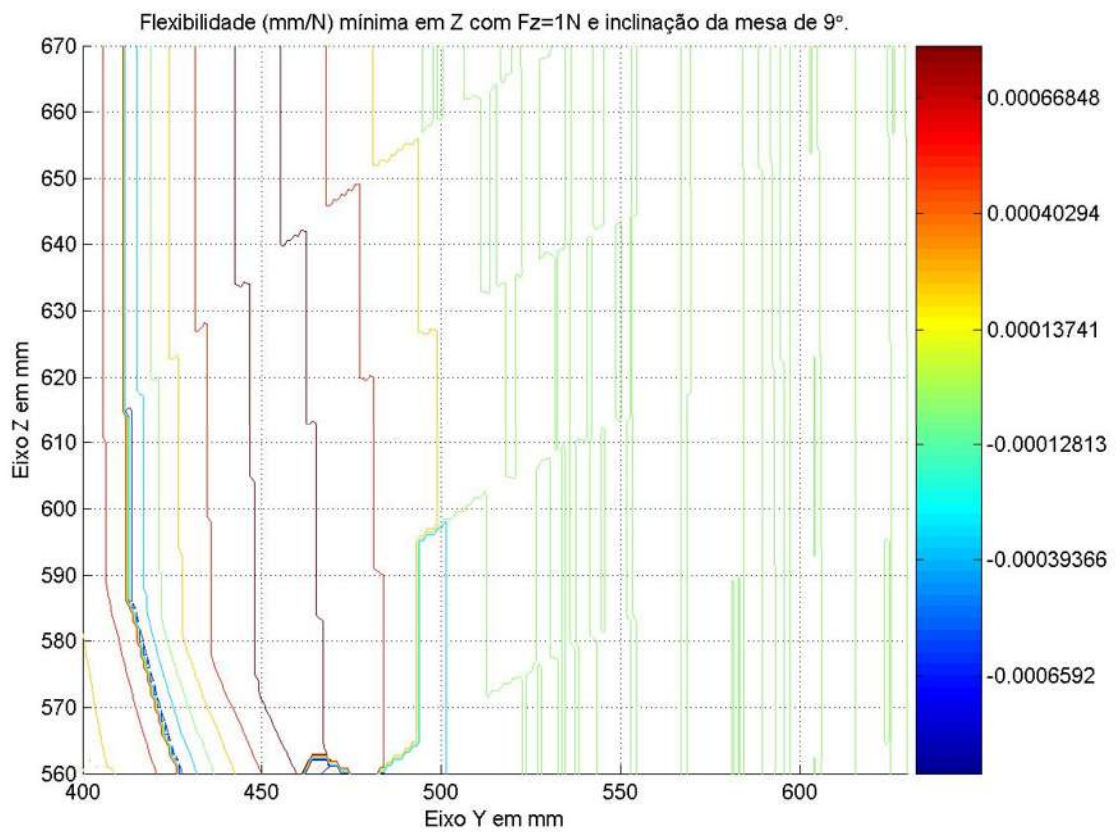


Figura 178 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

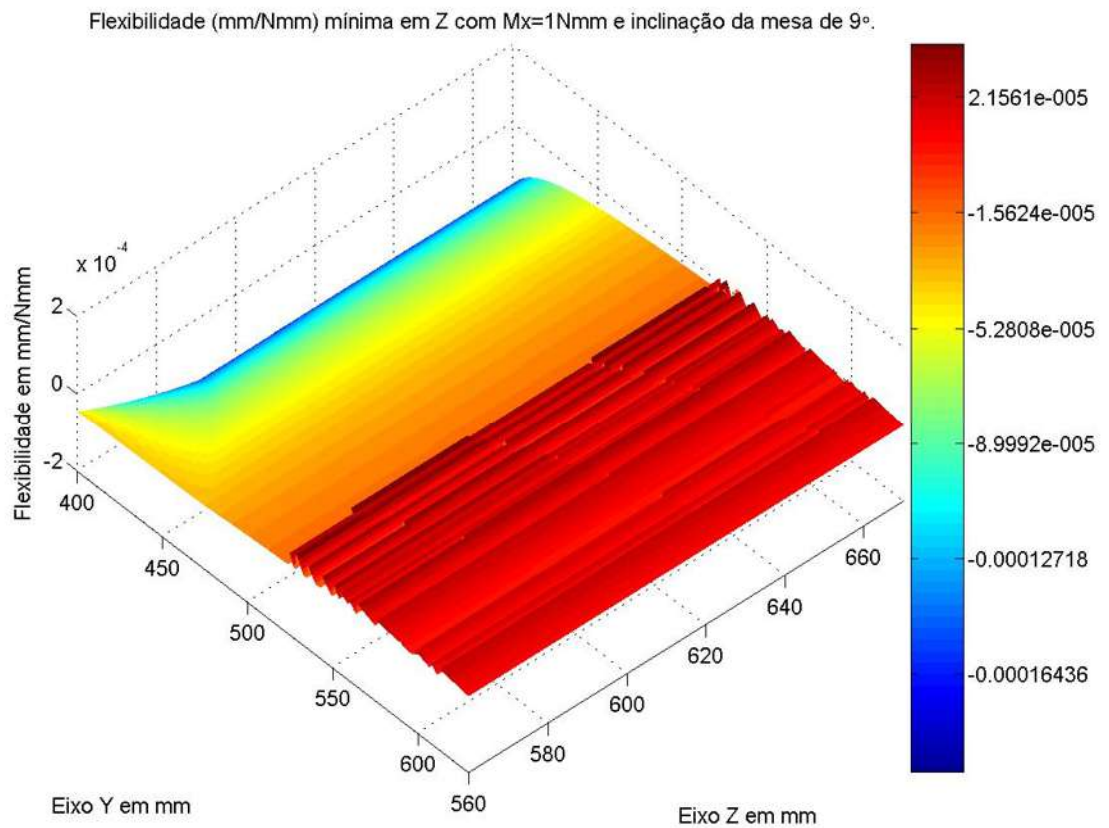


Figura 179 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .

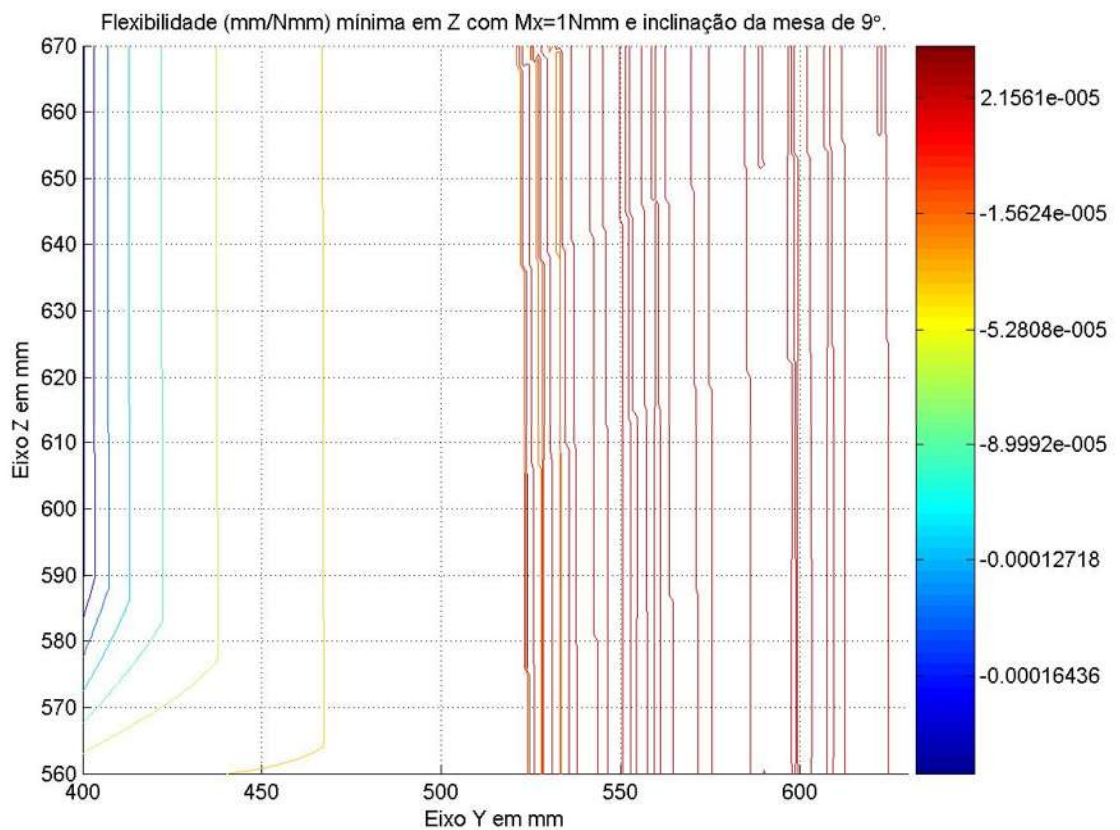


Figura 180 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=9^\circ$ .



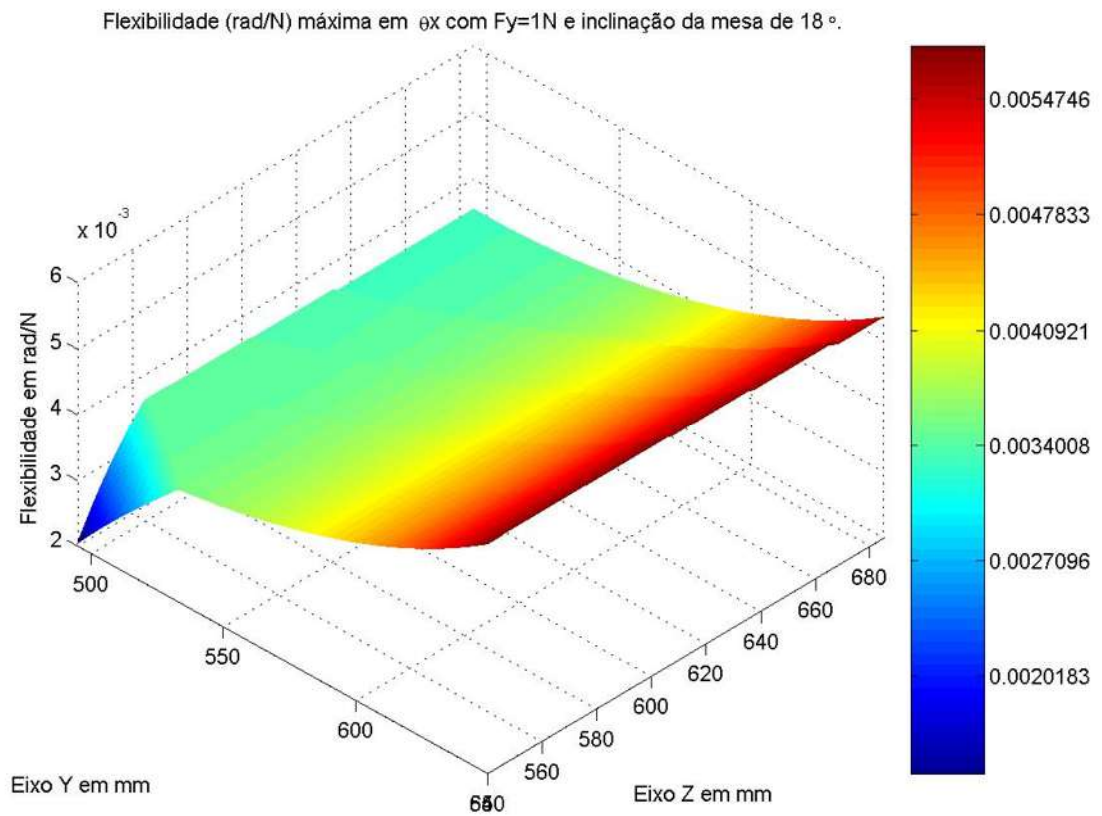


Figura 181 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

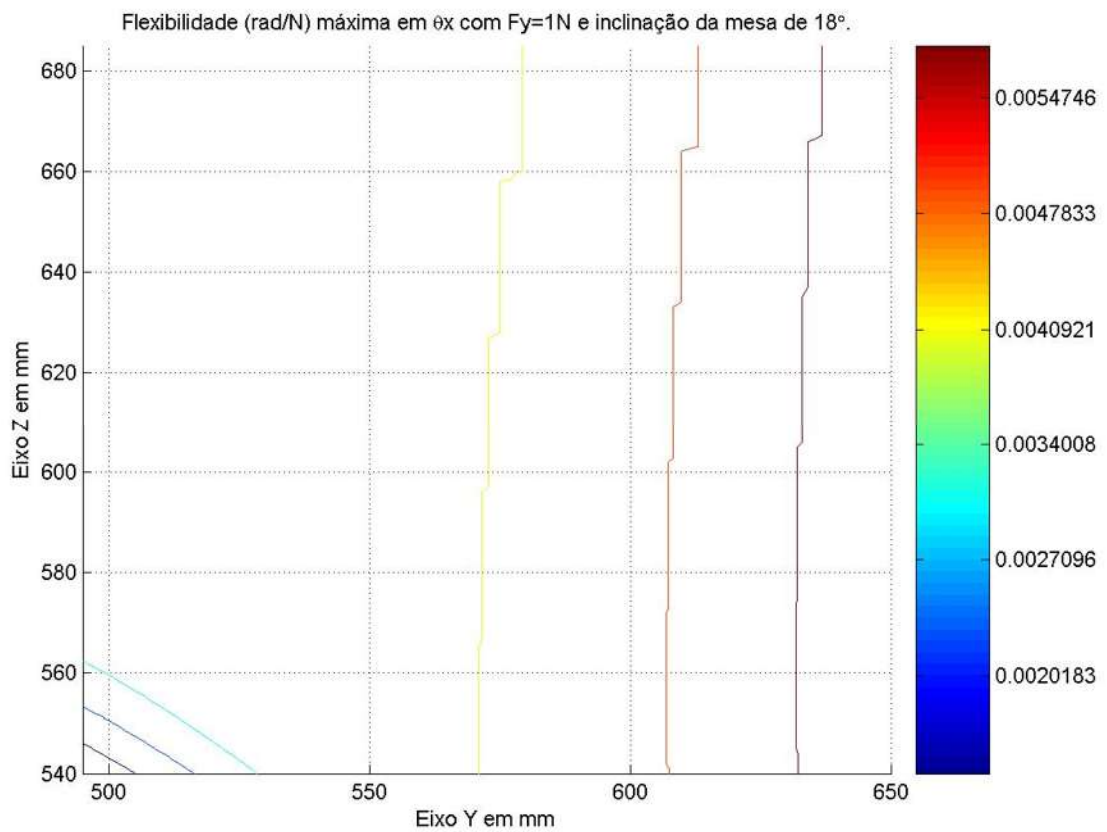


Figura 182 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

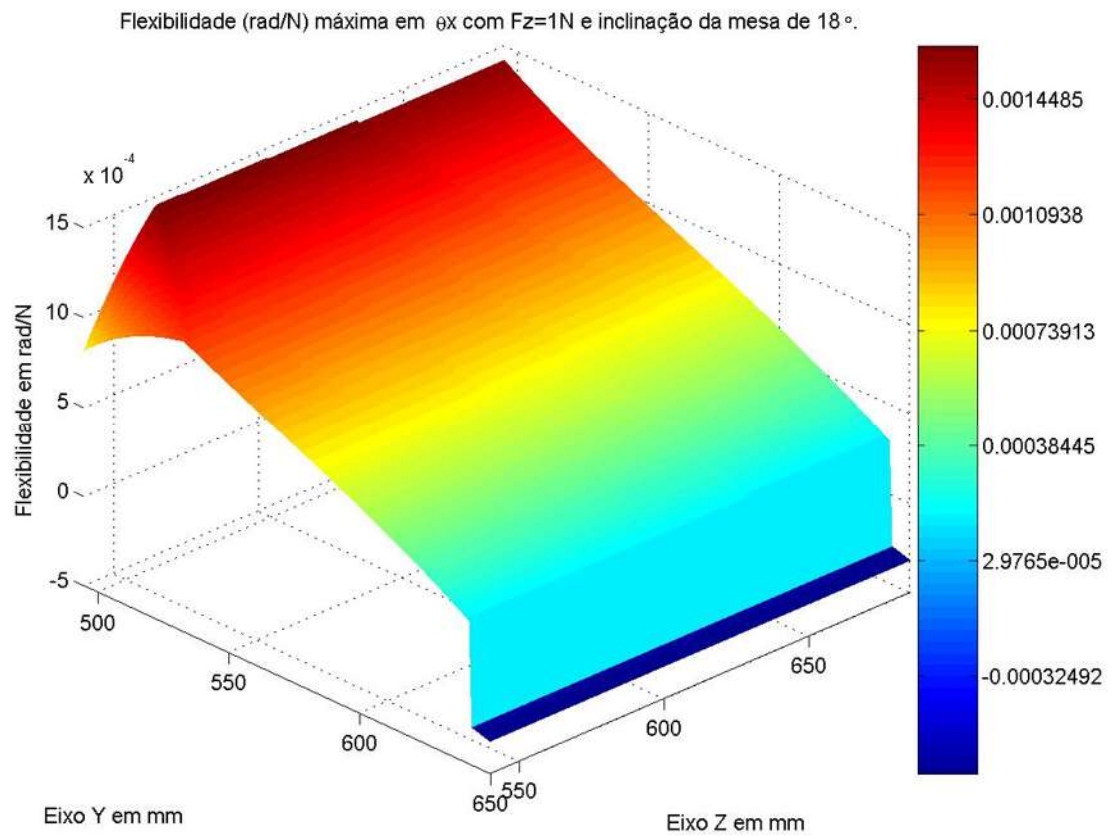


Figura 183 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

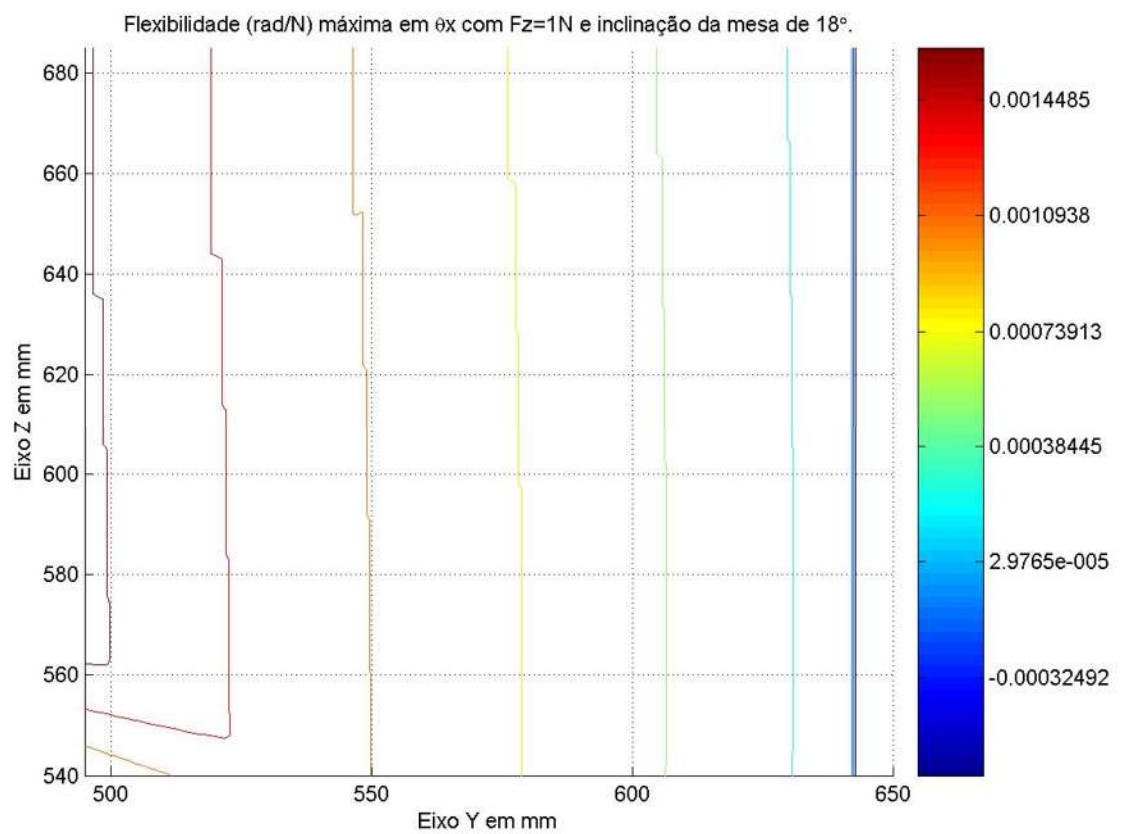


Figura 184 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$  com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

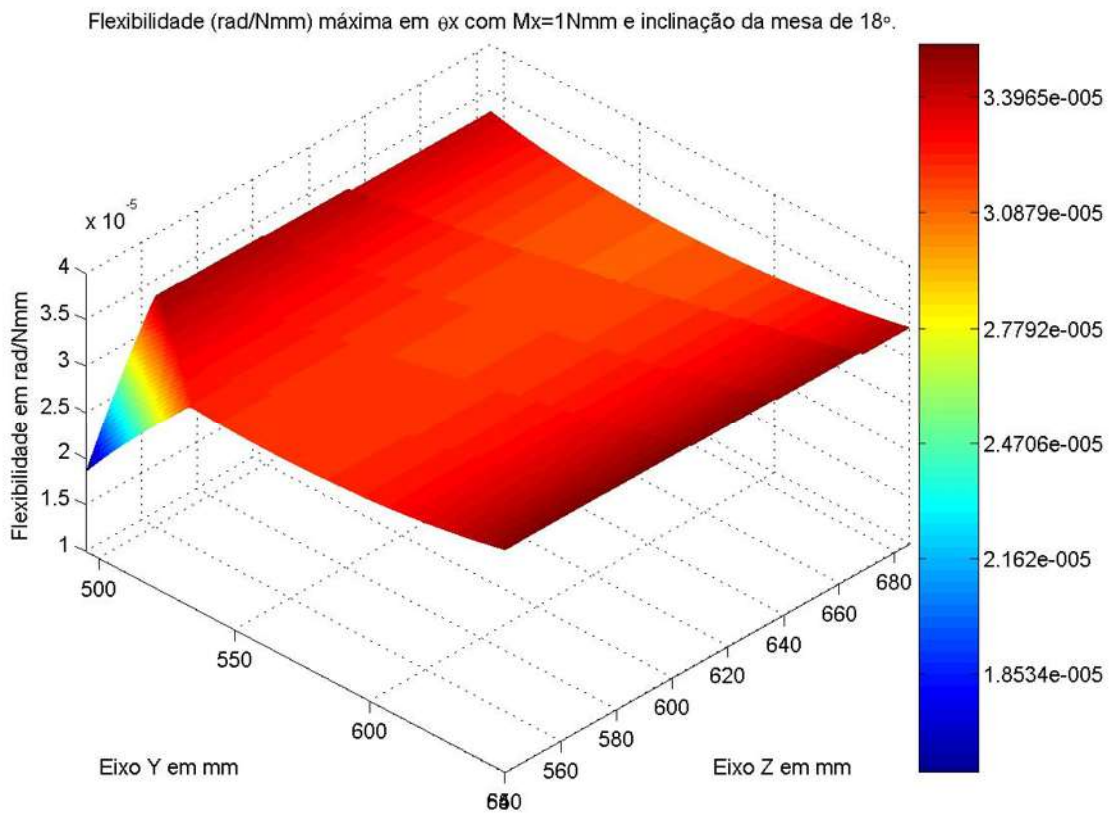


Figura 185 - Flexibilidade máxima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

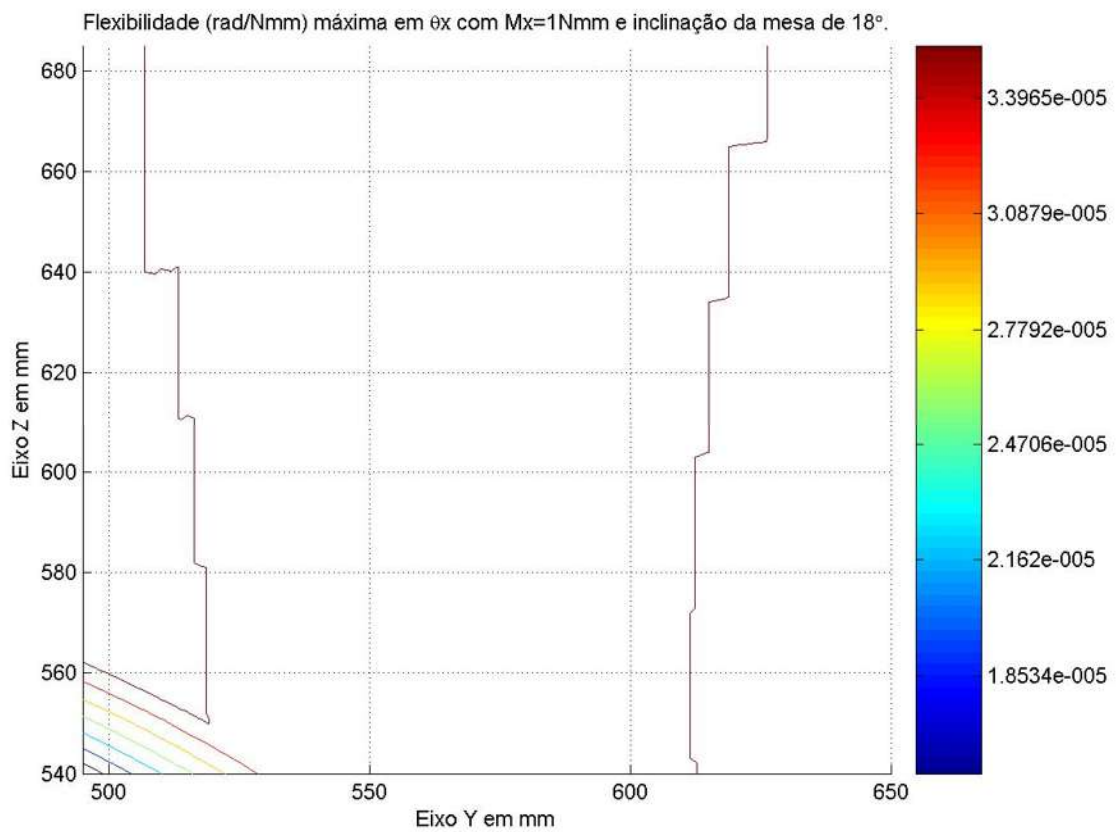


Figura 186 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

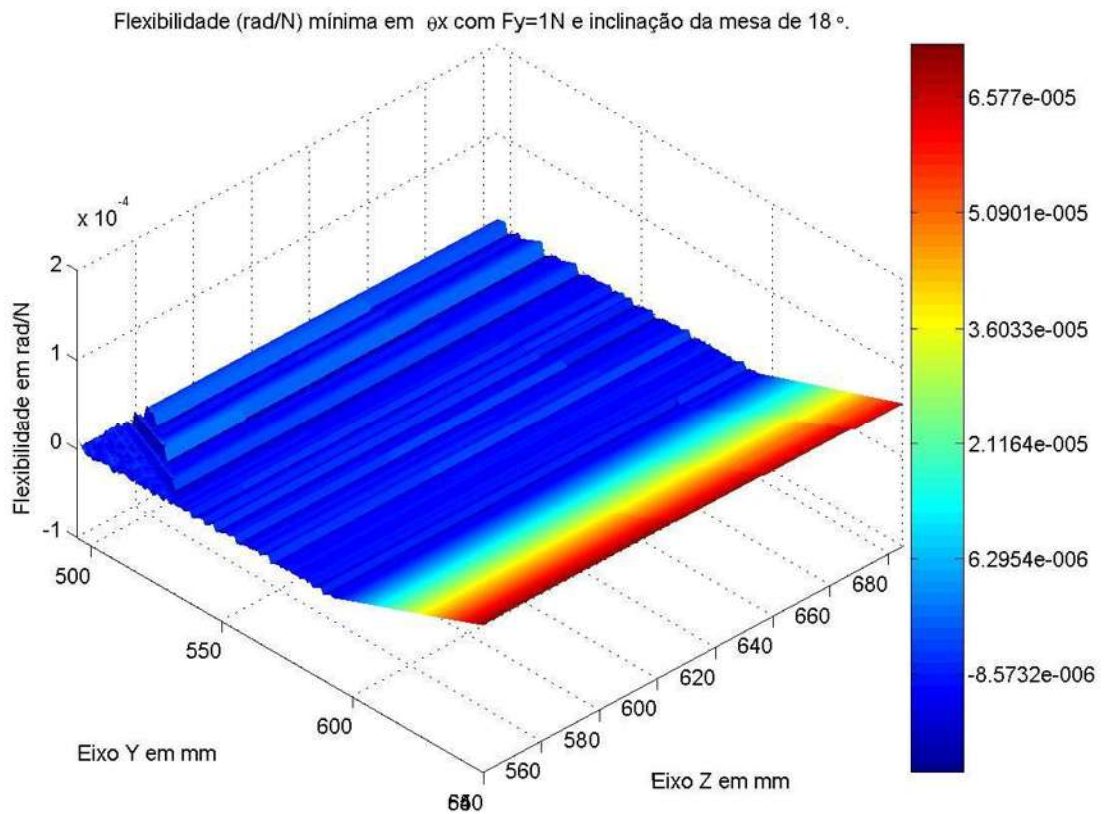


Figura 187 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

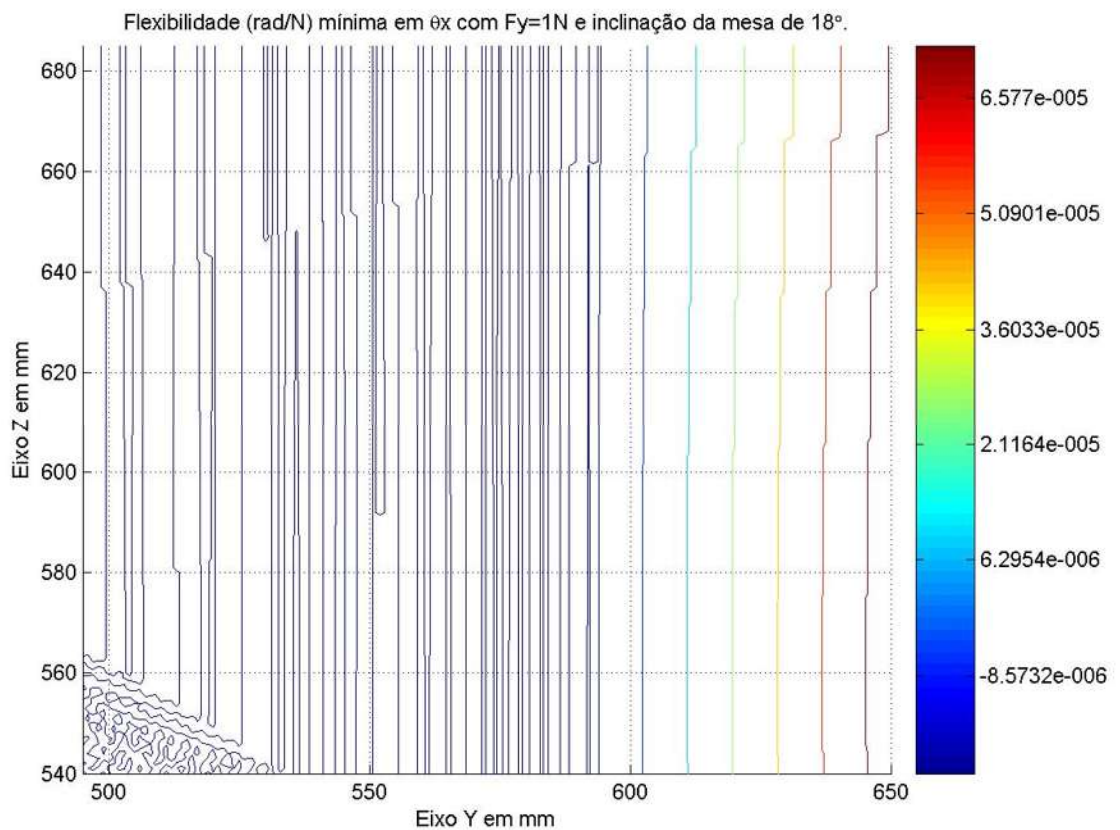


Figura 188 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .



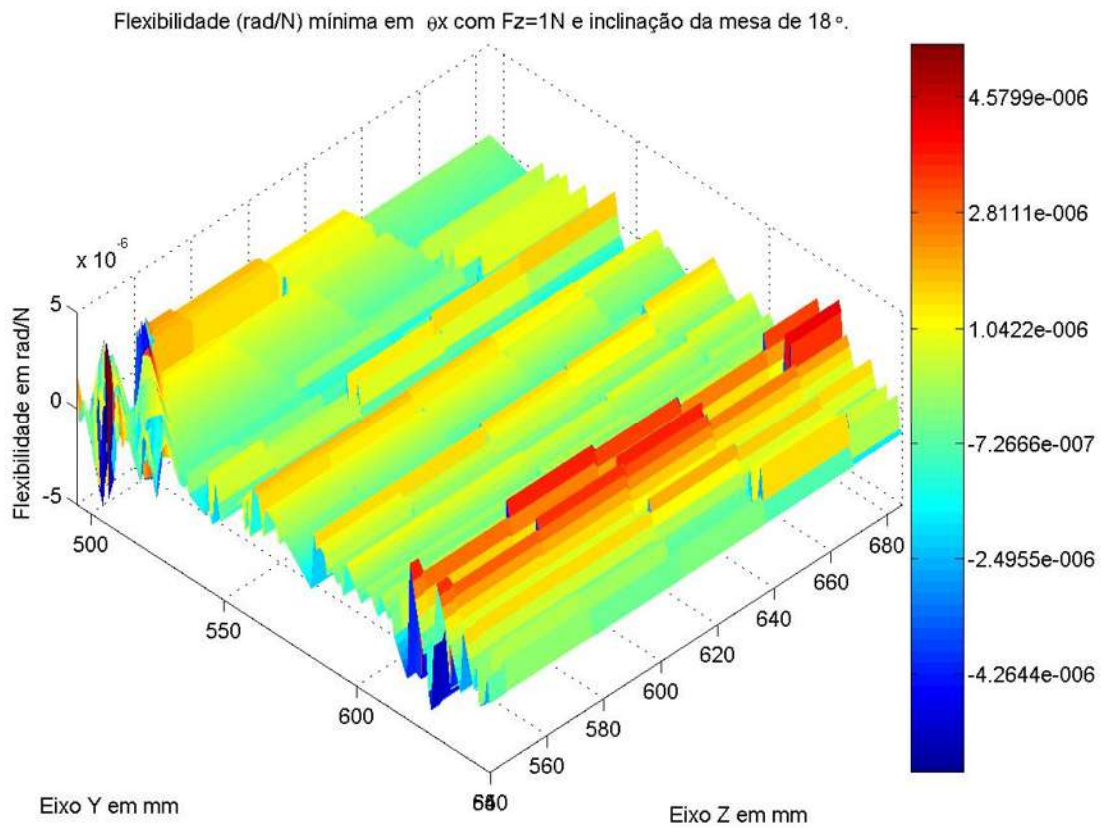


Figura 189 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

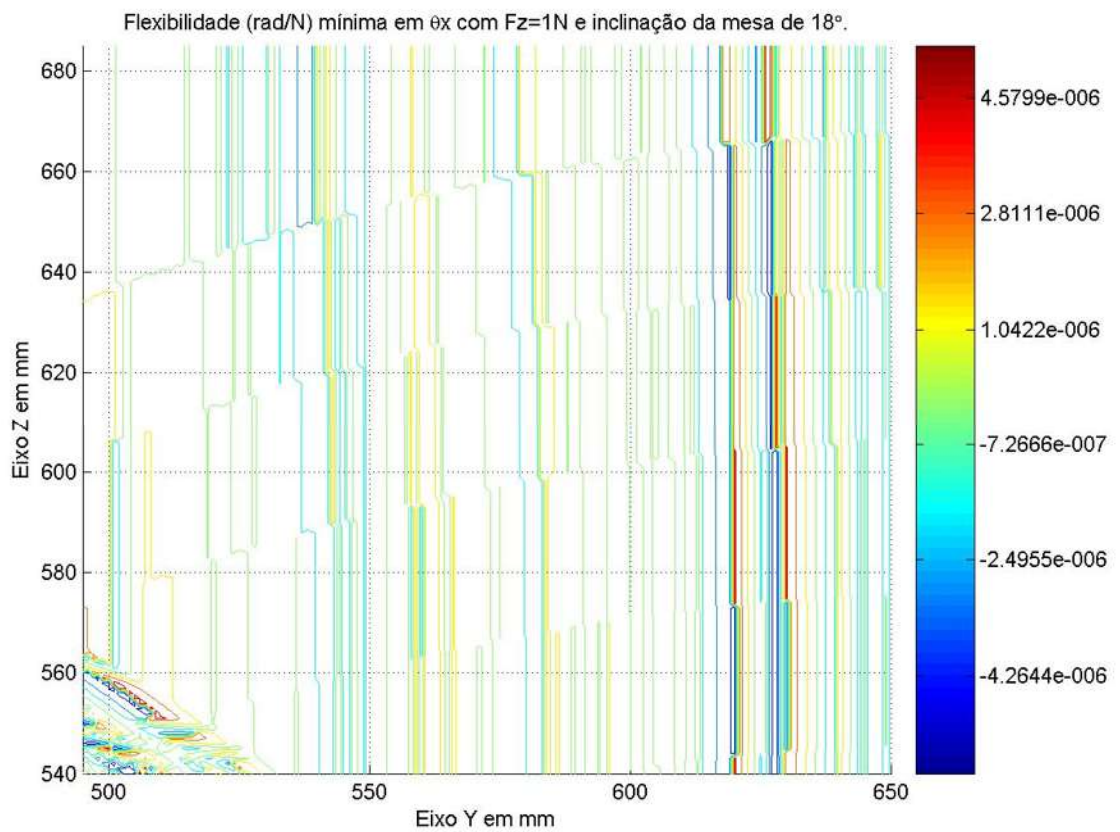


Figura 190 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$  com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

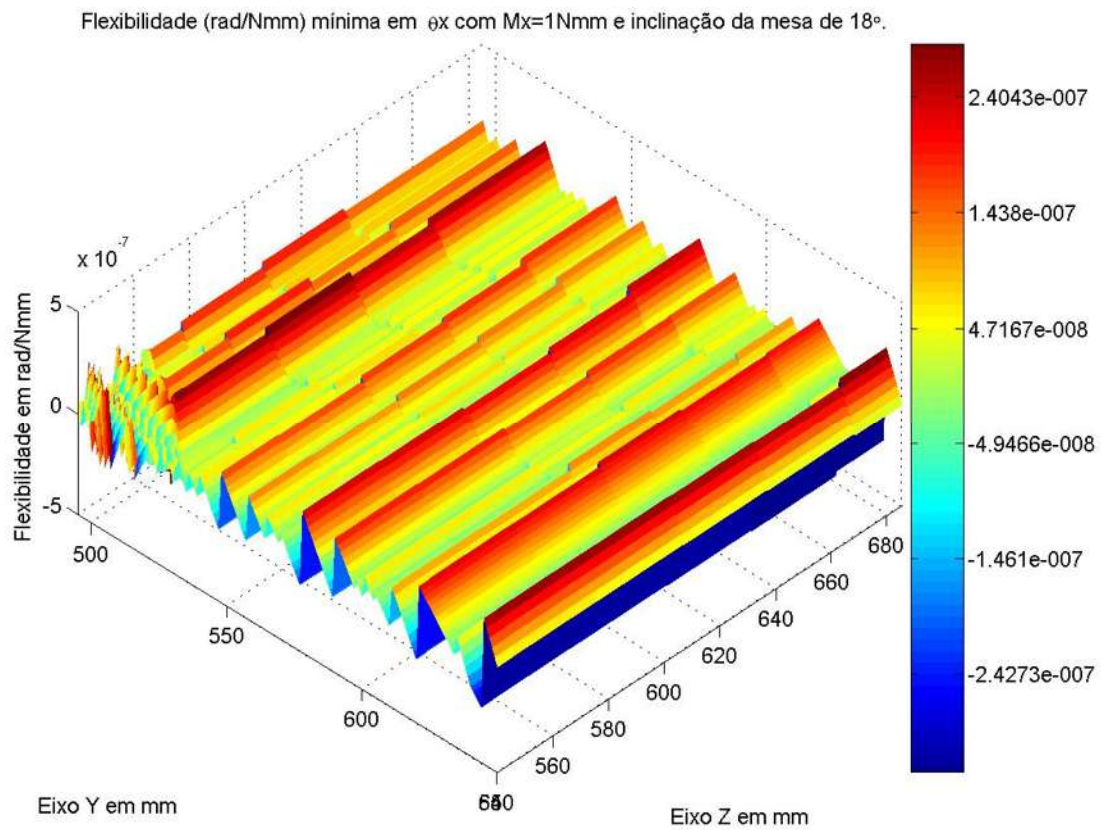


Figura 191 - Flexibilidade mínima em  $\theta_x$  (rad/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

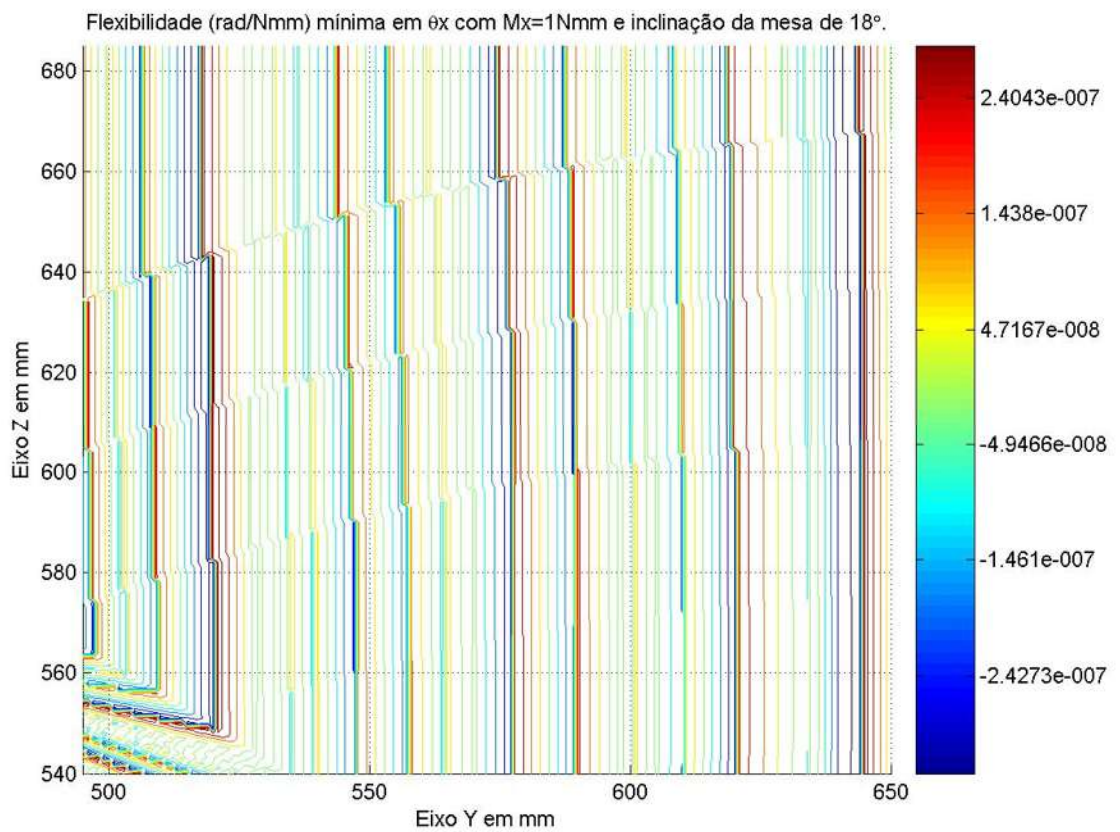


Figura 192 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em  $\theta_x$ ,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .



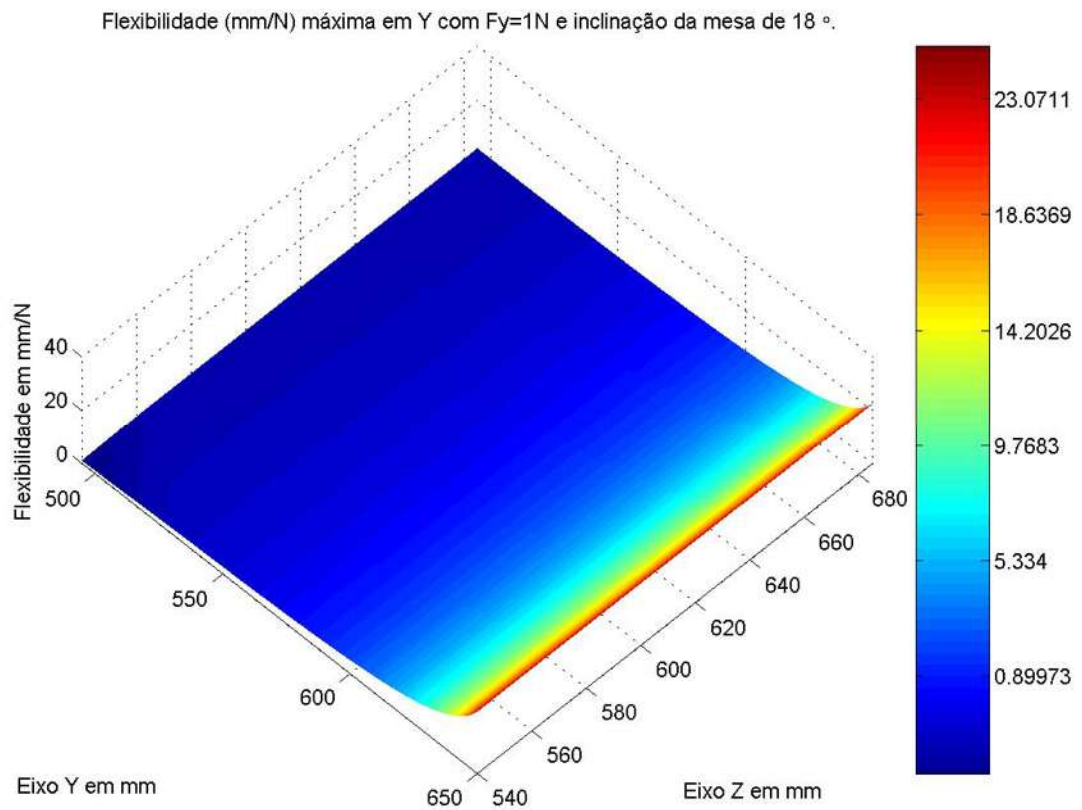


Figura 193 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

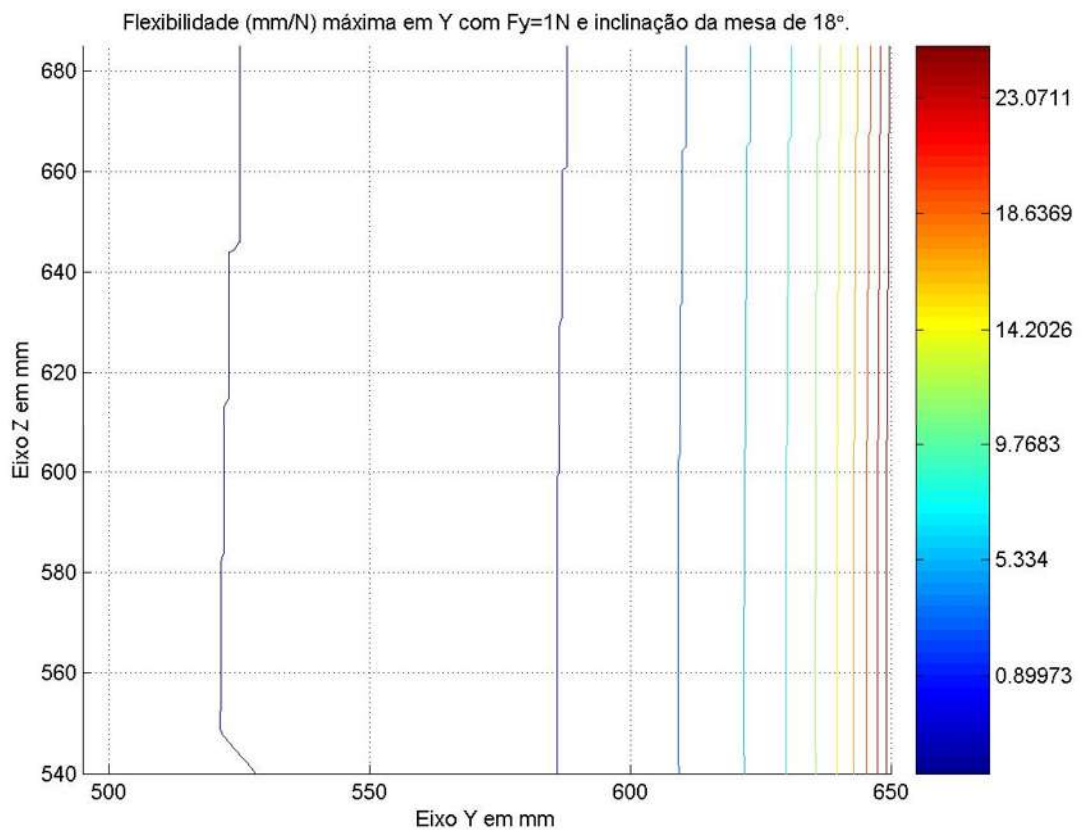


Figura 194 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

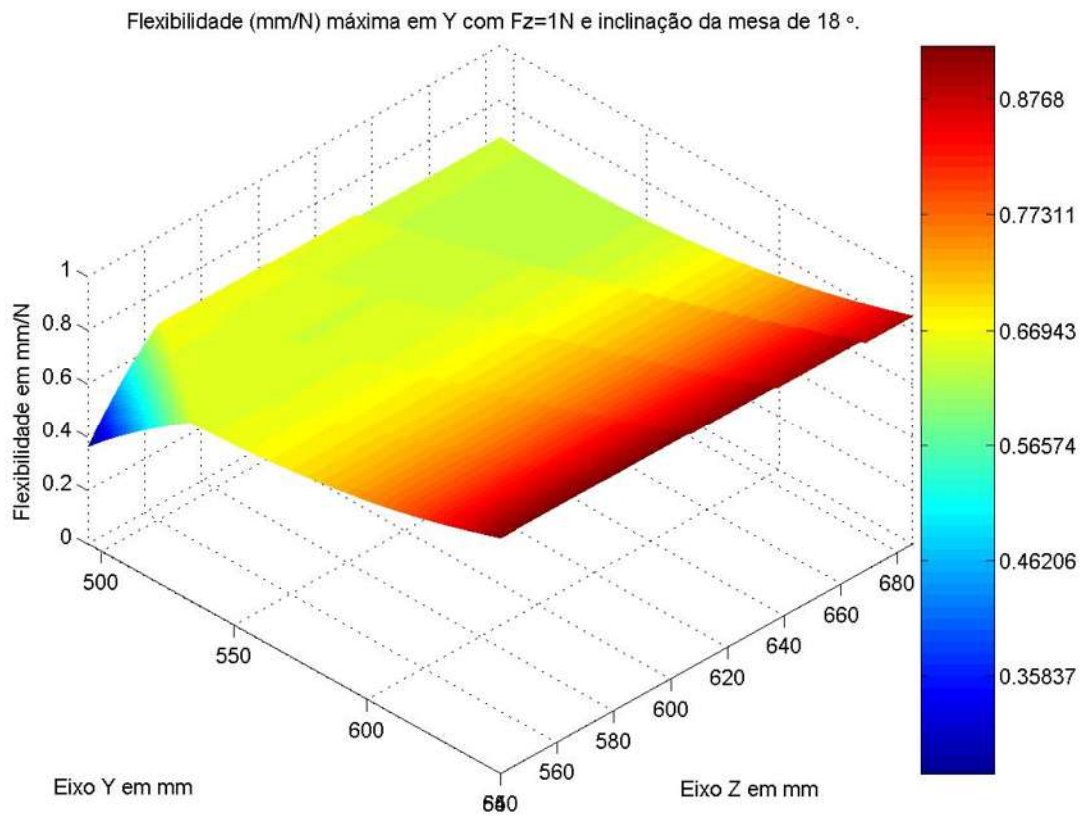


Figura 195 - Flexibilidade máxima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

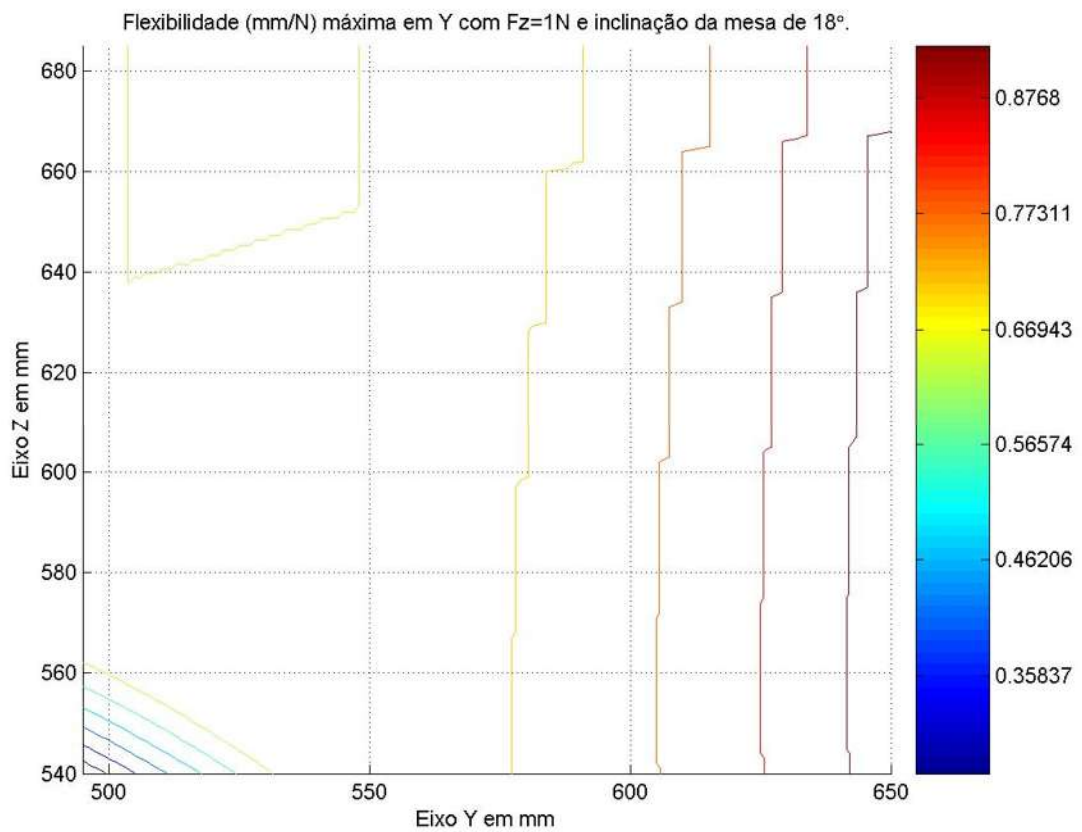


Figura 196 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

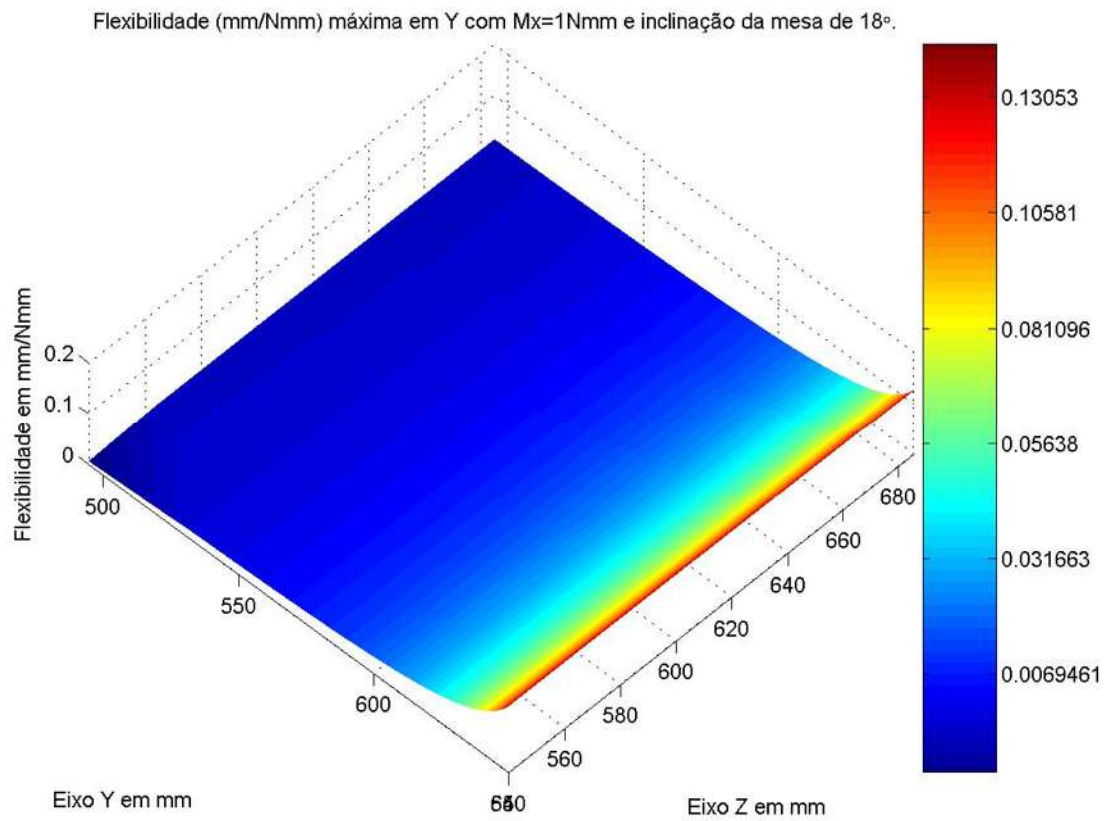


Figura 197 - Flexibilidade máxima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

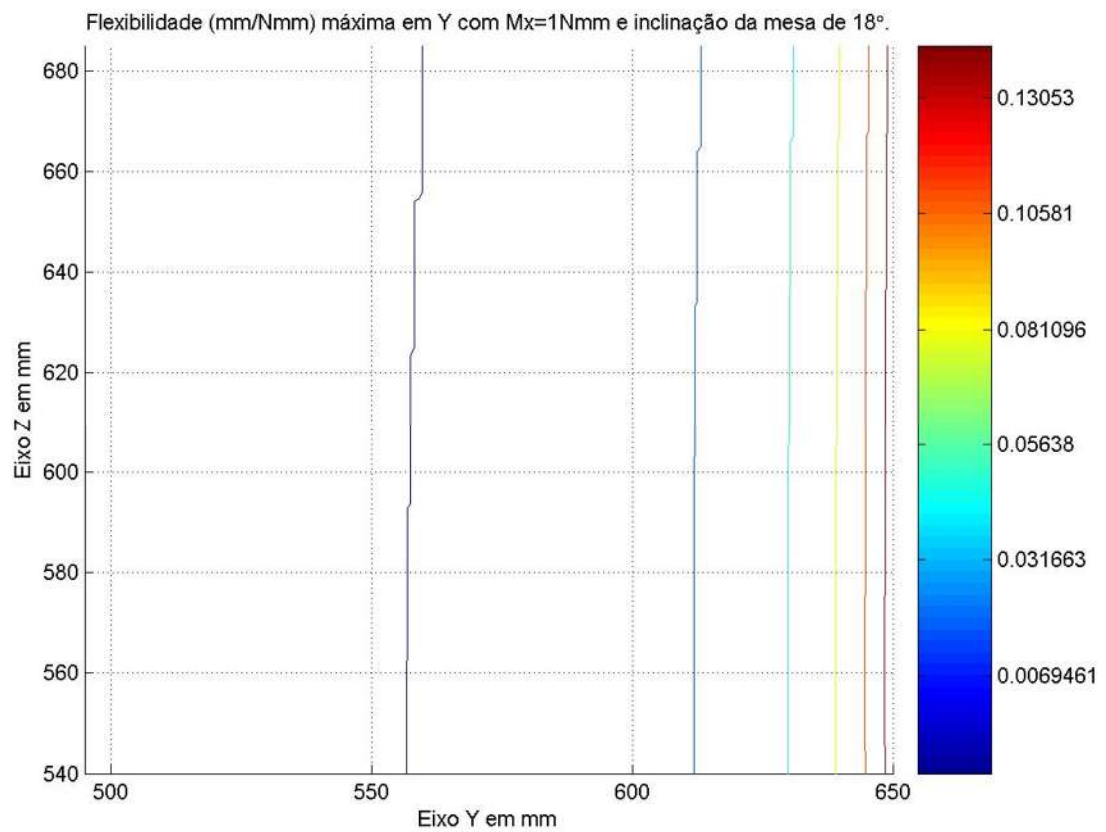


Figura 198 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

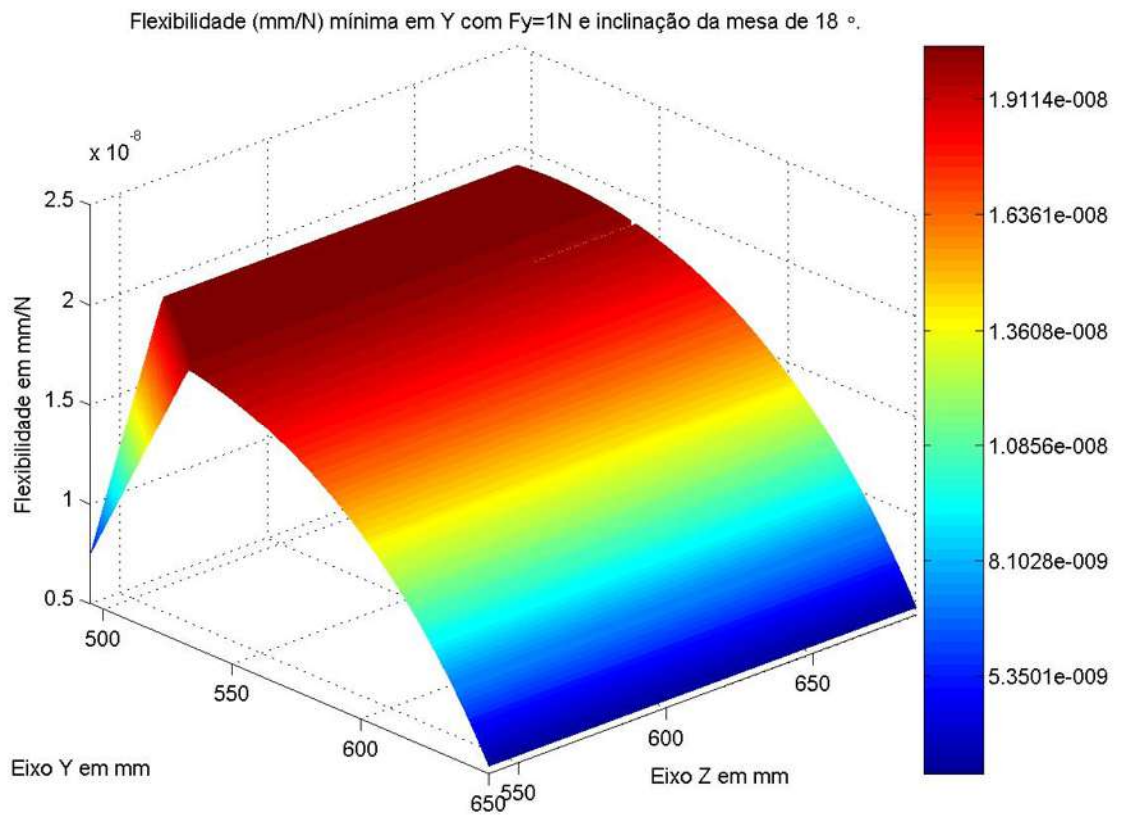


Figura 199 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

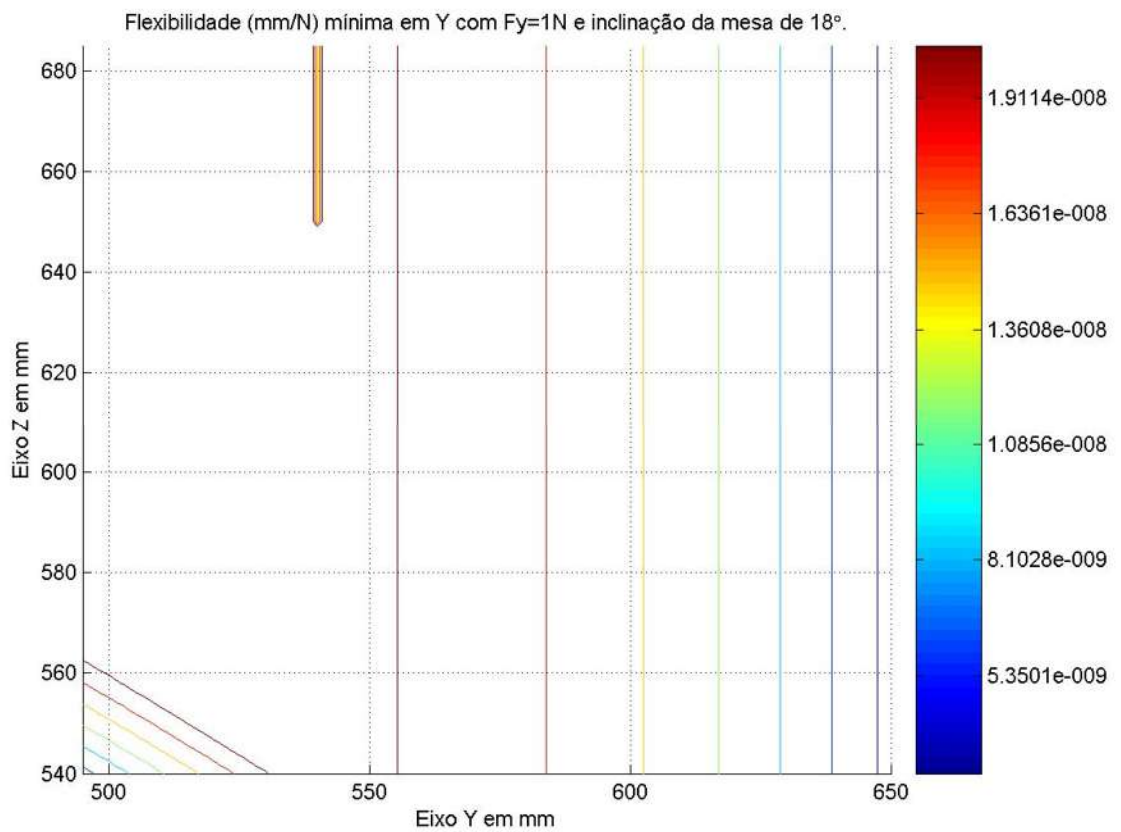


Figura 200 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .



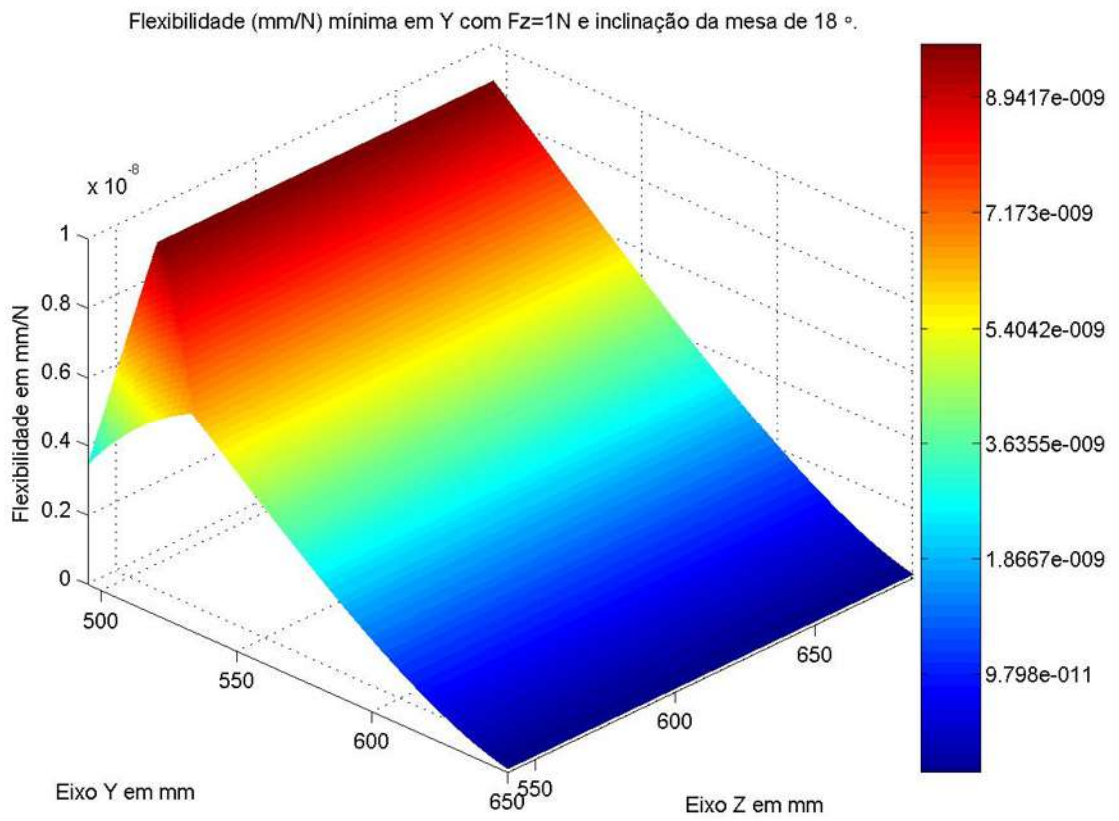


Figura 201 - Flexibilidade mínima em Y (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

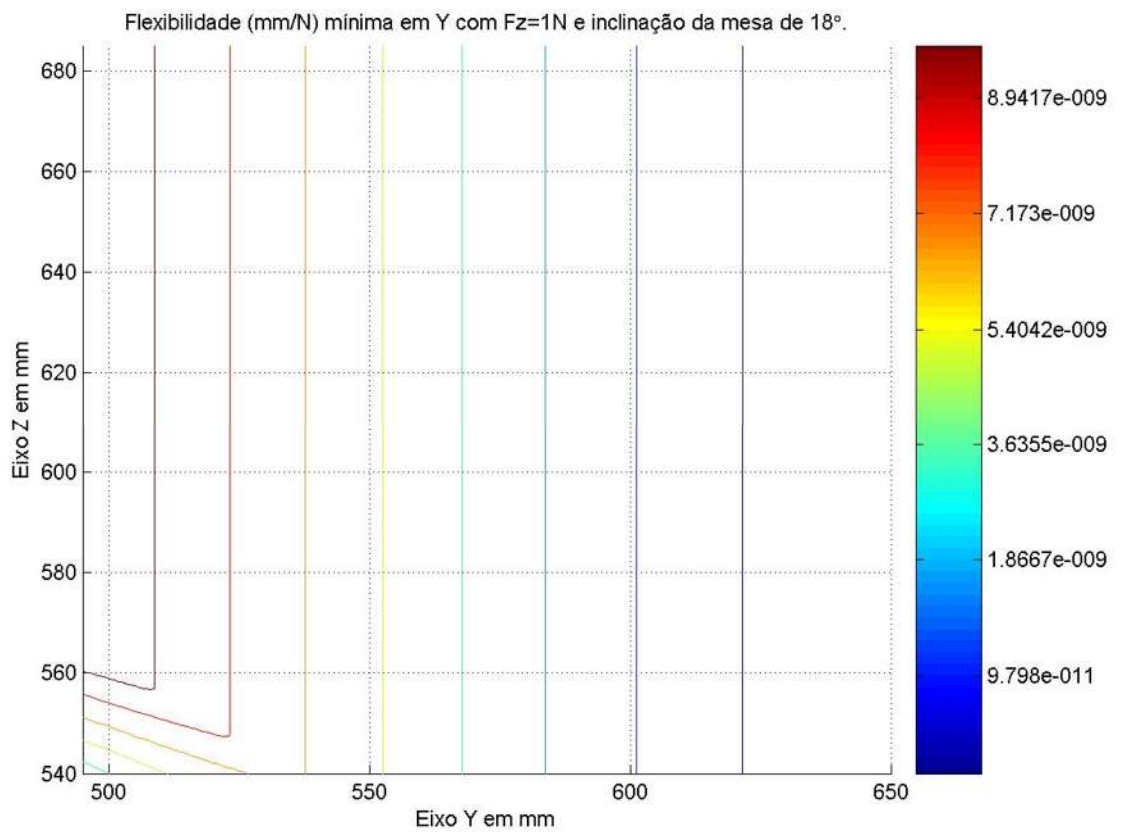


Figura 202 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

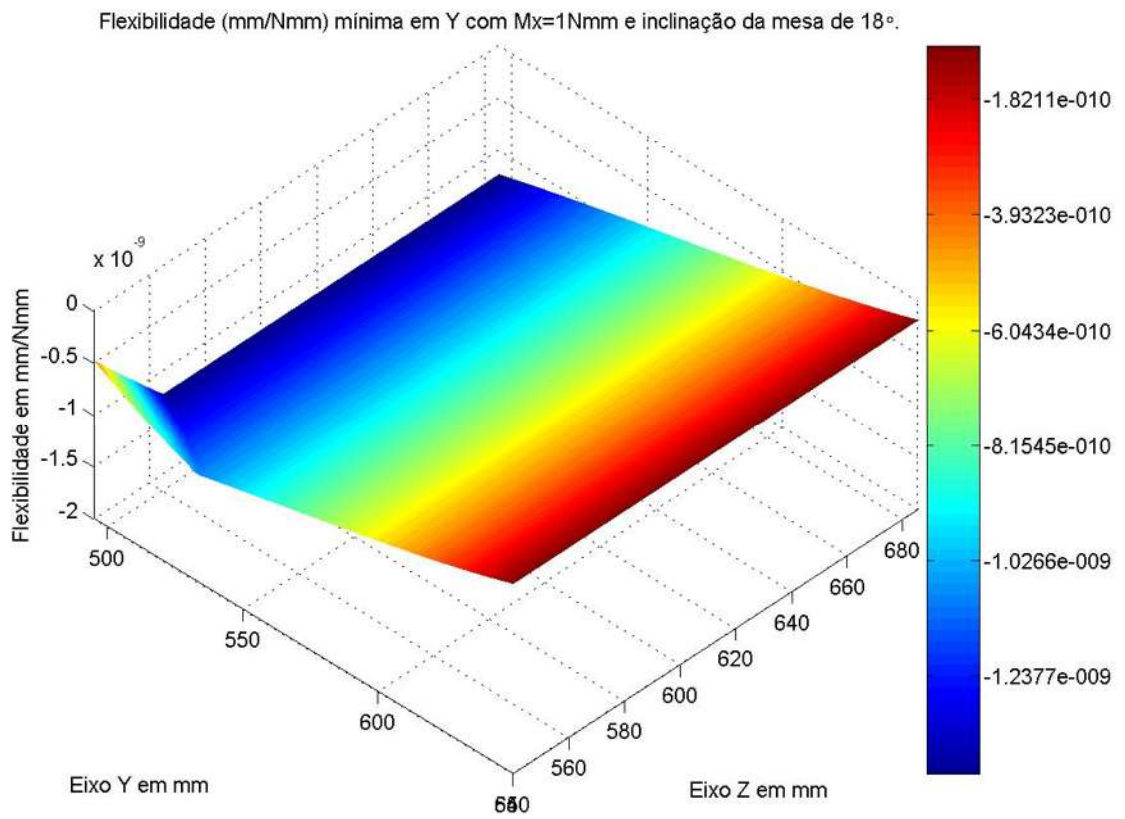


Figura 203 - Flexibilidade mínima em Y (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

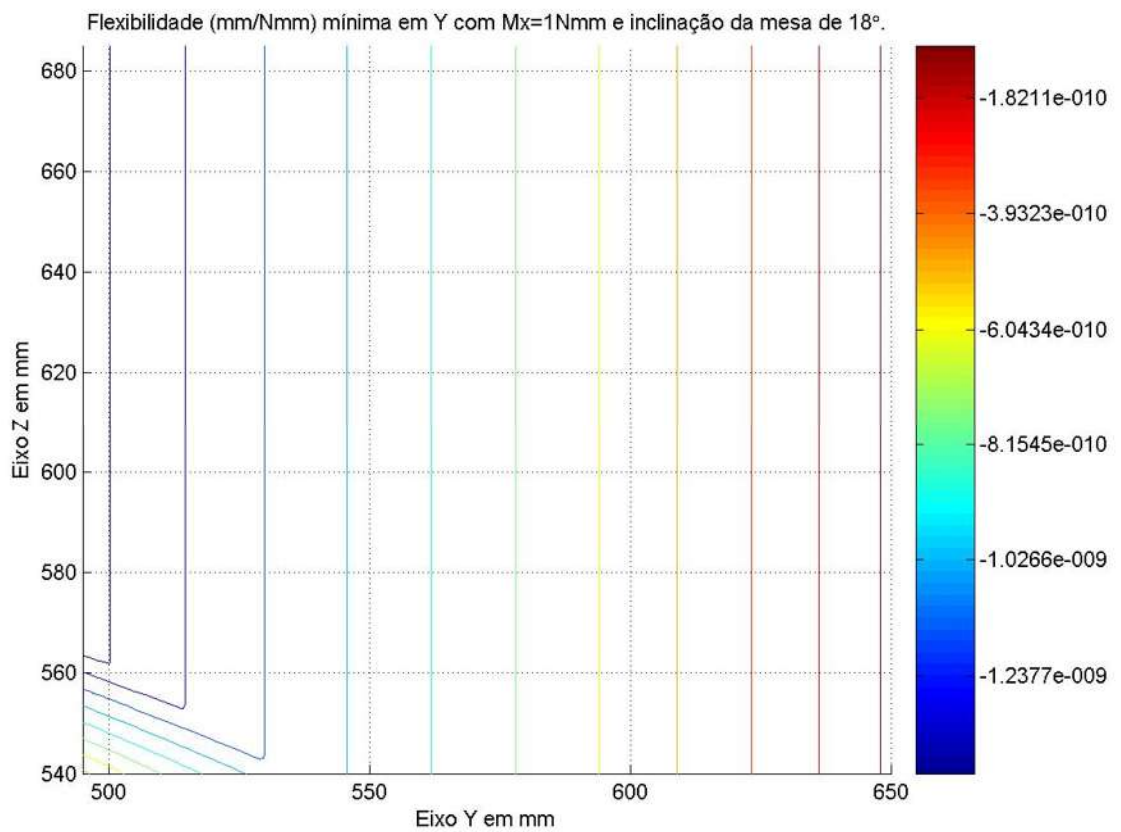


Figura 204 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Y,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .



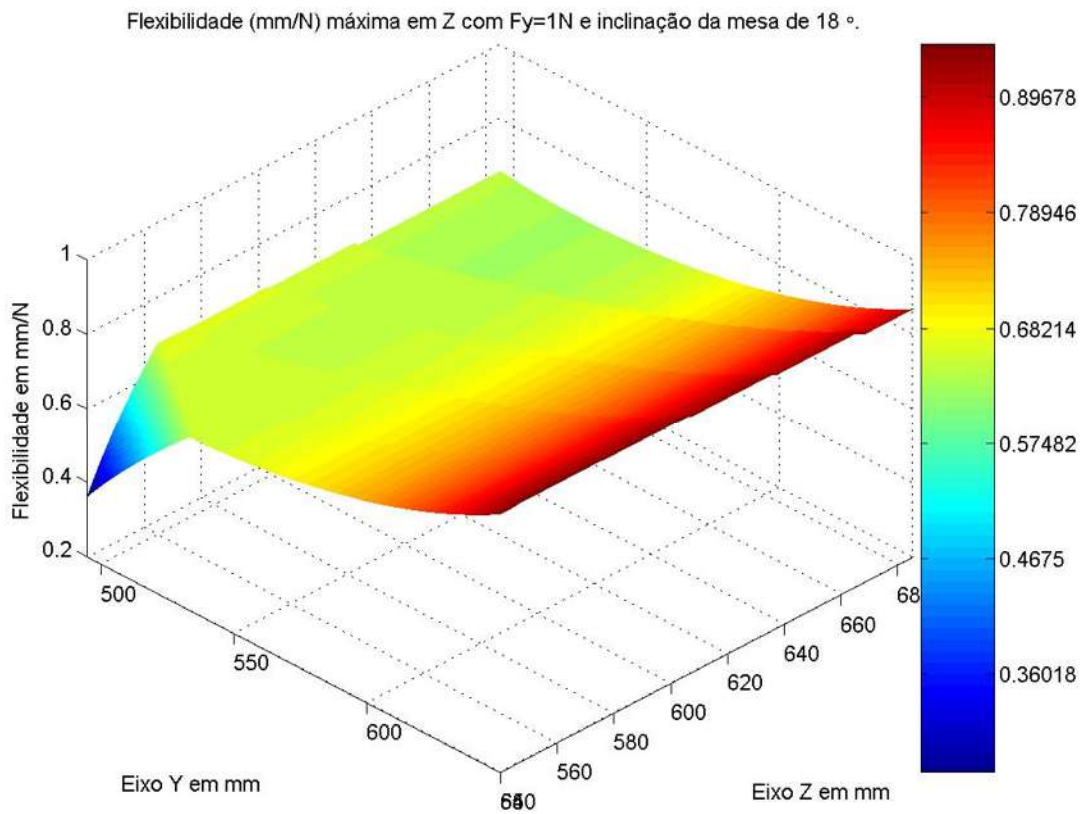


Figura 205 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

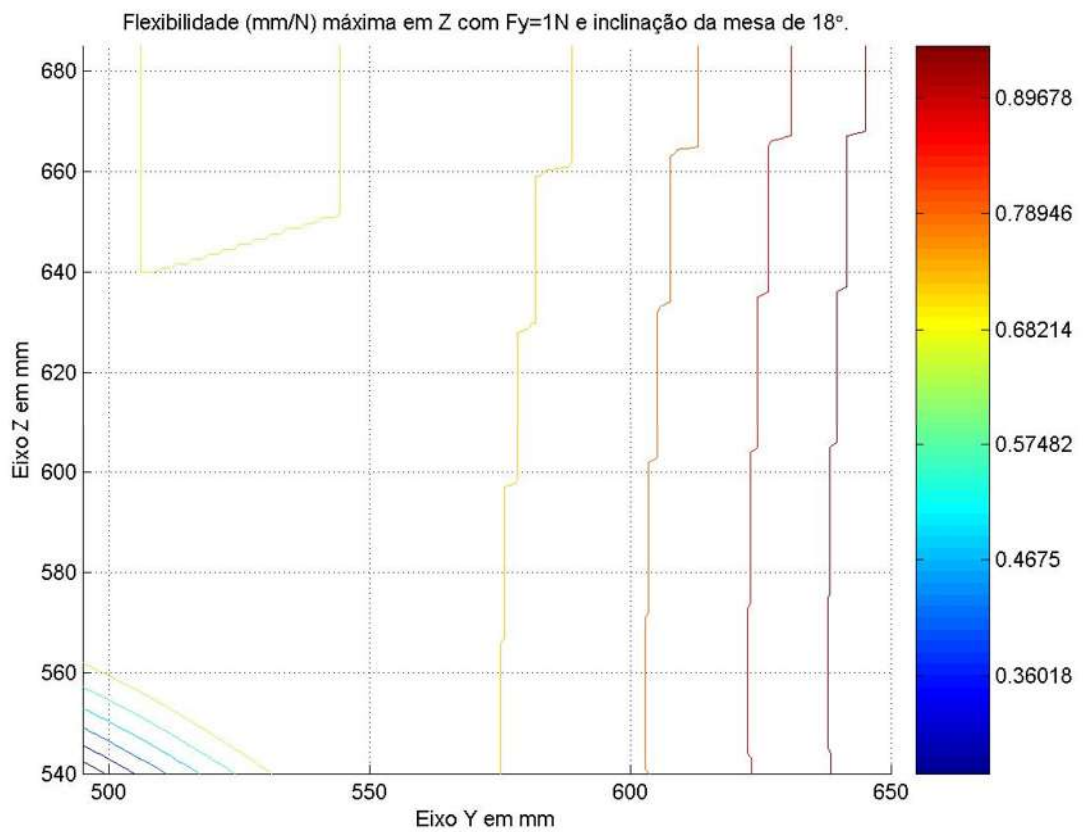


Figura 206 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_y=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

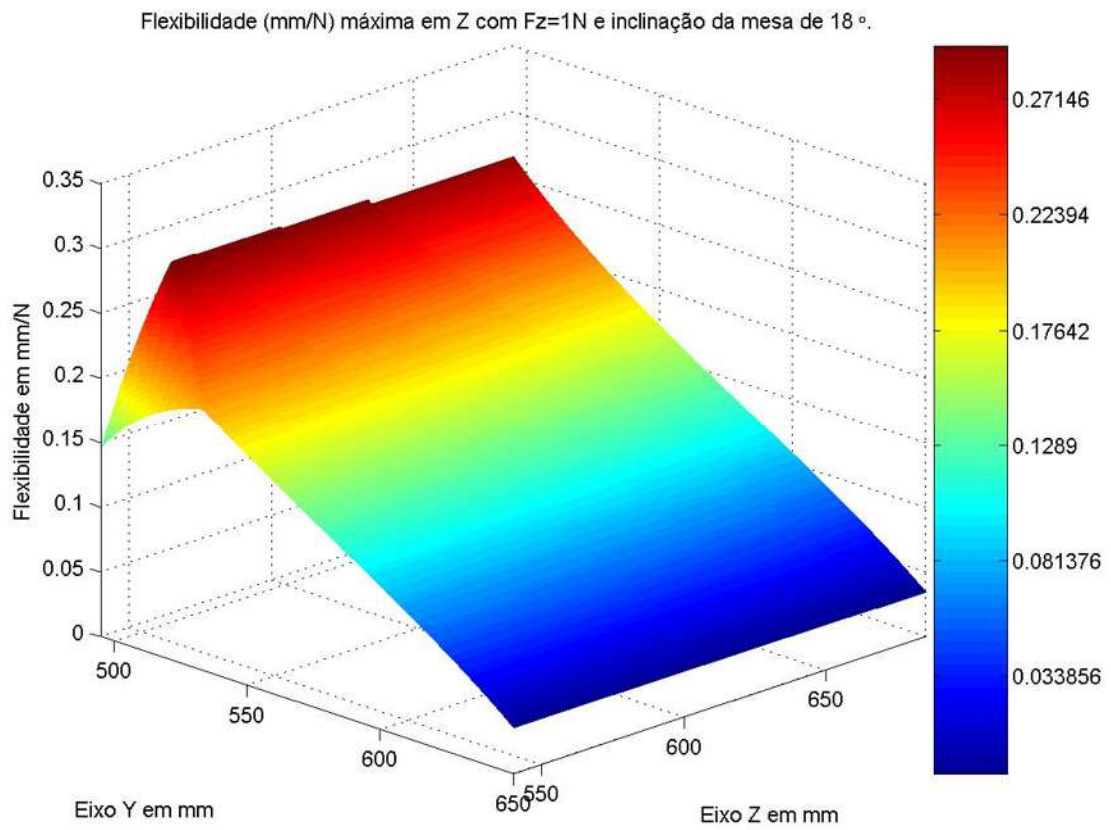


Figura 207 - Flexibilidade máxima em Z (mm/N) com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

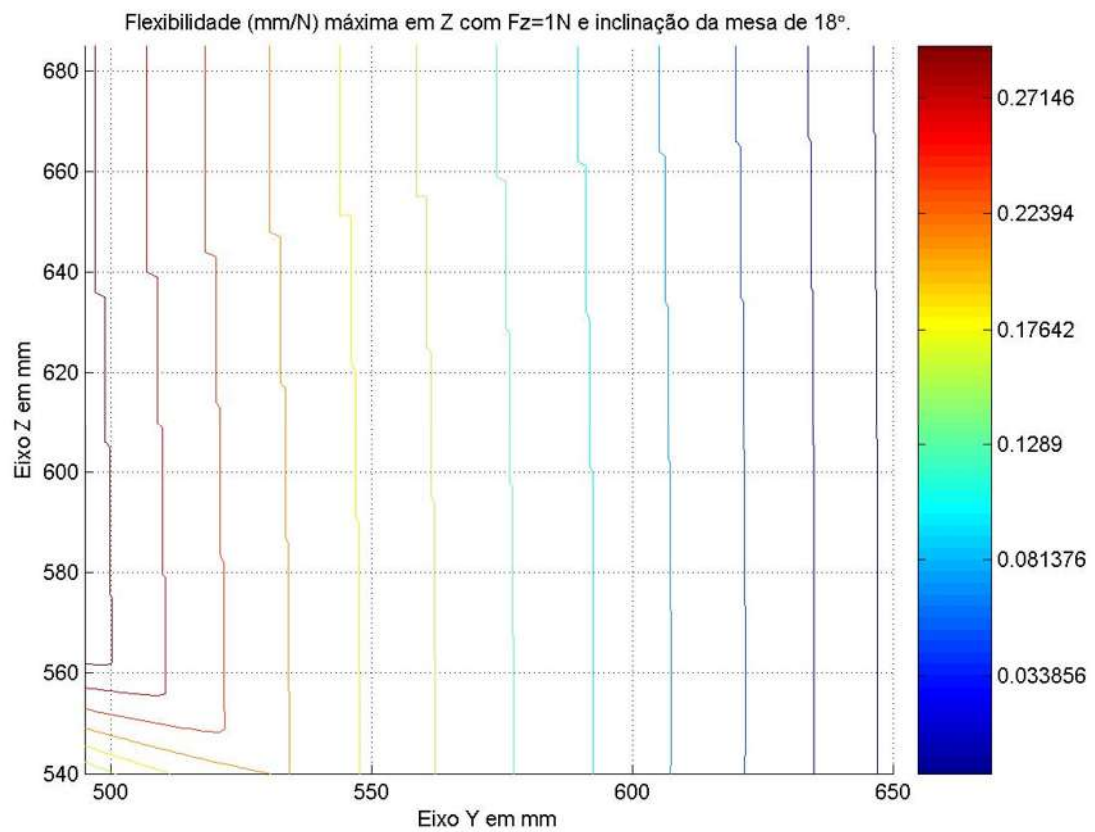


Figura 208 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z com  $F_z=1\text{N}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

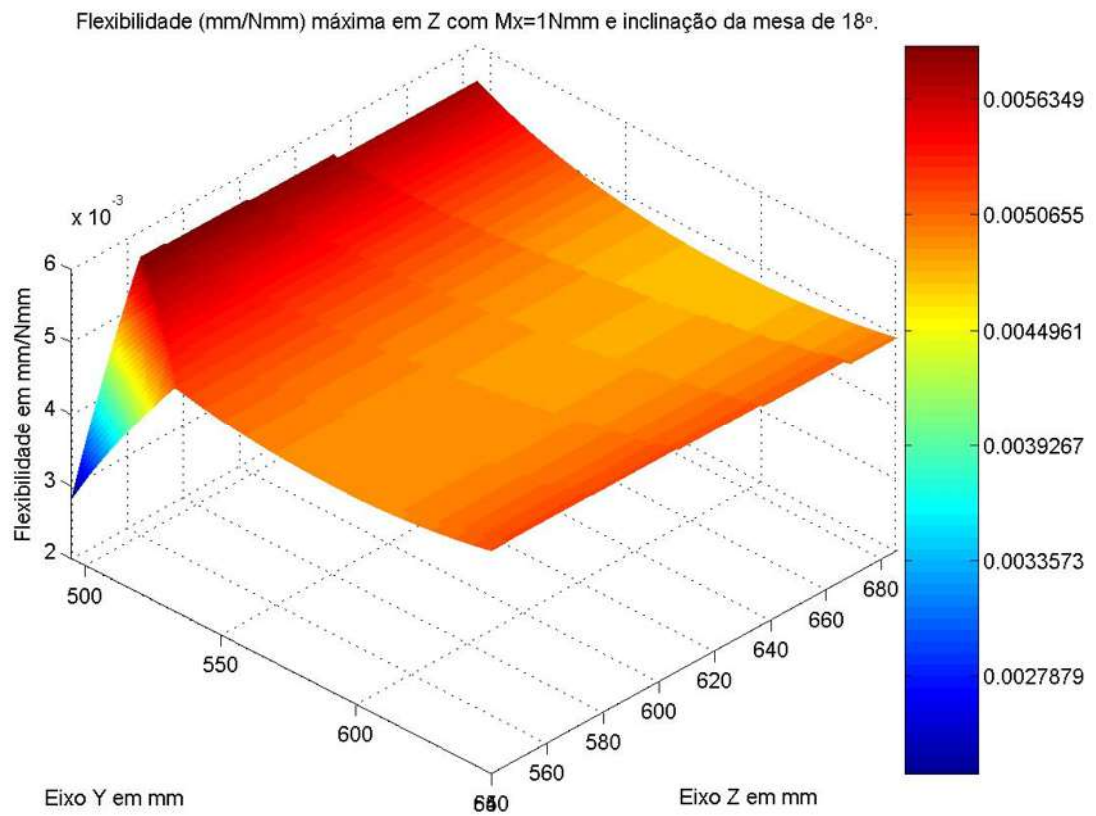


Figura 209 - Flexibilidade máxima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

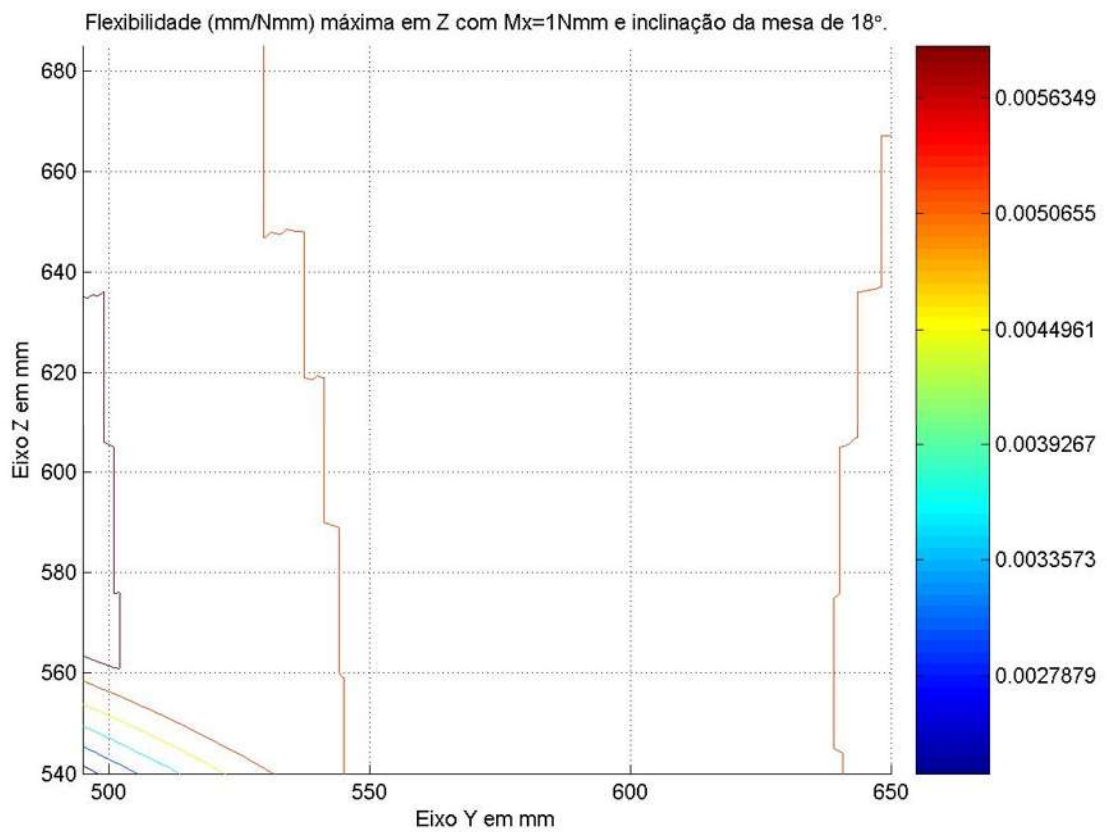


Figura 210 - Curvas de nível da flexibilidade máxima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

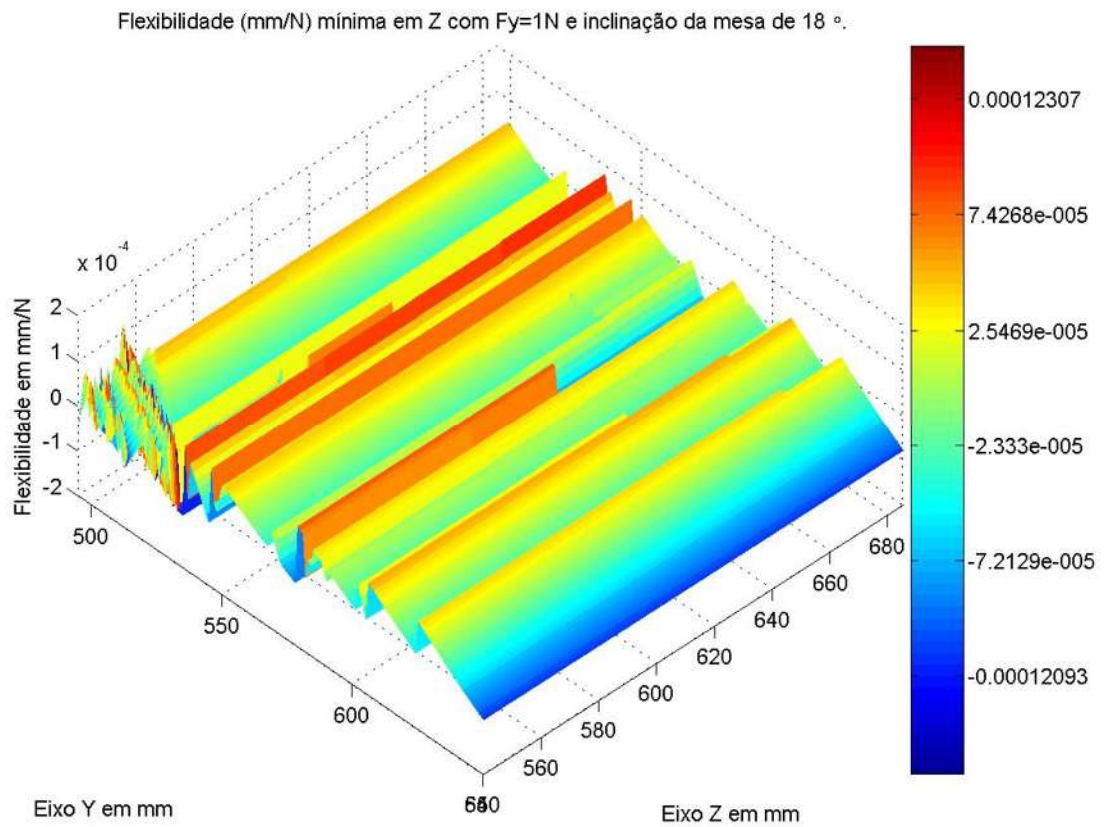


Figura 211 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

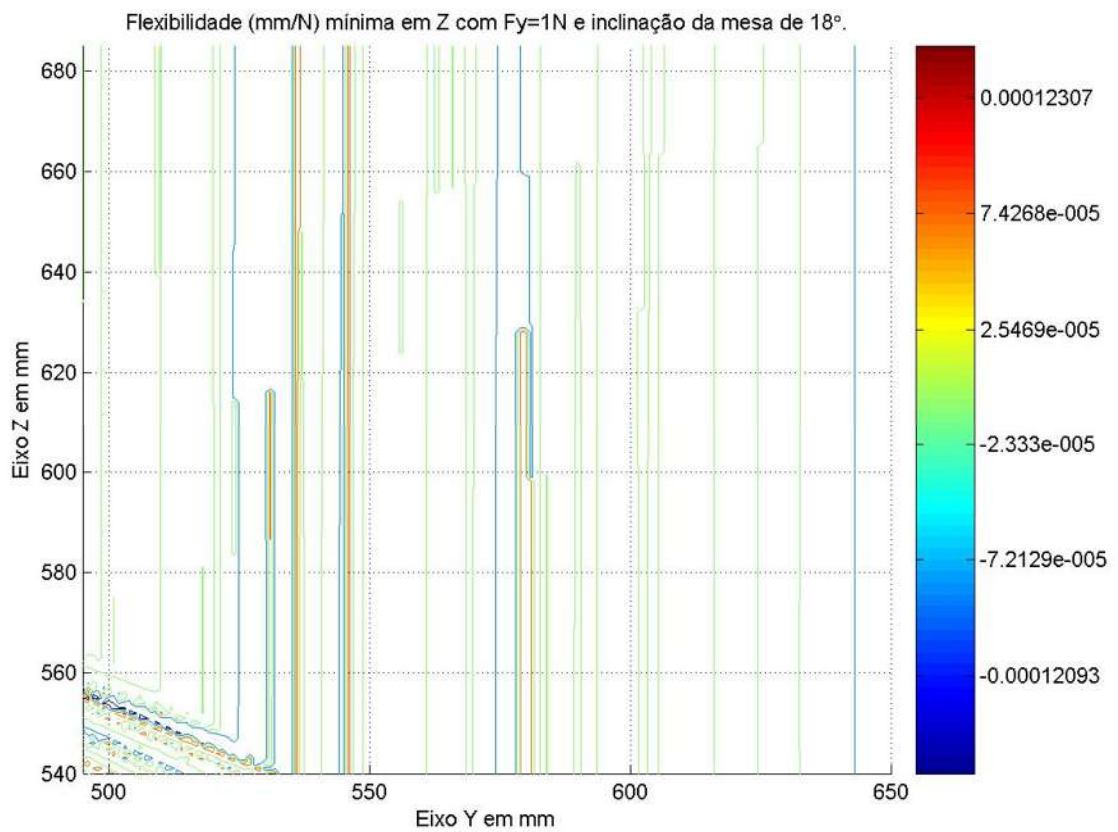


Figura 212 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_y=1N$  e  $\theta_G=18^\circ$ .



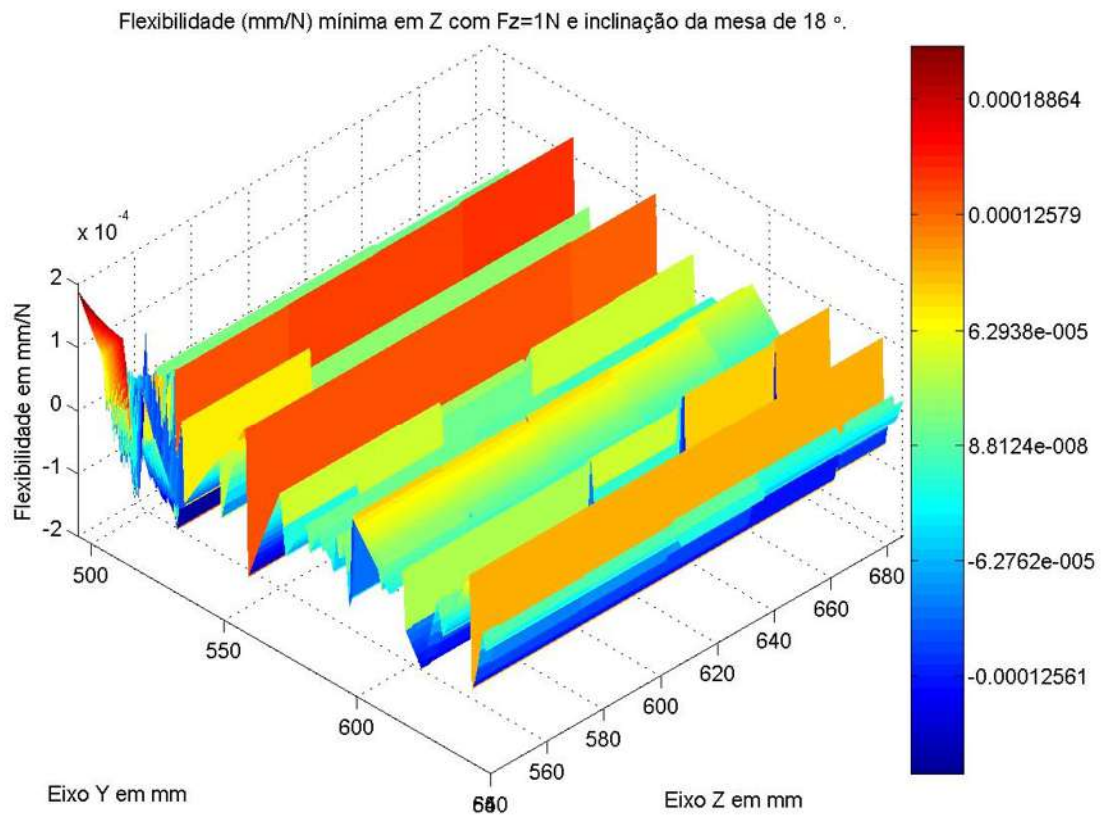


Figura 213 - Flexibilidade mínima em Z (mm/N) com  $F_z=1N$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

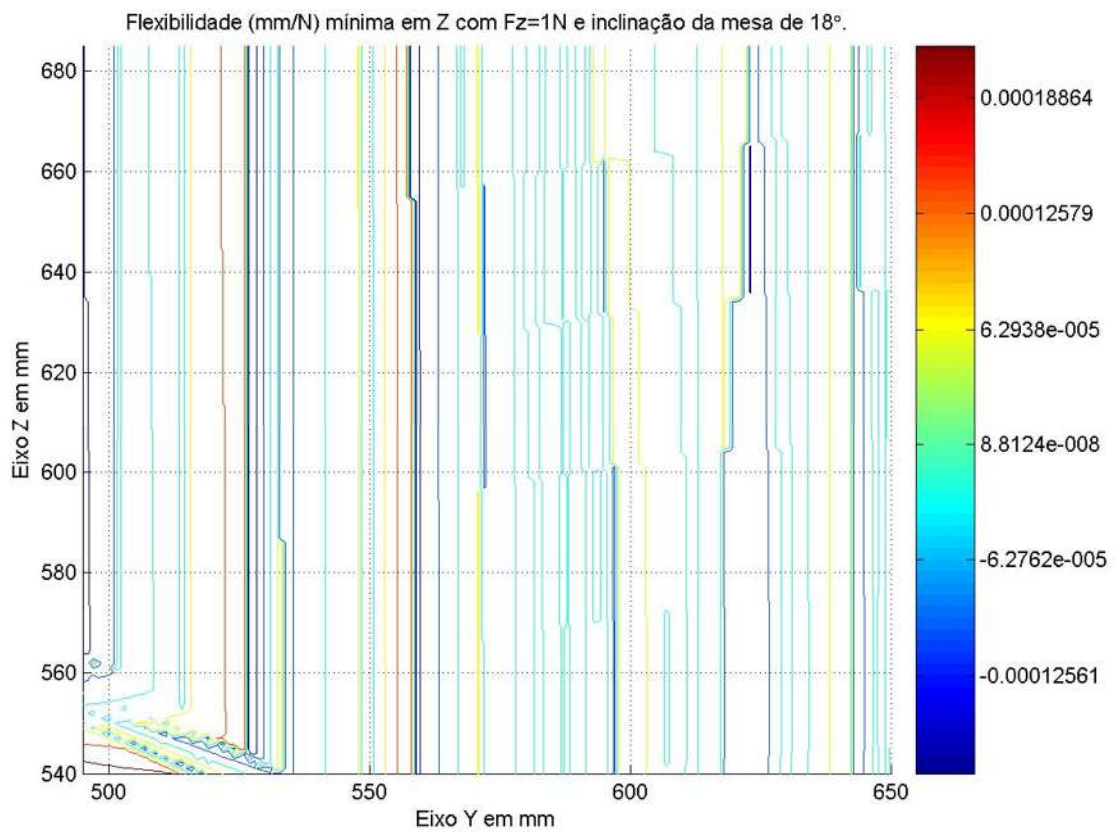


Figura 214 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z com  $F_z=1N$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

Flexibilidade (mm/Nmm) mínima em Z com  $M_x=1\text{Nmm}$  e inclinação da mesa de  $18^\circ$ .

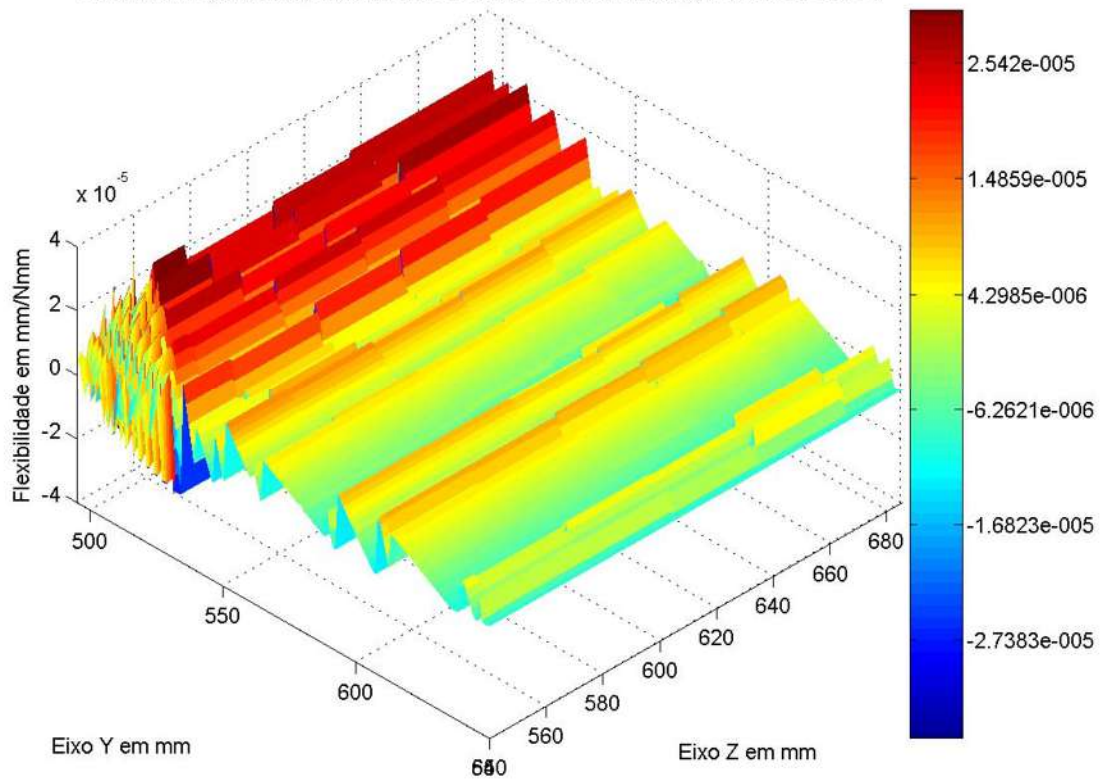


Figura 215 - Flexibilidade mínima em Z (mm/Nmm) com  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .

Flexibilidade (mm/Nmm) mínima em Z com  $M_x=1\text{Nmm}$  e inclinação da mesa de  $18^\circ$ .

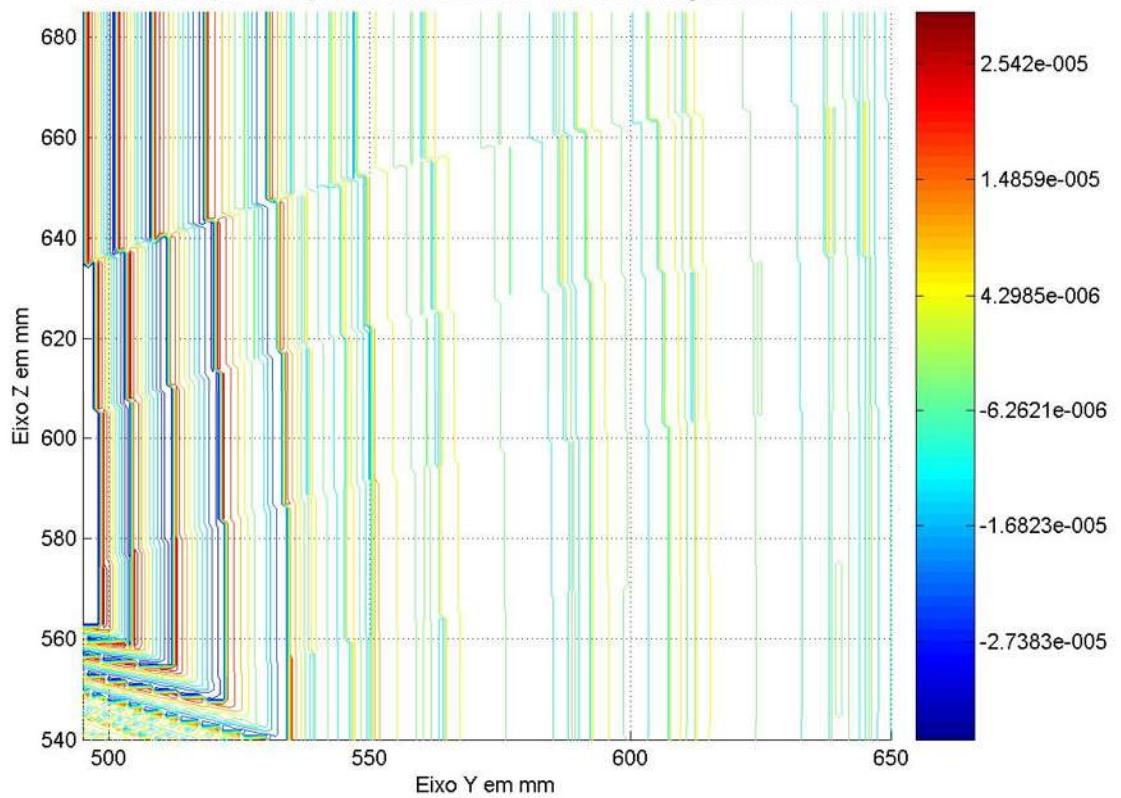


Figura 216 - Curvas de nível da flexibilidade mínima em Z,  $M_x=1\text{Nmm}$  e  $\theta_G=18^\circ$ .



### 4.3 Apresentação das distribuições da 1ª freqüência natural nos espaços de trabalho com orientação constante

A seguir encontram-se as distribuições da 1ª freqüência natural sobre os espaços de trabalho com orientação constante de  $-18^\circ$ ,  $-9^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $9^\circ$  e  $18^\circ$  nas áreas selecionadas para o uso da máquina-ferramenta Tetraglide.

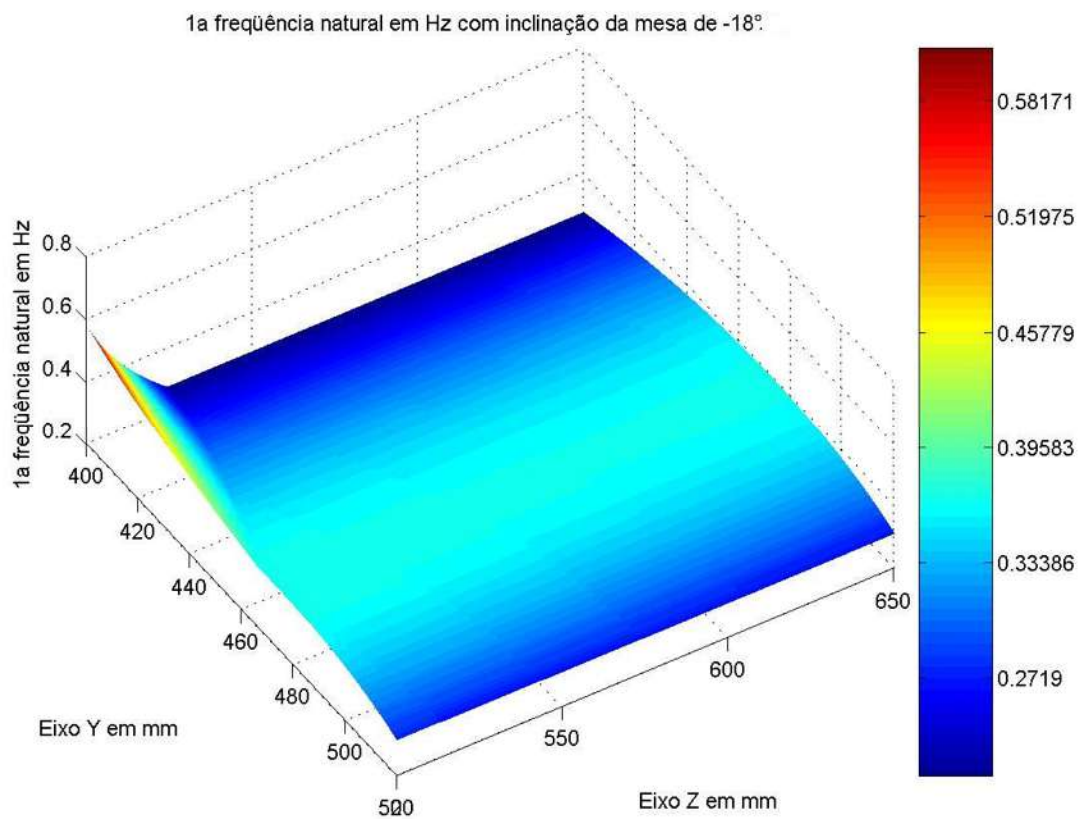


Figura 217 - Distribuição da 1ª freqüência natural com  $\theta_G = -18^\circ$ .

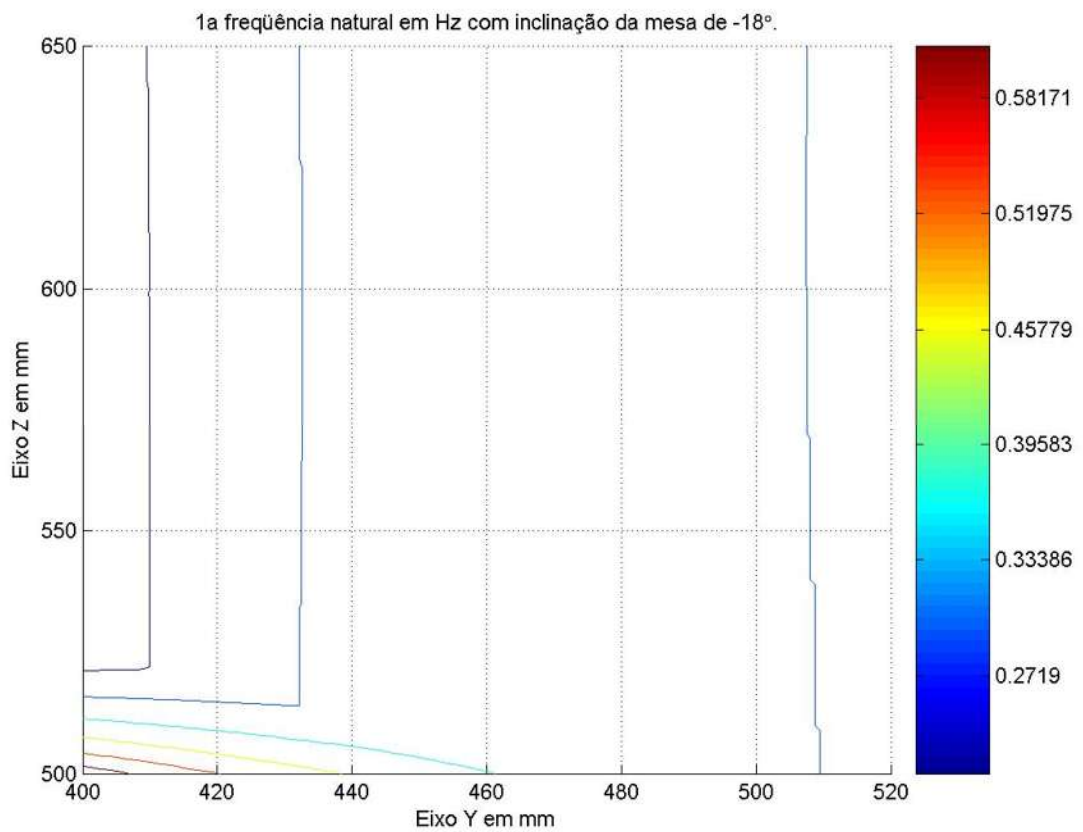


Figura 218 - Curvas de nível da 1ª frequência natural com  $\theta_G = -18^\circ$ .

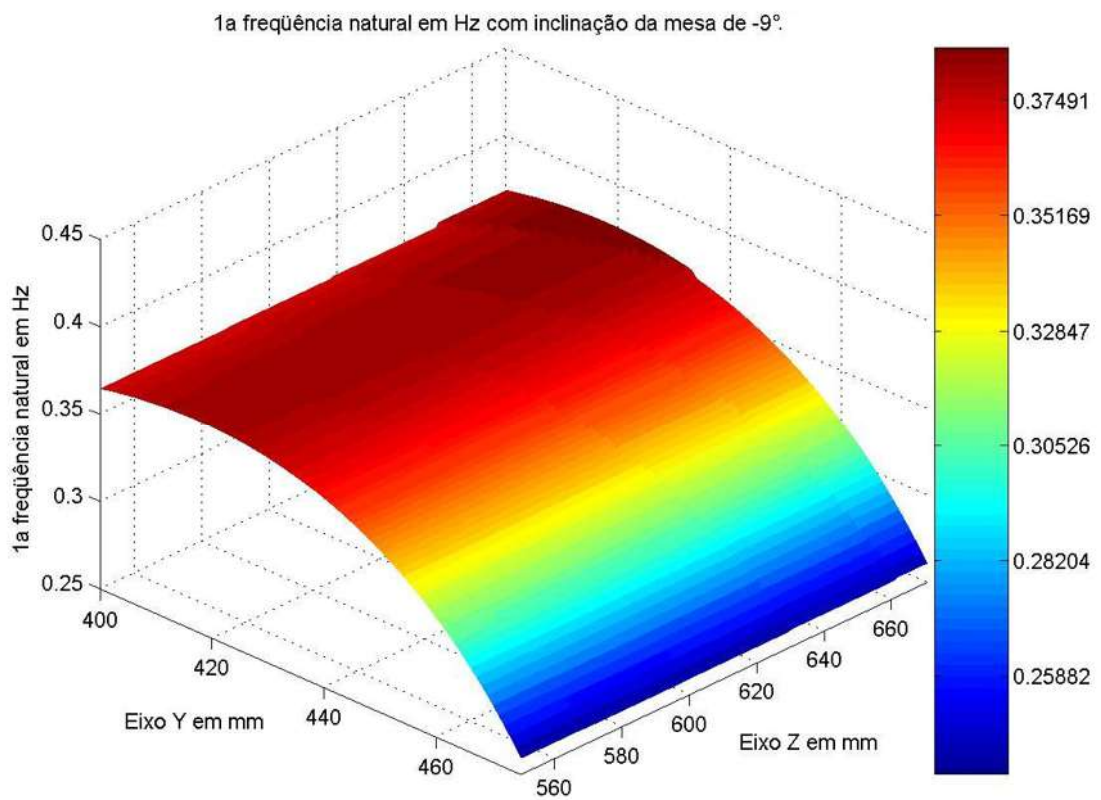


Figura 219 - Distribuição da 1ª frequência natural com  $\theta_G = -9^\circ$ .

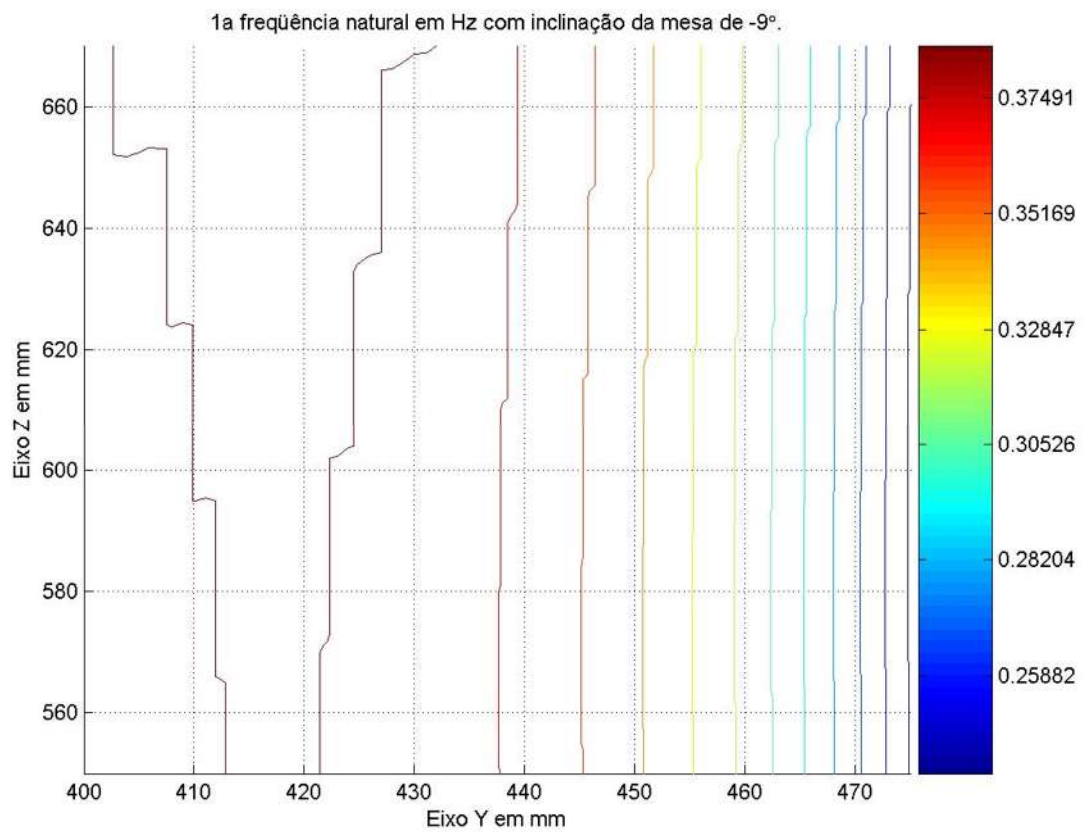


Figura 220 - Curvas de nível da 1ª frequência natural com  $\theta_G = -9^\circ$ .

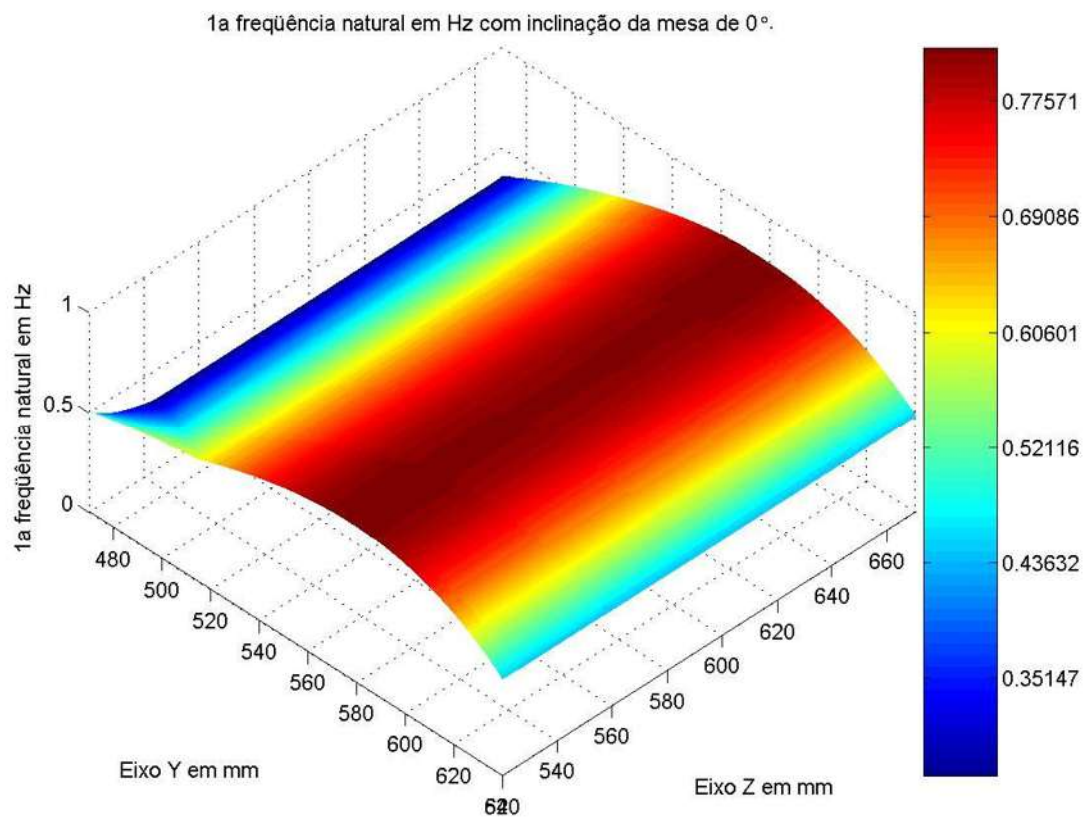


Figura 221 - Distribuição da 1ª frequência natural com  $\theta_G = 0^\circ$ .

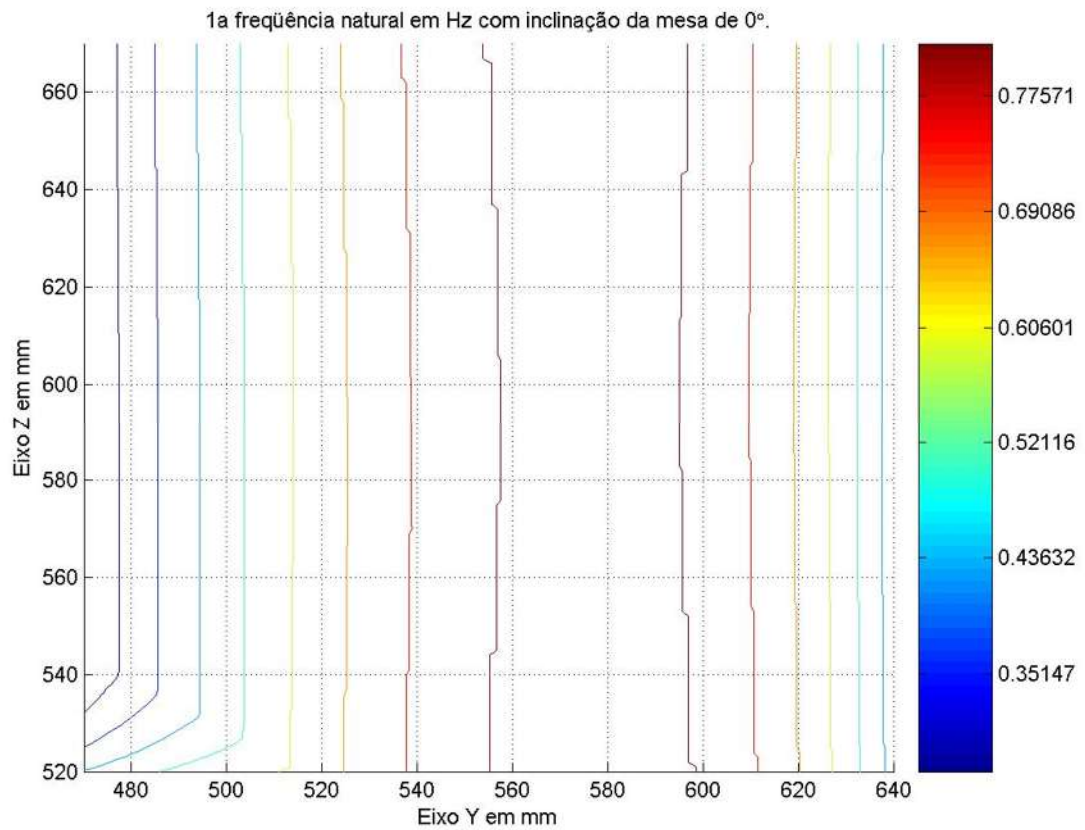


Figura 222 - Curvas de nível da 1ª frequência natural com  $\theta_G = 0^\circ$ .

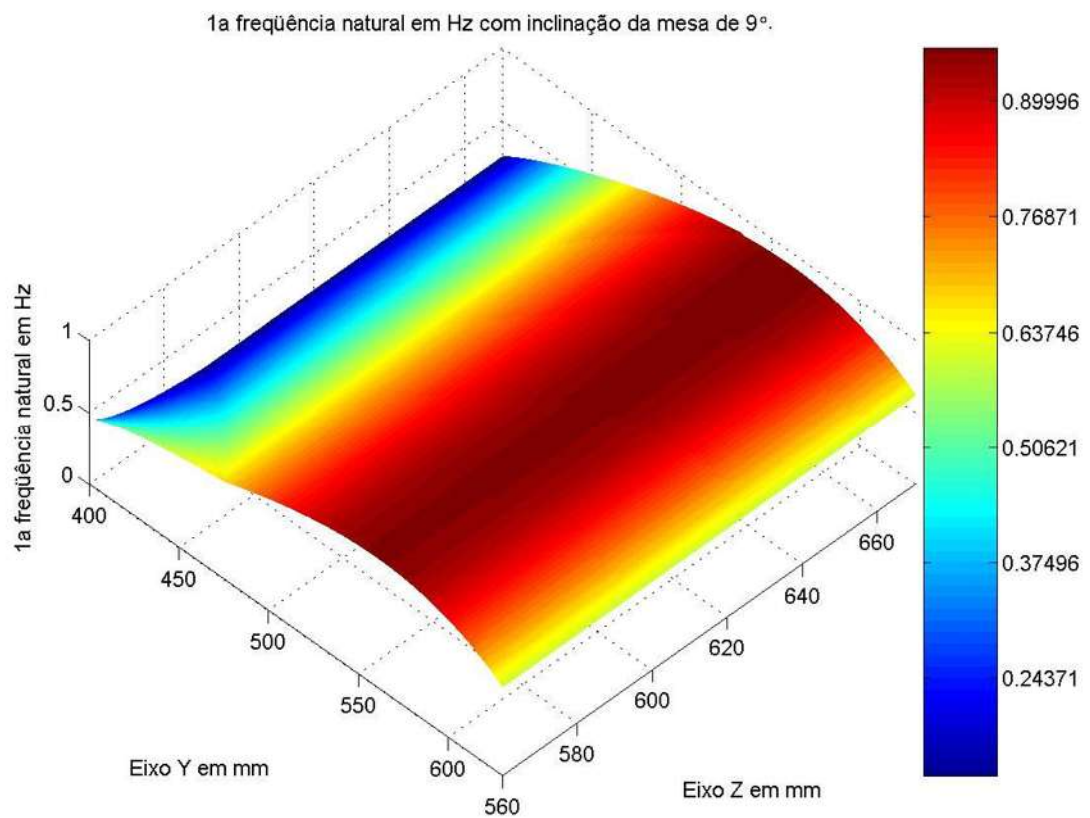


Figura 223 - Distribuição da 1ª frequência natural com  $\theta_G = 9^\circ$ .



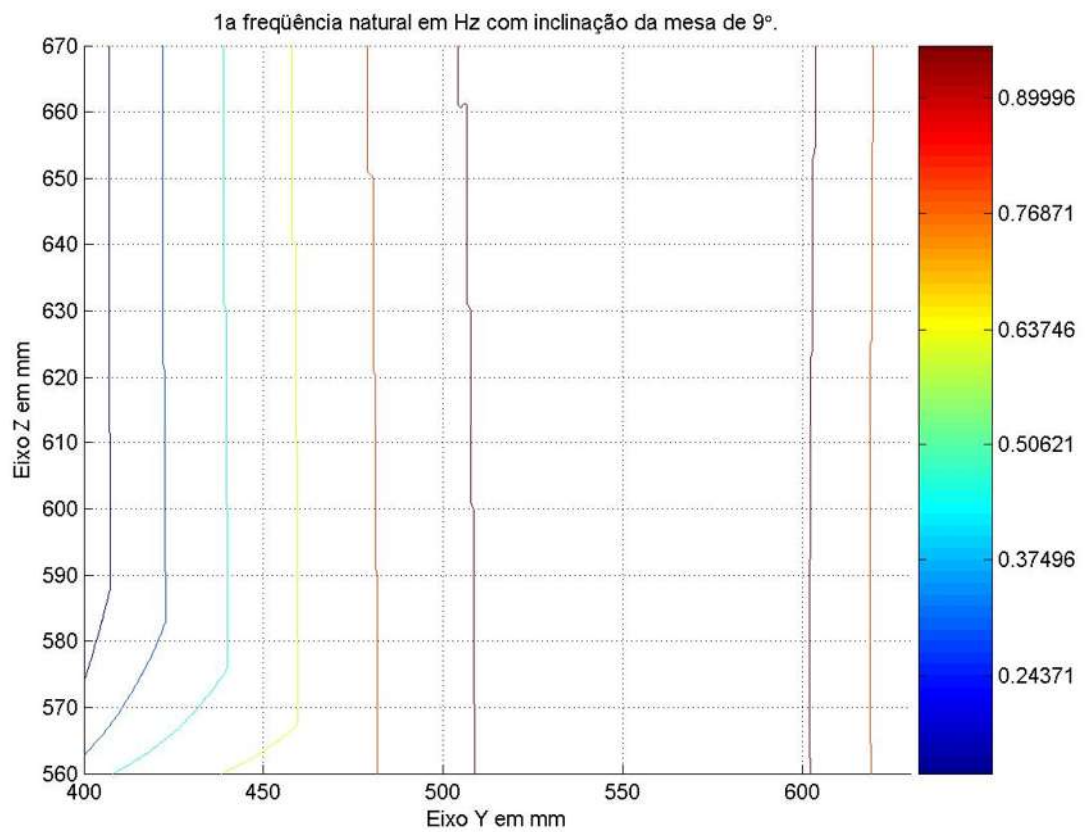


Figura 224 - Curvas de nível da 1ª frequência natural com  $\theta_G = 9^\circ$ .

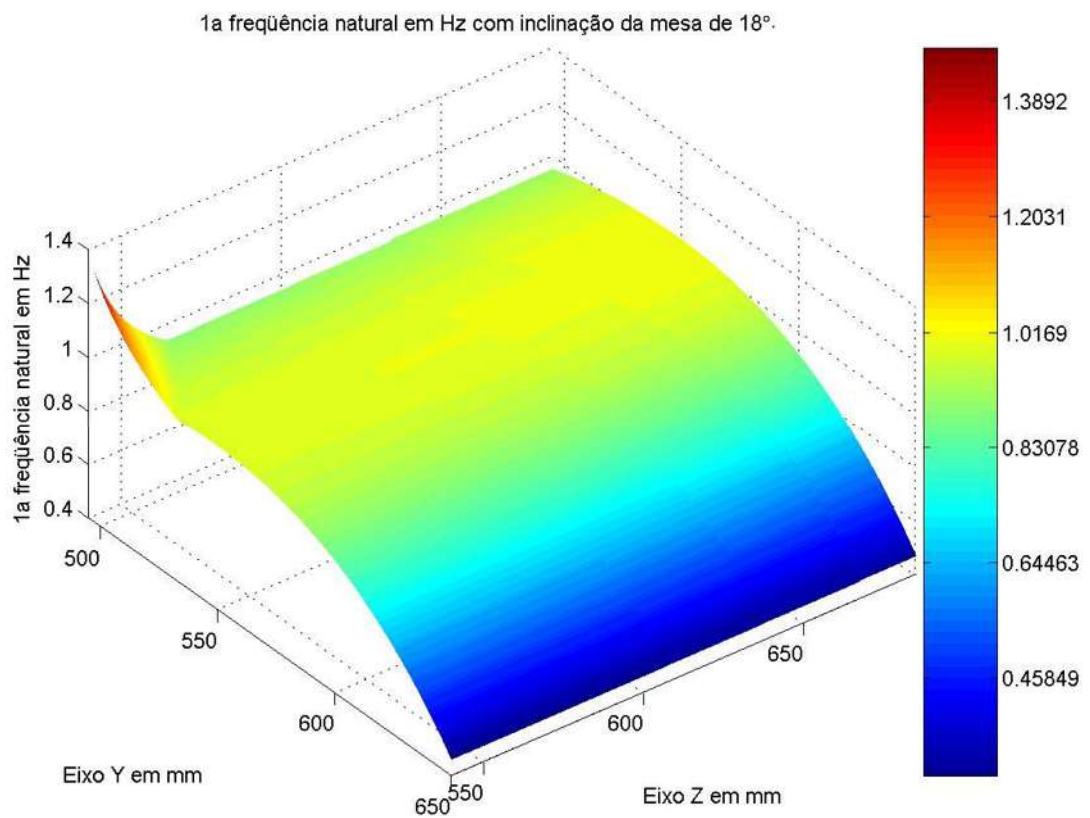


Figura 225 - Distribuição da 1ª frequência natural com  $\theta_G = 18^\circ$ .

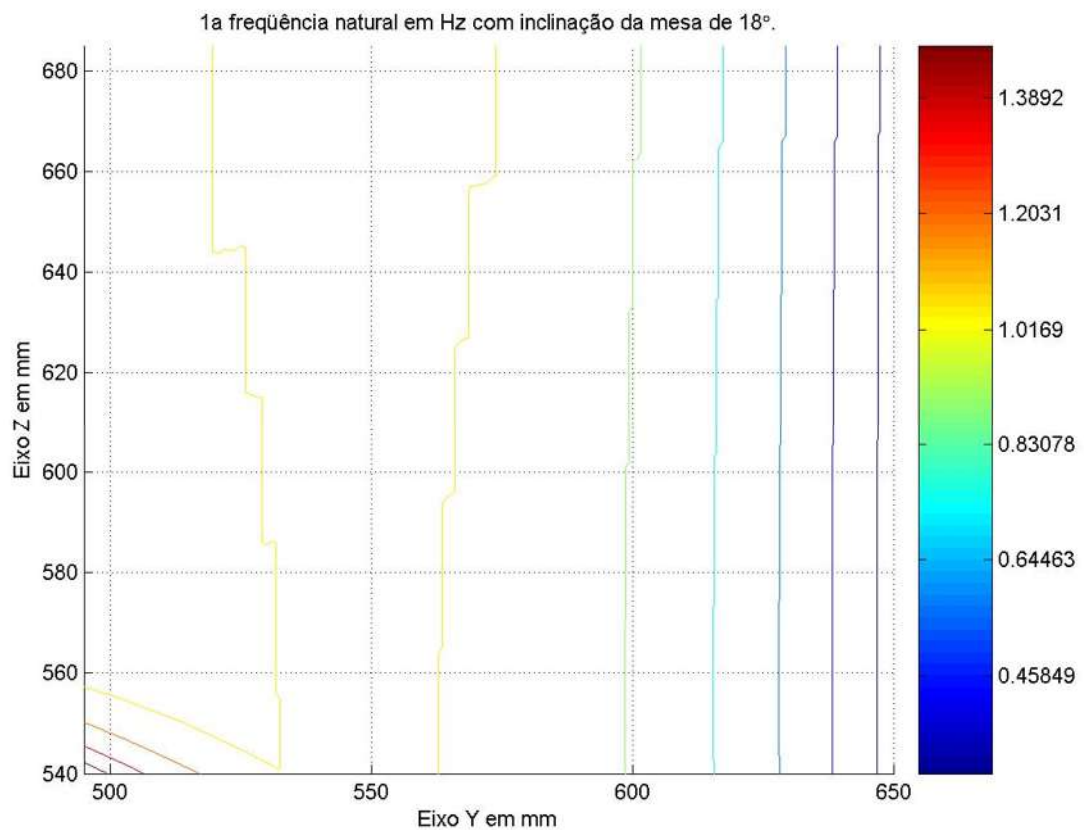


Figura 226 - Curvas de nível da 1ª frequência natural com  $\theta_G = 18^\circ$ .

#### 4.4 Resumo dos dados obtidos nas análises de flexibilidade e modal

A seguir encontram-se as tabelas apresentando os máximos e os mínimos deslocamentos, em valores absolutos, e o nó na mesa onde foram identificados nas análises de flexibilidade em cada espaço de trabalho com orientação constante. Em seguida há uma tabela apresentando a menor e a maior 1ª frequência natural observada em cada espaço de trabalho com orientação constante. Todas as tabelas apresentadas neste item tratam somente de dados relativos às coordenadas contidas nas áreas selecionadas para a operação da máquina-ferramenta Tetraglide.



Tabela 3 - Resumo da análise de flexibilidade com  $F_y=1N$ 

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{mín}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{mín}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x_{mín}}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x_{máx}}$ (rad)	nó
-81	510	555	4,91E-08	39	510	555	3,70E-05	43	510	555	1,09E-06	40	480	520	0,36977	46	480	520	0,064661	46	480	520	0,0019976	38
-72	500	590	5,45E-08	39	500	590	-3,89E-05	39	500	590	1,35E-05	44	435	520	0,38145	46	435	520	0,13109	46	435	520	0,0021108	38
-63	500	600	6,45E-08	39	500	600	7,61E-05	39	500	600	4,94E-06	39	400	525	0,37918	46	400	525	0,20126	46	400	525	0,0022092	38
-54	510	575	9,47E-08	39	510	575	0,00019705	39	510	575	7,74E-05	39	400	530	0,38912	46	400	530	0,29051	46	400	530	0,0024733	38
-45	460	600	1,08E-07	39	460	600	0,00025889	39	460	600	1,10E-04	39	380	500	0,43857	38	380	500	0,41586	46	380	500	0,0030565	38
-36	440	580	1,93E-07	39	440	580	0,00015333	39	440	580	3,48E-04	39	350	480	0,66517	38	350	480	0,69729	46	350	480	0,0043054	38
-27	390	600	2,71E-07	39	390	600	9,11E-05	39	390	600	5,67E-04	39	350	510	1,8307	38	350	510	1,7969	46	350	510	0,0097879	38
-18	520	650	-5,48E-09	39	520	650	-0,0025993	37	520	650	-1,17E-03	37	400	500	-1,2989	38	400	500	-0,91511	46	400	500	-0,0044056	46
-9	475	670	-4,38E-09	39	475	670	-0,0026729	37	475	670	-1,62E-03	37	400	550	-3,9328	38	400	550	-2,6986	46	400	550	-0,012124	46
0	640	670	4,38E-09	39	640	670	-0,00061348	37	640	670	1,36E-04	39	470	520	4,4603	38	470	520	2,0156	38	470	520	0,0087896	38
9	630	670	7,47E-09	39	630	670	-0,00032727	37	630	670	8,45E-05	39	400	560	2,8794	38	400	560	1,9763	38	400	560	0,0087676	38
18	650	685	5,35E-09	39	650	685	-7,97E-05	37	650	685	6,05E-05	39	495	540	0,89973	38	495	540	0,36018	38	495	540	0,0020183	38
27	600	675	1,75E-08	39	600	675	1,49E-05	37	600	675	2,29E-06	40	500	550	0,74218	38	500	550	0,30296	38	500	550	0,001936	38
36	520	635	2,69E-08	39	520	635	-7,33E-05	37	520	635	4,43E-06	42	465	570	0,26715	38	465	570	0,14448	38	465	570	0,0011269	38
45	439	594	1,39E-08	39	439	594	0,00013259	39	439	594	-4,71E-07	39	430	586	0,083531	38	430	586	0,059575	46	430	586	0,0005454	38

Tabela 3 - Resumo da análise de flexibilidade com  $F_y=1N$ .

Tabela 4 - Resumo da análise de flexibilidade com  $F_z=1N$ 

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	2,93E-09	39	510	555	8,18E-04	39	510	555	2,34E-05	44	480	520	0,066167	46	480	520	0,012342	46	480	520	0,000504	38
-72	500	590	4,39E-09	39	500	590	7,61E-04	39	500	590	2,25E-05	44	435	520	0,13258	46	435	520	0,046351	46	435	520	0,000879	38
-63	500	600	3,54E-09	39	500	600	6,89E-04	39	500	600	2,06E-05	37	400	525	0,20261	46	400	525	0,10835	46	400	525	0,001325	38
-54	510	575	-3,72E-09	39	510	575	5,91E-04	39	510	575	2,12E-06	38	400	530	0,28988	46	400	530	0,21716	46	400	530	0,001986	38
-45	460	600	1,04E-08	39	460	600	6,26E-04	39	460	600	2,30E-05	37	380	500	0,41682	38	380	500	0,39689	46	380	500	0,002917	38
-36	440	580	1,36E-08	39	440	580	5,88E-04	39	440	580	2,57E-05	37	350	480	0,69913	38	350	480	0,73471	46	350	480	0,004537	38
-27	390	600	4,41E-08	39	390	600	6,14E-04	39	390	600	9,17E-05	39	350	510	1,8005	38	350	510	1,7689	46	350	510	0,009636	38
-18	520	650	-4,17E-09	39	520	650	-2,90E-04	40	520	650	-2,38E-05	37	400	500	-0,91842	38	400	500	-0,64578	46	400	500	-0,0032	38
-9	475	670	-4,04E-09	39	475	670	3,18E-04	37	475	670	-1,57E-04	37	400	550	-2,7015	38	400	550	-1,8525	46	400	550	-0,00842	38
0	640	670	2,26E-10	39	640	670	-5,40E-05	40	640	670	4,53E-06	40	470	520	2,0135	38	470	520	0,91092	38	470	520	0,003972	38
9	630	670	5,65E-10	39	630	670	1,98E-05	39	630	670	9,15E-07	39	400	560	1,9747	38	400	560	1,3567	38	400	560	0,006019	38
18	650	685	9,80E-11	39	650	685	1,60E-05	37	650	685	-1,29E-06	40	495	540	0,35837	38	495	540	0,14447	38	495	540	0,00081	38
27	600	675	2,26E-09	39	600	675	-2,10E-05	42	600	675	-1,93E-07	44	500	550	0,30145	38	500	550	0,12406	38	500	550	0,000793	38
36	520	635	9,14E-09	39	520	635	1,14E-04	41	520	635	-4,61E-07	38	465	570	0,14333	38	465	570	0,078631	38	465	570	0,000613	38
45	439	594	-5,57E-09	39	439	594	-7,93E-05	39	439	594	-1,49E-06	37	430	586	0,041306	38	430	586	0,030294	38	430	586	0,000364	38

Tabela 4 - Resumo da análise de flexibilidade com  $F_z=1N$ .

Tabela 5 - Resumo da análise de flexibilidade com Mx=1Nm

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{mín}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{mín}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x_{mín}}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x_{máx}}$ (rad)	nó
-81	510	555	1,72E-09	39	510	555	1,20E-05	39	510	555	1,05E-06	39	480	520	0,002095	46	480	520	0,000358	46	480	520	1,49E-05	38
-72	500	590	2,00E-09	39	500	590	2,01E-05	39	500	590	2,58E-06	39	435	520	0,002173	46	435	520	0,000737	46	435	520	1,57E-05	38
-63	500	600	2,62E-09	39	500	600	2,34E-05	39	500	600	5,51E-06	39	400	525	0,002227	46	400	525	0,001172	46	400	525	1,67E-05	38
-54	510	575	4,56E-09	39	510	575	1,87E-05	39	510	575	1,08E-05	39	400	530	0,002448	46	400	530	0,001821	46	400	530	2,08E-05	38
-45	460	600	5,39E-09	39	460	600	2,46E-05	39	460	600	1,31E-05	39	380	500	0,003381	38	380	500	0,003213	46	380	500	2,78E-05	38
-36	440	580	1,12E-08	39	440	580	8,91E-06	39	440	580	3,01E-05	39	350	480	0,005119	38	350	480	0,005374	46	350	480	3,73E-05	38
-27	390	600	1,82E-08	39	390	600	4,27E-06	39	390	600	4,96E-05	39	350	510	0,014348	38	350	510	0,01409	46	350	510	8,1E-05	38
-18	520	650	-1,99E-09	39	520	650	-7,77E-05	37	520	650	-2,91E-05	46	400	500	-0,00747	38	400	500	-0,00526	46	400	500	-2,4E-05	43
-9	475	670	-2,35E-09	39	475	670	-9,38E-05	37	475	670	-5,13E-05	46	400	550	-0,02923	38	400	550	-0,02005	46	400	550	-8,7E-05	44
0	640	670	-5,28E-11	40	640	670	4,14E-06	45	640	670	1,11E-07	46	470	520	0,028605	38	470	520	0,012931	46	470	520	6,01E-05	38
9	630	670	-3,10E-10	39	630	670	-4,44E-06	40	630	670	-1,67E-08	38	400	560	0,020738	38	400	560	0,01424	38	400	560	6,67E-05	38
18	650	685	-1,82E-10	39	650	685	-4,73E-06	39	650	685	-2,92E-09	46	495	540	0,006946	38	495	540	0,002788	46	495	540	1,85E-05	38
27	600	675	-6,03E-10	39	600	675	-2,07E-06	41	600	675	1,22E-08	42	500	550	0,006277	38	500	550	0,002571	46	500	550	1,9E-05	38
36	520	635	-1,01E-09	39	520	635	-2,47E-06	45	520	635	7,19E-08	38	465	570	0,002705	38	465	570	0,001474	46	465	570	1,36E-05	38
45	439	594	-5,97E-10	39	439	594	3,88E-06	42	439	594	-5,13E-08	40	430	586	-0,00103	38	430	586	-0,00073	46	430	586	7,97E-06	38

Tabela 5 - Resumo da análise de flexibilidade com Mx=1Nm.

Tabela 6 - Resumo da análise modal

$\theta_G$	Y (mm)	Z (mm)	1º Harm. mín(Hz)	Y (mm)	Z (mm)	1º Harm. máx(Hz)
-81	510	555	0,96106	480	520	0,97970
-72	500	590	0,85391	435	520	0,90792
-63	500	600	0,71642	400	525	0,83295
-54	510	575	0,51333	400	530	0,72741
-45	460	600	0,46731	380	500	0,62639
-36	440	580	0,31490	350	480	0,51488
-27	390	600	0,25233	350	510	0,35553
-18	520	650	0,30818	400	500	0,58171
-9	475	670	0,26076	400	550	0,36431
0	640	670	0,47696	470	520	0,50289
9	630	670	0,44889	400	560	0,61407
18	650	685	0,46596	495	540	1,38920
27	600	675	1,01920	500	550	1,50900
36	520	635	1,21450	465	570	2,66090
45	439	594	1,71220	430	586	4,40030

Tabela 6 - Resumo da análise modal.

Desta forma observou-se que a plataforma apresenta menor flexibilidade, maior rigidez, com inclinações da plataforma menores que  $-27^\circ$  ou maiores que  $9^\circ$ . A máquina apresentou a menor rigidez na vertical superior à menor rigidez na horizontal em todas as análises o que favorece operações de usinagem onde o esforço de corte está atuando verticalmente na estrutura em relação a esforços horizontais. A estrutura apresentou a 1ª frequência natural com valores maiores em várias orientações positivas de  $\theta_G$ .

#### 4.5 Análise de sensibilidade de parâmetros estruturais

Foram realizadas três análises de sensibilidade sobre parâmetros estruturais para a Tetraglide. Nestas três análises os materiais usados nas barras que unem os atuadores à plataforma móvel e na plataforma foram: alumínio, aço inox e a fibra de carbono. Para os fusos permaneceu o uso do aço 1020 e os pinos das juntas de rotação o aço inox. Em cada análise foi observada a variação do menor 1º

harmônico com o diâmetro dos fusos, com o diâmetro externo e interno das barras de treliça e com uma variável denominada Hmesa. A variável Hmesa refere-se à altura da seção transversal tubular com duas nervuras, proposta para a plataforma móvel (figura 227). O diâmetro dos pinos sempre foi adotado como 30% do diâmetro das treliças.

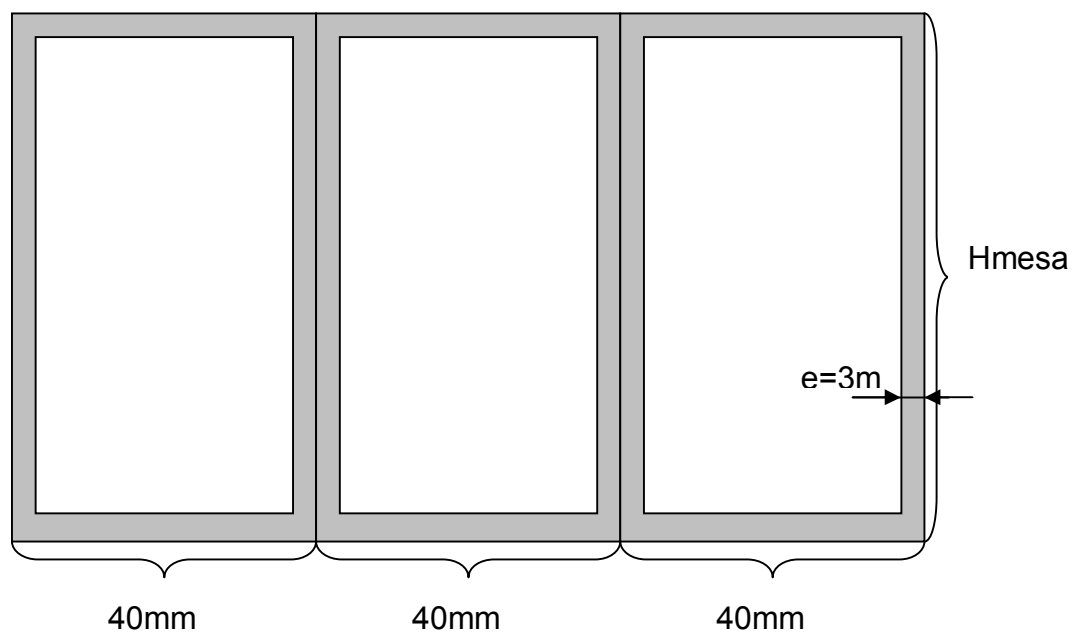


Figura 227 - Seção transversal tubular proposta para a plataforma móvel.

A seguir encontram-se algumas figuras da análise de sensibilidade feita com o alumínio. E finalizando tem-se tabelas com os dados obtidos incluindo as novas flexibilidades para os três materiais. As figuras também estão no CD anexo na pasta: 5-Análise de Sensibilidade\1-Alumínio. Todas as análises de sensibilidade foram realizadas em programas implementados no Matlab.

Frequência natural mínima em função do  $\phi$  dos fusos com máximo em  $\phi = 300\text{mm}$  e  $F = 0.32763\text{Hz}$  com  $\theta_G = -18^\circ$ .

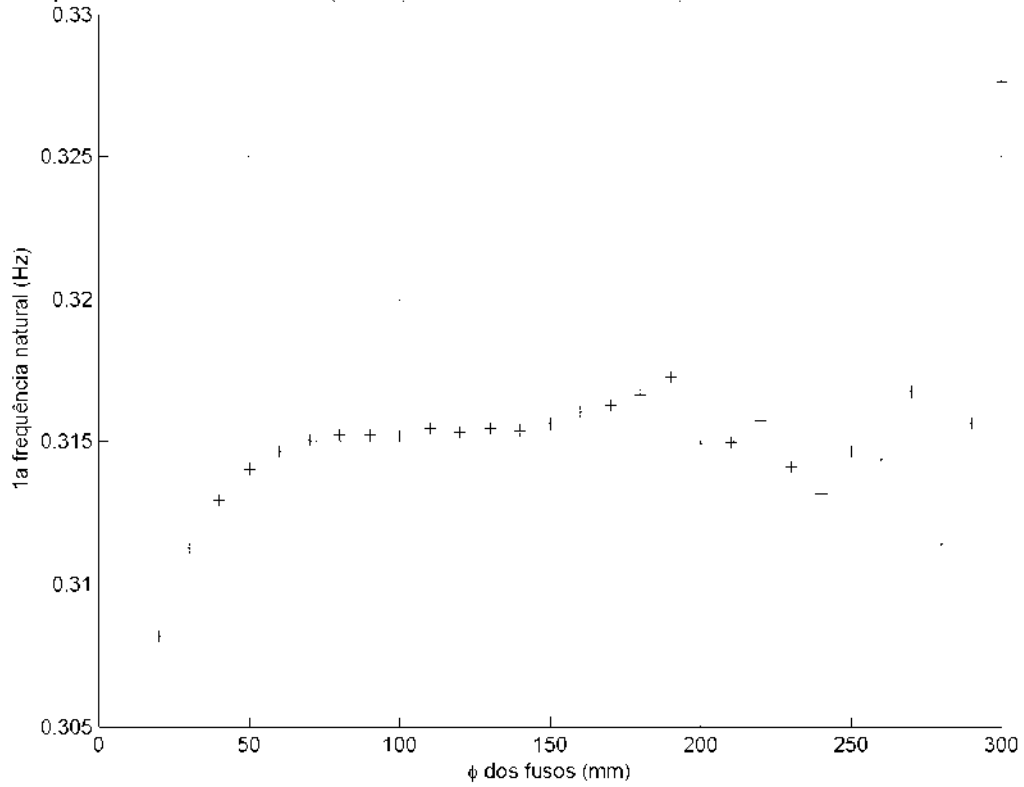


Figura 228 - Sensibilidade com o  $\phi_{\text{FUSOS}}$  com  $\theta_G = -18^\circ$ .

Frequência natural mínima em função do  $\phi$  dos fusos com máximo em  $\phi = 130\text{mm}$  e  $F = 0.2651\text{Hz}$  com  $\theta_G = -9^\circ$ .

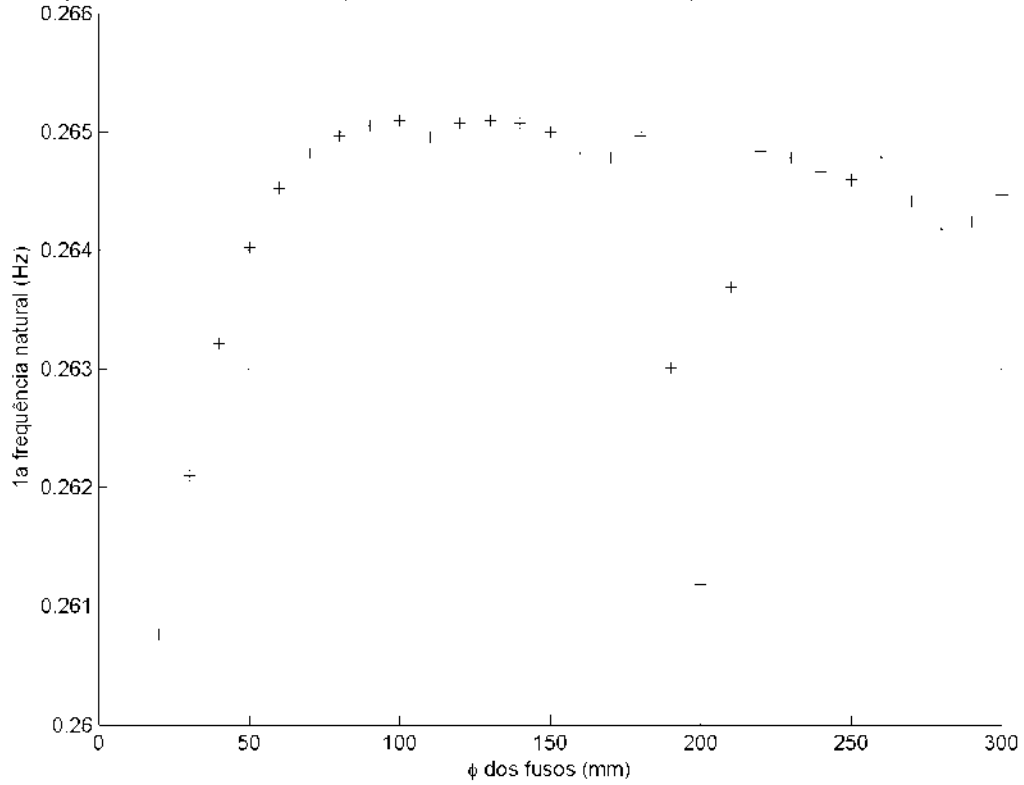


Figura 229 - Sensibilidade com o  $\phi_{\text{FUSOS}}$  com  $\theta_G = -9^\circ$ .



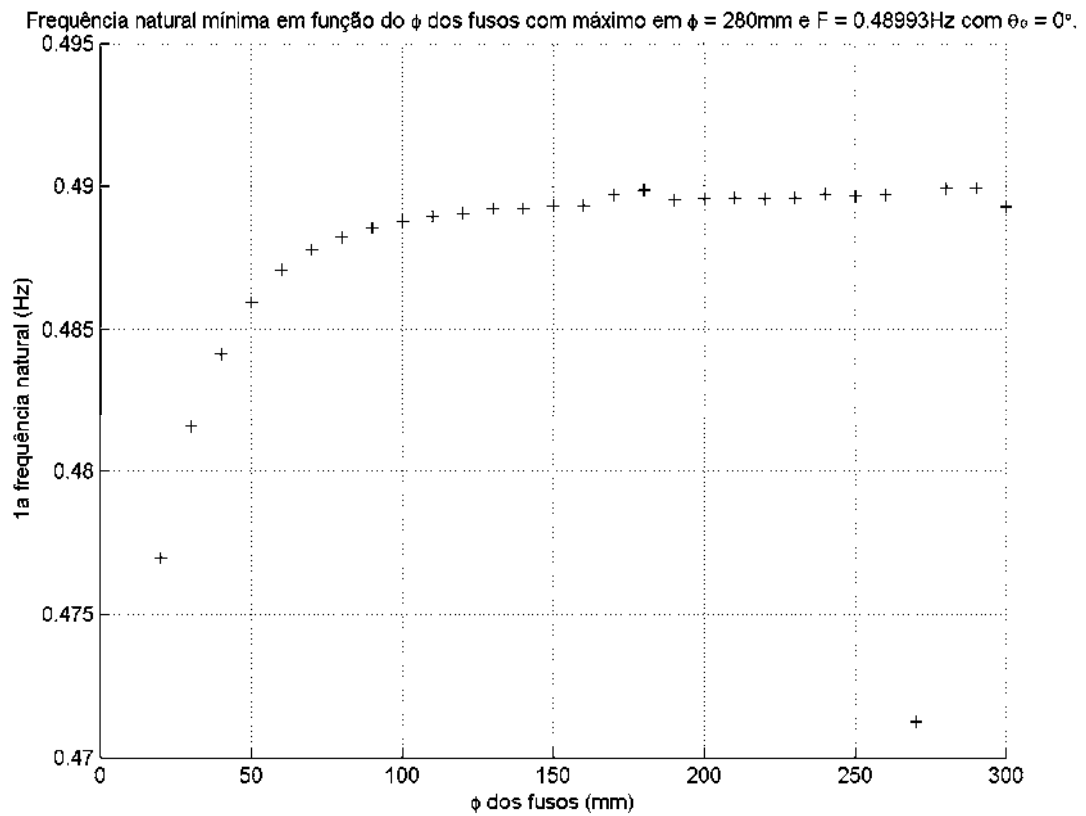


Figura 230 - Sensibilidade com o  $\phi_{\text{FUSOS}}$  com  $\theta_G=0^\circ$ .

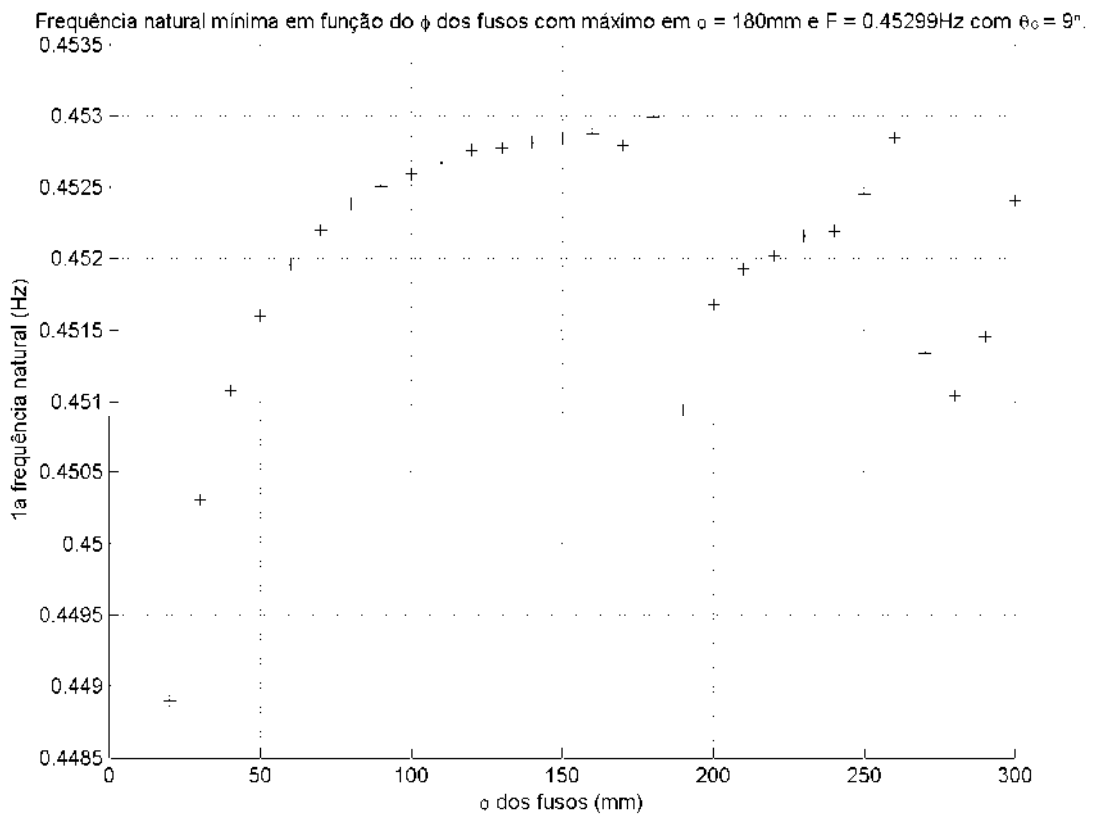


Figura 231 - Sensibilidade com o  $\phi_{\text{FUSOS}}$  com  $\theta_G=9^\circ$ .

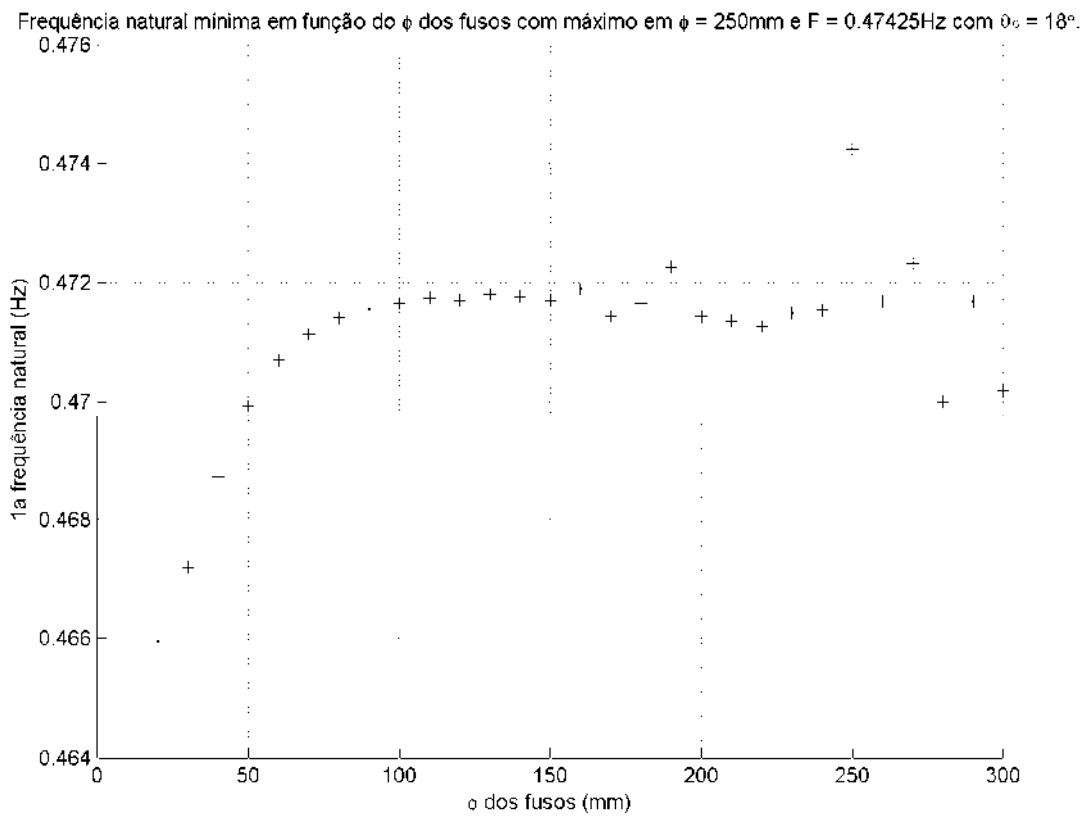


Figura 232 - Sensibilidade com o  $\phi_{\text{FUSOS}}$  com  $\theta_G=18^\circ$ .

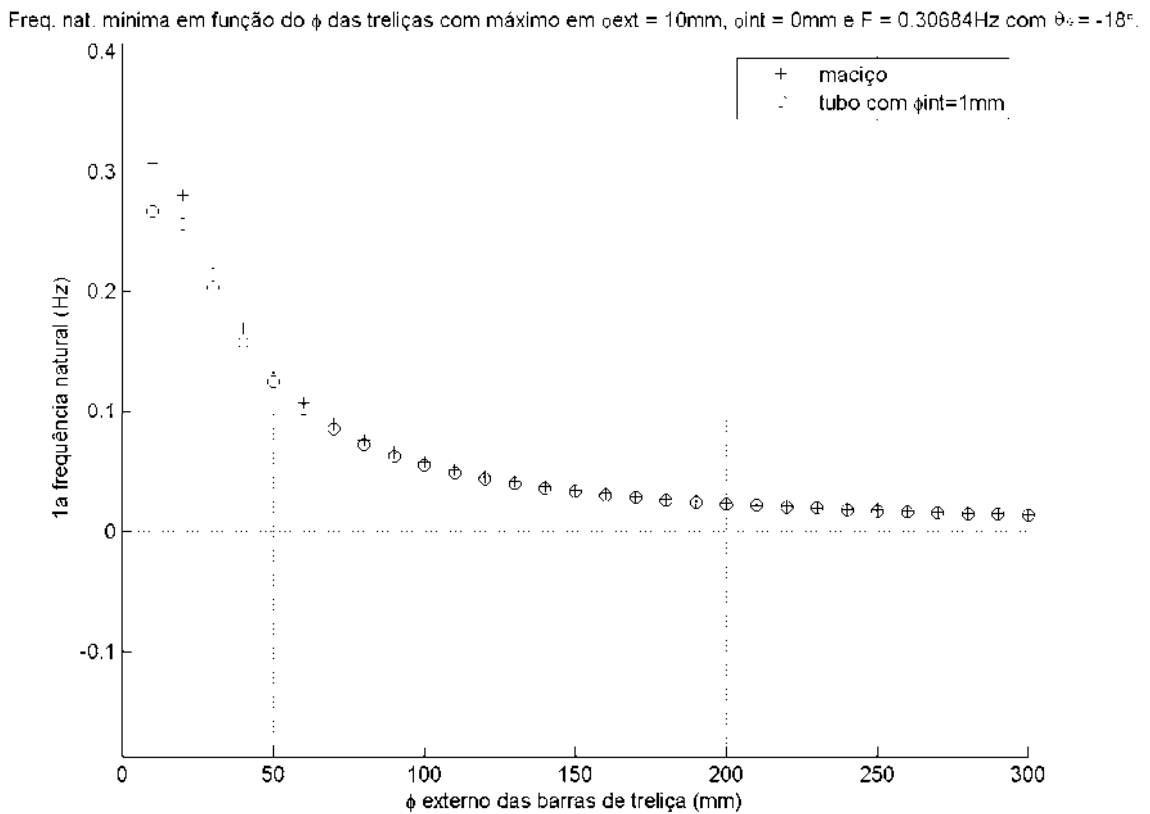


Figura 233 - Sensibilidade com o  $\phi_{\text{TRELIÇAS}}$  com  $\theta_G=-18^\circ$ .

Freq. nat. mínima em função do  $\phi$  das treliças com máximo em  $\phi_{ext} = 10\text{mm}$ ,  $\phi_{int} = 0\text{mm}$  e  $F = 0.25728\text{Hz}$  com  $\theta_G = -9^\circ$ .

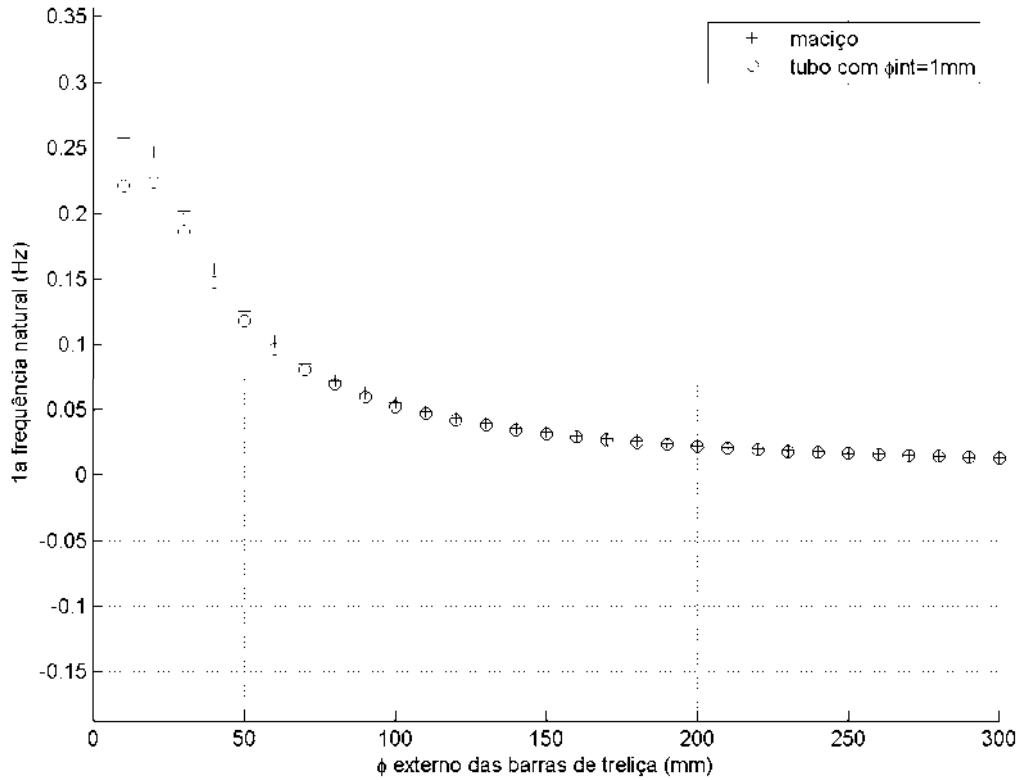


Figura 234 - Sensibilidade com o  $\phi_{TRELIÇAS}$  com  $\theta_G = -9^\circ$ .

Freq. nat. mínima em função do  $\phi$  das treliças com máximo em  $\phi_{ext} = 10\text{mm}$ ,  $\phi_{int} = 0\text{mm}$  e  $F = 0.49749\text{Hz}$  com  $\theta_G = 0^\circ$ .

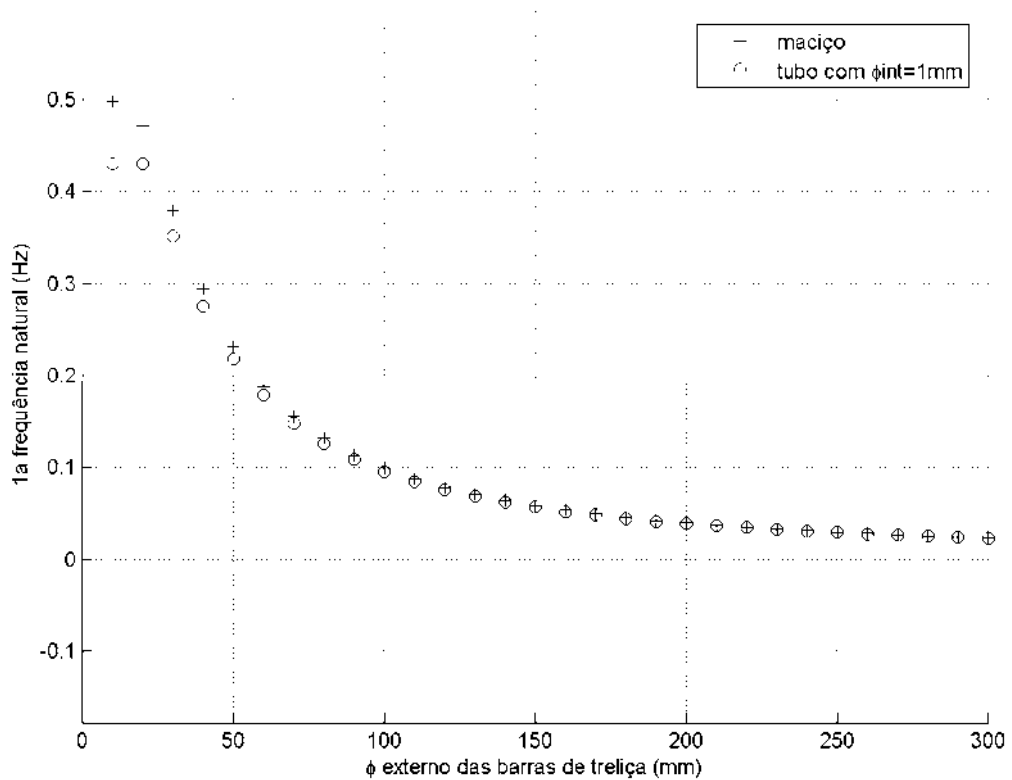


Figura 235 - Sensibilidade com o  $\phi_{TRELIÇAS}$  com  $\theta_G = 0^\circ$ .

Freq. nat. mínima em função do  $\phi$  das treliças com máximo em  $\phi_{ext} = 20\text{mm}$ ,  $\phi_{int} = 0\text{mm}$  e  $F = 0.44673\text{Hz}$  com  $\theta_G = 9^\circ$ .

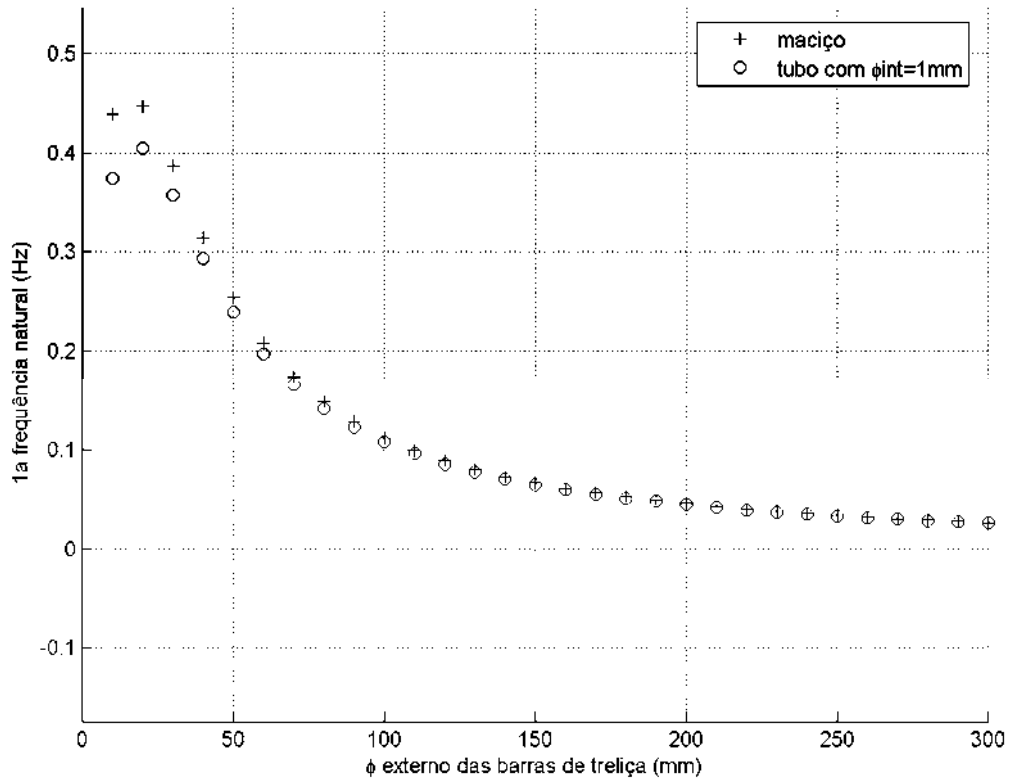


Figura 236 - Sensibilidade com o  $\phi_{TRELIÇAS}$  com  $\theta_G=9^\circ$ .

Freq. nat. mínima em função do  $\phi$  das treliças com máximo em  $\phi_{ext} = 10\text{mm}$ ,  $\phi_{int} = 1\text{mm}$  e  $F = 0.55816\text{Hz}$  com  $\theta_G = 18^\circ$ .

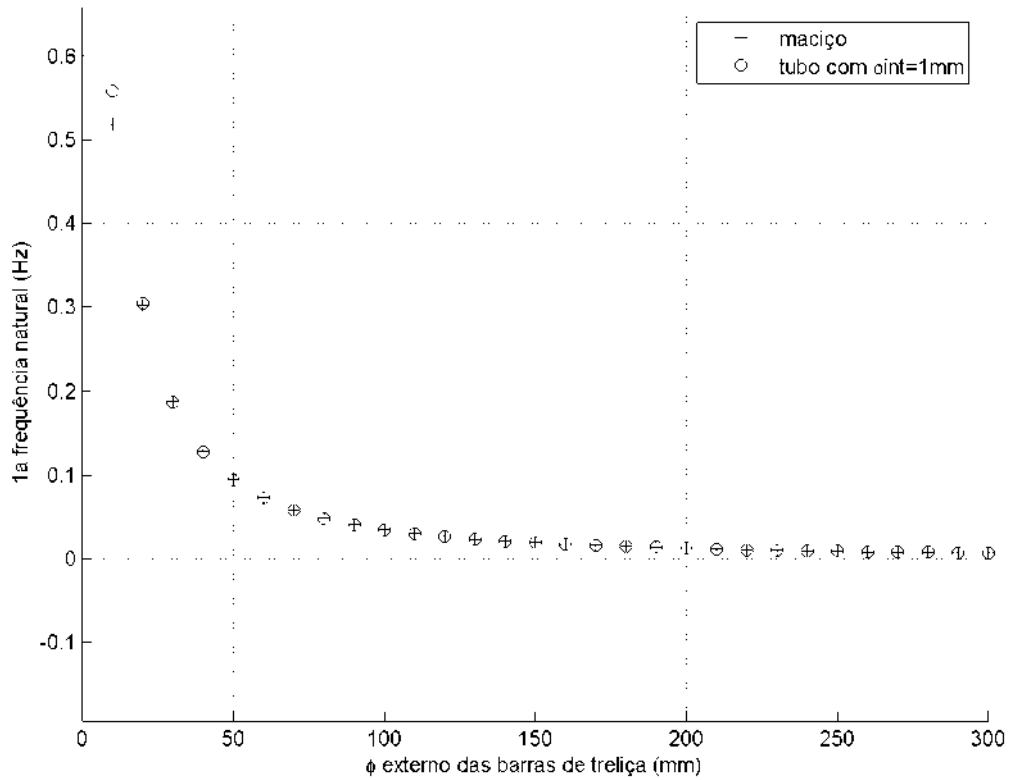


Figura 237 - Sensibilidade com o  $\phi_{TRELIÇAS}$  com  $\theta_G=18^\circ$ .

Frequência natural mínima em função de H<sub>mesa</sub> com máximo em H<sub>mesa</sub> = 10mm e F = 0.23667Hz com  $\theta_G = -18^\circ$ .

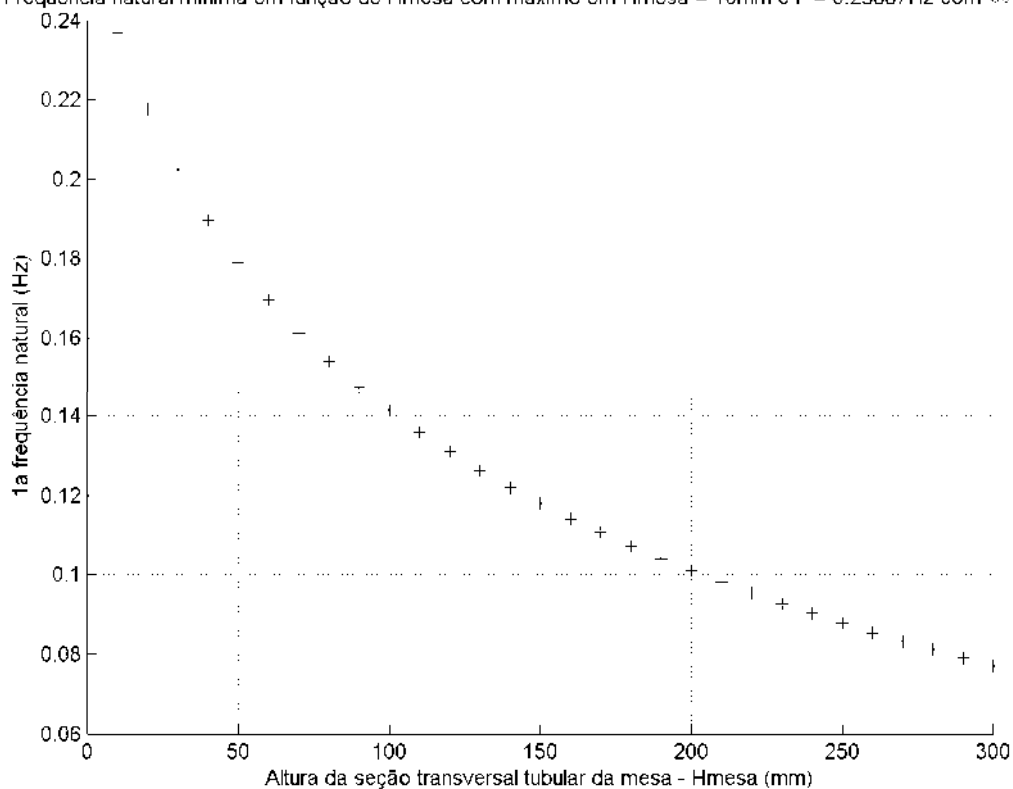


Figura 238 - Sensibilidade com H<sub>mesa</sub> com  $\theta_G = -18^\circ$ .

Frequência natural mínima em função de H<sub>mesa</sub> com máximo em H<sub>mesa</sub> = 10mm e F = 0.19544Hz com  $\theta_G = -9^\circ$ .

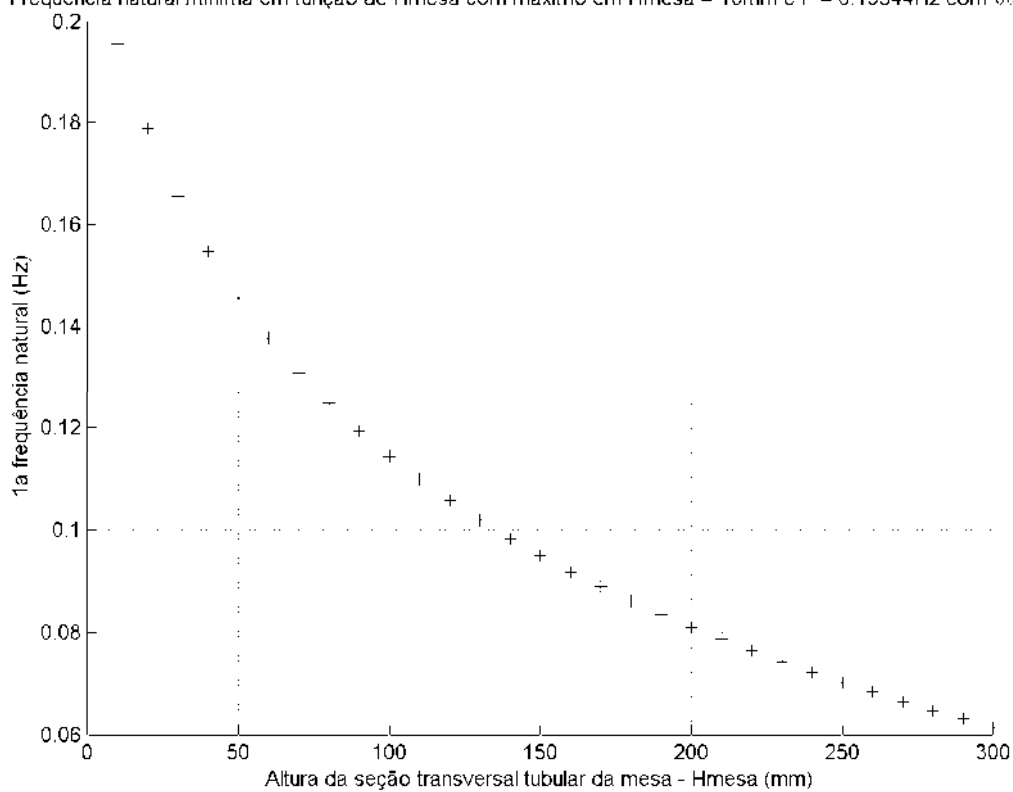


Figura 239 - Sensibilidade com H<sub>mesa</sub> com  $\theta_G = -9^\circ$ .

Frequência natural mínima em função de H<sub>mesa</sub> com máximo em H<sub>mesa</sub> = 10mm e F = 0.38114Hz com  $\theta_G = 0^\circ$ .

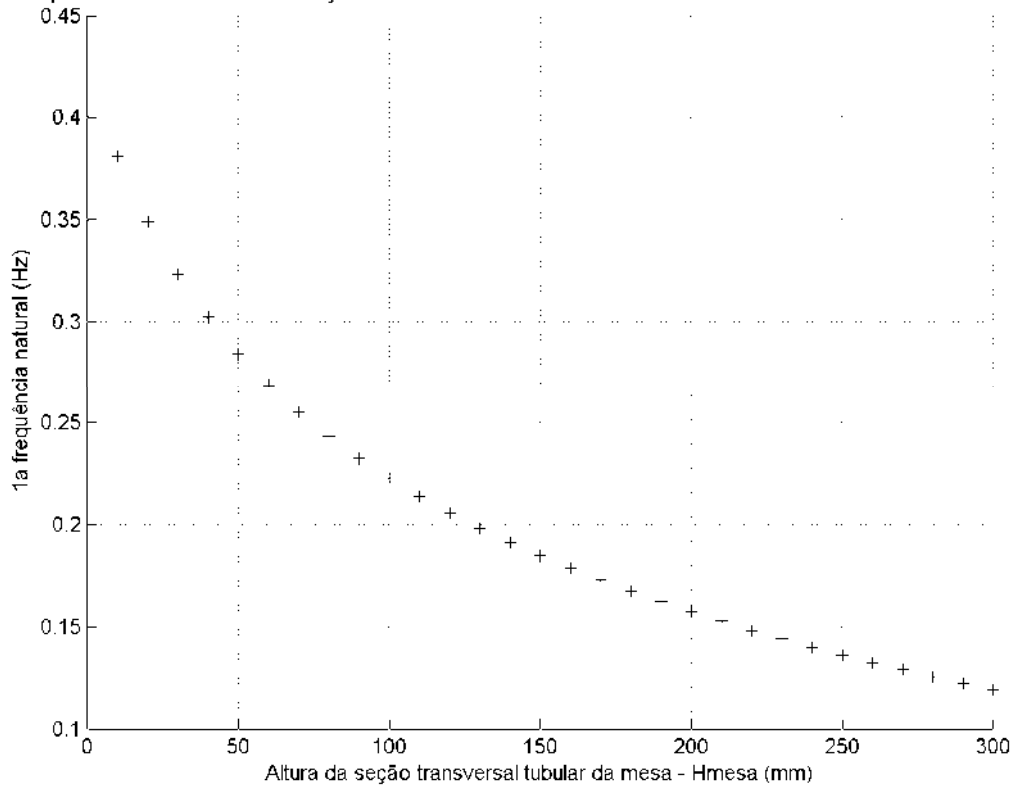


Figura 240 - Sensibilidade com H<sub>mesa</sub> com  $\theta_G=0^\circ$ .

Frequência natural mínima em função de H<sub>mesa</sub> com máximo em H<sub>mesa</sub> = 10mm e F = 0.32958Hz com  $\theta_G = 9^\circ$ .

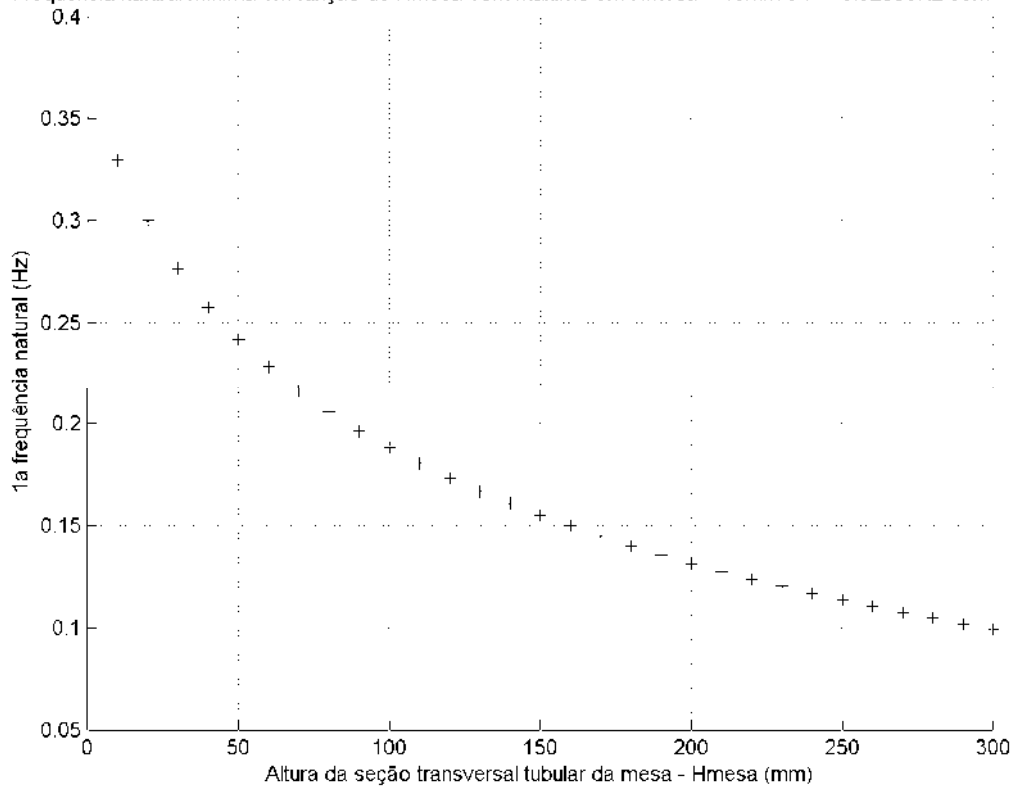


Figura 241 - Sensibilidade com H<sub>mesa</sub> com  $\theta_G=9^\circ$ .



Frequência natural mínima em função de H<sub>mesa</sub> com máximo em H<sub>mesa</sub> = 40mm e F = 0.90144Hz com  $\theta_G = 18^\circ$ .

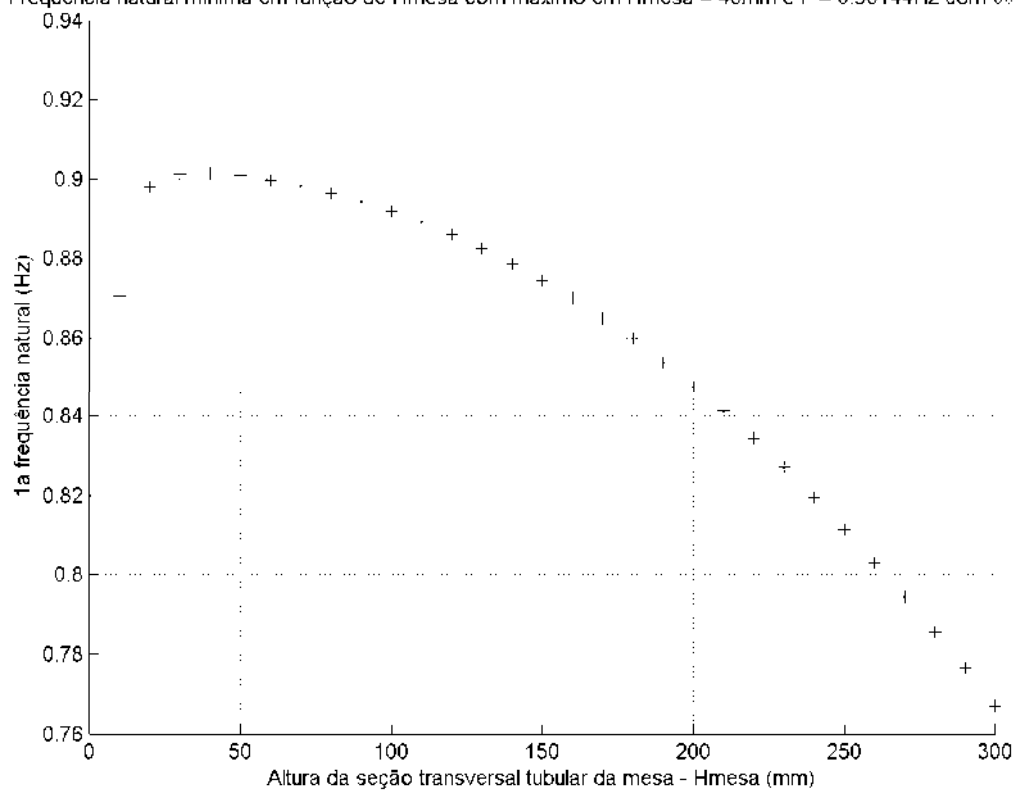


Figura 242 - Sensibilidade com H<sub>mesa</sub> com  $\theta_G=18^\circ$ .

A seguir têm-se as tabelas resumindo os dados obtidos para o alumínio.

Tabela 7 - Resumo da análise de sensibilidade para o  $\phi_{\text{FUSOS}}$ 

$\theta_G$	$\phi_{\text{FUSOS}}$ (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. máx (Hz)
-81	70	0,96634	142,24000	0,98187	142,26000
-72	50	0,85788	138,61000	0,90894	142,46000
-63	30	0,71819	124,20000	0,83345	124,98000
-54	20	0,51333	101,99000	0,72741	105,75000
-45	20	0,46731	102,11000	0,62639	102,19000
-36	20	0,31490	100,34000	0,51488	102,45000
-27	20	0,25233	102,08000	0,35553	102,77000
-18	300	0,32763	134,51000	0,58616	146,23000
-9	130	0,26510	139,91000	0,37286	145,53000
0	280	0,48993	134,92000	0,51068	146,71000
9	180	0,45299	131,69000	0,62798	146,63000
18	250	0,47425	134,29000	1,41690	146,62000
27	280	1,04360	135,30000	1,54370	146,62000
36	300	1,25740	131,61000	2,75010	134,30000
45	290	1,73650	128,44000	4,39800	134,19000

Tabela 7 - Resumo da análise de sensibilidade para o  $\phi_{\text{FUSOS}}$ .Tabela 8 - Resumo da análise de sensibilidade para o  $\phi_{\text{TRELIÇAS}}$ 

$\theta_G$	$\phi_{\text{EXT TRELIÇA}}$ (mm)	$\phi_{\text{INT TRELIÇA}}$ (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. máx (Hz)
-81	30	0	1,03710	92,43400	1,05760	98,80700
-72	20	0	0,89129	99,52700	0,95035	99,56000
-63	20	0	0,73659	98,97400	0,86760	99,10900
-54	20	0	0,51564	98,57500	0,75073	98,81600
-45	20	0	0,46865	98,36300	0,64316	98,55800
-36	20	0	0,31410	97,59800	0,52919	98,65700
-27	20	0	0,25473	98,59200	0,36375	98,97700
-18	10	0	0,30684	100,46000	0,56885	104,18000
-9	10	0	0,25728	105,08000	0,35583	106,38000
0	10	0	0,49749	99,86200	0,54444	107,36000
9	20	0	0,44673	101,97000	0,70882	105,85000
18	10	1	0,55816	98,73700	1,27860	105,31000
27	10	1	1,13380	97,49000	1,42580	105,28000
36	10	0	1,23580	98,94600	2,71450	105,26000
45	10	0	1,70030	92,84300	4,44210	98,68200

Tabela 8 - Resumo da análise de sensibilidade para o  $\phi_{\text{TRELIÇAS}}$ .

Tabela 9 - Resumo da análise de sensibilidade para o Hmesa

$\theta_G$	Hmesa (mm)	1° Harm. mín (Hz)	10° Harm. mín (Hz)	1° Harm. máx (Hz)	10° Harm. máx (Hz)
-81	10	0,91052	146,70000	0,94972	146,71000
-72	10	0,78165	146,69000	0,85826	146,70000
-63	10	0,63292	146,67000	0,76277	146,68000
-54	10	0,43621	146,64000	0,64404	146,66000
-45	10	0,39237	146,65000	0,53636	146,65000
-36	10	0,25657	141,95000	0,42479	146,65000
-27	10	0,20061	145,16000	0,28387	146,61000
-18	10	0,23667	134,48000	0,44893	146,64000
-9	10	0,19544	146,68000	0,26961	146,69000
0	10	0,38114	164,65000	0,68336	171,44000
9	10	0,32958	170,23000	0,94375	186,99000
18	40	0,90144	211,57000	0,99817	230,23000
27	10	1,48130	135,53000	1,54390	146,88000
36	10	1,38430	131,89000	2,10930	146,85000
45	10	1,63160	132,22000	4,47440	134,42000

Tabela 9 - Resumo da análise de sensibilidade para o Hmesa.

Tabela 10 - Resumo global das análises de sensibilidade

$\phi_{FUSOS}$ (mm)	$\phi_{EXT}$ TRELIÇA (mm)	$\phi_{INT}$ TRELIÇA (mm)	Hmesa tubular (mm)	1° Harm. mín (Hz)	10° Harm. mín (Hz)	1° Harm. máx (Hz)	10° Harm. máx (Hz)
70	30	0	10	1,13230	153,53000	1,17690	153,55000
50	20	0	10	0,88565	151,57000	0,96932	151,58000
30	20	0	10	0,70625	144,87000	0,85596	144,90000
20	20	0	10	0,47632	144,74000	0,71575	144,77000
20	20	0	10	0,42731	144,48000	0,59350	144,49000
20	20	0	10	0,27770	140,69000	0,46901	144,42000
20	20	0	10	0,21816	143,44000	0,31146	144,55000
300	10	0	10	0,23972	154,46000	0,43633	154,47000
100	10	0	10	0,19325	154,13000	0,26673	154,20000
280	10	1	20	0,28611	156,21000	0,71038	158,04000
240	10	1	20	0,24370	156,19000	0,95902	163,25000
250	10	1	40	0,83227	197,36000	0,92295	197,63000
280	10	1	10	1,26170	154,46000	1,41850	154,47000
300	10	0	10	1,37520	154,41000	2,07870	154,48000
280	10	0	10	1,58350	154,44000	4,22290	154,47000

Tabela 10 - Resumo global das análises de sensibilidade.

A seguir têm-se três tabelas com a análise da flexibilidade aplicada para cada Hmesa ótimo e três tabelas com a análise da flexibilidade aplicada para os parâmetros estruturais globais ótimos.

Tabela 11 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade do Hmesa com  $F_y=1N$ 

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	4,91E-08	39	510	555	-1,24E-04	39	480	520	1,10E-05	45	510	555	0,16074	46	510	555	0,030983	46	510	555	0,000705	38
-72	435	520	5,26E-08	39	500	590	-4,50E-05	39	500	590	-8,76E-06	38	500	590	0,19658	46	500	590	0,069688	46	500	590	0,000895	38
-63	400	525	5,59E-08	39	500	600	7,67E-05	39	500	600	4,88E-06	39	500	600	0,25762	46	500	600	0,137	46	500	600	0,001387	38
-54	400	530	6,35E-08	39	400	530	4,01E-05	39	400	530	8,46E-07	40	510	575	0,94076	38	510	575	0,46352	46	510	575	0,003682	38
-45	380	500	7,34E-08	39	380	500	0,000176	39	380	500	2,03E-05	39	460	600	1,1197	38	460	600	0,67419	46	460	600	0,004257	38
-36	350	480	8,34E-08	39	440	580	0,000223	39	350	480	5,94E-05	39	440	580	3,1098	38	440	580	1,9451	46	440	580	0,010356	38
-27	350	510	1,48E-07	39	390	600	1,72E-04	39	350	510	2,16E-04	39	390	600	4,0378	38	390	600	3,144	46	390	600	0,014816	38
-18	520	650	-5,48E-09	39	400	500	0,001323	39	400	500	-3,38E-04	39	520	650	-14,975	38	520	650	-5,0314	46	520	650	-0,02237	46
-9	475	670	-4,38E-09	39	475	670	-0,00262	37	400	550	-5,61E-04	39	475	670	-15,255	38	475	670	-6,7503	46	475	670	-0,02897	46
0	470	520	1,88E-09	39	640	670	-0,00061	37	640	670	1,05E-04	39	640	670	9,5024	38	470	520	1,8384	38	470	520	0,008049	38
9	400	560	6,69E-10	39	630	670	-0,00032	37	630	670	6,01E-05	39	630	670	4,6516	38	400	560	1,8149	38	400	560	0,008079	38
18	650	685	5,35E-09	39	495	540	3,26E-05	39	495	540	7,32E-06	39	650	685	5,8028	38	650	685	0,22383	38	650	685	0,001584	38
27	500	550	1,09E-08	39	600	675	1,63E-05	40	600	675	1,01E-06	39	600	675	1,0877	38	600	675	0,1788	38	600	675	0,001338	38
36	465	570	7,19E-09	39	465	570	-3,51E-05	41	465	570	-2,98E-07	46	520	635	0,3226	38	520	635	0,12286	38	520	635	0,000993	38
45	430	586	9,43E-10	39	439	594	5,96E-05	41	439	594	-4,95E-07	41	439	594	0,069651	38	439	594	0,046353	38	439	594	0,000506	38

Tabela 11 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade do Hmesa com  $F_y=1N$ .

Tabela 12 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade do Hmesa com Fz=1N

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	2,93E-09	39	510	555	8,17E-04	39	510	555	2,62E-05	44	510	555	0,032655	46	510	555	0,006887	46	510	555	0,000297	38
-72	500	590	4,39E-09	39	500	590	7,58E-04	39	500	590	2,55E-05	44	500	590	0,070886	46	500	590	0,025698	46	500	590	0,000476	38
-63	500	600	3,54E-09	39	500	600	6,81E-04	39	500	600	2,29E-05	37	500	600	0,13573	46	500	600	0,072728	46	500	600	0,000813	38
-54	510	575	-3,72E-09	39	510	575	5,78E-04	39	510	575	8,19E-06	38	510	575	0,46593	38	510	575	0,23064	46	510	575	0,001832	38
-45	460	600	1,04E-08	39	460	600	6,17E-04	39	460	600	2,45E-05	37	460	600	0,67675	38	460	600	0,40867	46	460	600	0,002581	38
-36	440	580	1,36E-08	39	440	580	5,82E-04	39	440	580	2,64E-05	37	440	580	1,9508	38	440	580	1,2214	46	440	580	0,006503	38
-27	390	600	4,41E-08	39	390	600	6,17E-04	39	390	600	9,21E-05	39	390	600	3,1517	38	390	600	2,4554	46	390	600	0,011571	38
-18	520	650	-4,17E-09	39	520	650	5,75E-05	40	400	500	-1,11E-05	38	520	650	-5,0347	38	520	650	-1,6906	46	520	650	-0,00764	38
-9	475	670	-4,04E-09	39	475	670	3,41E-04	37	475	670	-1,32E-04	37	475	670	-6,7527	38	475	670	-2,987	46	475	670	-0,01292	38
0	640	670	2,26E-10	39	640	670	-2,88E-06	39	640	670	2,29E-06	46	470	520	1,8362	38	470	520	0,83081	38	470	520	0,003637	38
9	630	670	5,65E-10	39	630	670	1,84E-05	40	630	670	-6,48E-06	37	400	560	1,8133	38	400	560	1,2459	38	400	560	0,005546	38
18	650	685	9,80E-11	39	650	685	1,44E-05	39	650	685	-3,35E-06	37	650	685	0,20385	38	495	540	0,081928	38	495	540	0,000467	38
27	600	675	2,26E-09	39	500	550	-2,31E-05	40	600	675	-3,92E-08	46	600	675	0,17535	38	500	550	0,055766	38	500	550	0,00038	38
36	465	570	3,92E-09	39	465	570	4,21E-05	37	465	570	-7,76E-06	38	520	635	0,1218	38	520	635	0,047369	38	520	635	0,000383	38
45	430	586	-3,73E-10	39	430	586	-8,66E-06	39	430	586	-9,17E-07	46	439	594	0,04565	38	439	594	0,03162	38	439	594	0,000345	38

Tabela 12 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade do Hmesa com Fz=1N.



Tabela 13 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade do Hmesa com  $M_x=1Nmm$ 

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{mín}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{mín}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x_{mín}}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x_{máx}}$ (rad)	nó
-81	480	520	1,62E-09	39	480	520	1,12E-05	39	480	520	7,59E-07	39	510	555	0,000694	46	510	555	0,000133	46	510	555	3,15E-06	38
-72	435	520	1,77E-09	39	435	520	1,84E-05	39	435	520	1,45E-06	39	500	590	0,000864	46	500	590	0,000306	46	500	590	4,03E-06	38
-63	400	525	2,04E-09	39	500	600	2,57E-05	39	400	525	2,46E-06	39	500	600	0,001277	46	500	600	0,000683	46	500	600	7,64E-06	38
-54	400	530	2,58E-09	39	510	575	2,25E-05	39	400	530	4,84E-06	40	510	575	0,005249	38	510	575	0,002589	46	510	575	2,05E-05	38
-45	380	500	3,42E-09	39	460	600	2,87E-05	39	380	500	6,85E-06	39	460	600	0,006713	38	460	600	0,004045	46	460	600	2,54E-05	38
-36	350	480	4,63E-09	39	440	580	1,50E-05	39	350	480	1,08E-05	39	440	580	0,019661	38	440	580	0,012301	46	440	580	6,53E-05	38
-27	350	510	9,80E-09	39	390	600	1,14E-05	39	350	510	2,45E-05	39	390	600	0,028539	38	390	600	0,022227	46	390	600	0,000104	38
-18	520	650	-1,99E-09	39	400	500	3,49E-05	39	400	500	-9,64E-06	46	520	650	-0,0901	38	520	650	-0,03027	38	520	650	-0,00013	41
-9	475	670	-2,35E-09	39	475	670	-9,40E-05	37	400	550	-2,96E-05	46	475	670	-0,10185	38	475	670	-0,04506	38	475	670	-0,00019	39
0	640	670	2,59E-11	42	640	670	-5,77E-06	37	640	670	-5,63E-08	38	640	670	0,048304	38	470	520	0,011368	46	470	520	4,92E-05	38
9	630	670	-3,10E-10	39	630	670	-6,79E-06	37	630	670	2,36E-09	38	630	670	0,024579	38	400	560	0,012735	38	400	560	5,61E-05	38
18	650	685	-1,82E-10	39	650	685	3,32E-06	40	650	685	2,69E-07	46	650	685	0,029835	38	495	540	0,001357	46	650	685	7,10E-06	38
27	500	550	-5,27E-10	39	600	675	-1,01E-05	37	600	675	2,03E-07	38	600	675	0,006891	38	600	675	0,001141	46	600	675	7,34E-06	38
36	465	570	-3,32E-10	39	465	570	1,12E-05	40	465	570	5,48E-07	38	520	635	0,002869	38	520	635	0,001104	46	520	635	7,44E-06	38
45	430	586	-4,20E-11	39	430	586	1,06E-07	40	430	586	-2,70E-09	38	439	594	0,000816	38	439	594	0,000557	46	439	594	4,51E-06	38

Tabela 13 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade do Hmesa com  $M_x=1Nmm$ .

Tabela 14 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade global com  $F_y=1N$

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{m\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{m\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{m\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{m\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	1,63E-10	39	510	555	-7,99E-05	39	480	520	6,11E-06	45	510	555	0,10225	46	510	555	0,019674	46	510	555	0,000451	38
-72	435	520	8,32E-10	39	500	590	-3,58E-05	39	500	590	-7,33E-06	38	500	590	0,15054	46	500	590	0,053431	46	500	590	0,000684	38
-63	400	525	9,73E-09	39	500	600	5,97E-05	39	500	600	3,79E-06	39	500	600	0,19973	46	500	600	0,10623	46	500	600	0,001093	38
-54	400	530	6,35E-08	39	400	530	3,11E-05	39	400	530	6,41E-07	40	510	575	0,73748	38	510	575	0,36343	46	510	575	0,003006	38
-45	380	500	7,34E-08	39	380	500	0,000136	39	380	500	1,58E-05	39	460	600	0,87918	38	460	600	0,52945	46	460	600	0,003442	38
-36	350	480	8,34E-08	39	440	580	0,000156	39	350	480	4,62E-05	39	440	580	2,436	38	440	580	1,5237	46	440	580	0,008259	38
-27	350	510	1,48E-07	39	390	600	1,11E-04	39	350	510	1,68E-04	39	390	600	3,1544	38	390	600	2,4563	46	390	600	0,011701	38
-18	520	650	-4,46E-14	39	400	500	0,00139	39	400	500	-3,64E-04	39	520	650	-15,337	38	520	650	-5,1531	46	520	650	-0,0229	46
-9	475	670	-3,06E-12	39	475	670	-0,00285	37	400	550	-5,96E-04	39	475	670	-16,027	38	475	670	-7,0919	46	475	670	-0,03044	46
0	470	520	9,23E-15	39	640	670	-0,00098	37	640	670	1,57E-04	39	640	670	13,796	38	470	520	2,8236	38	470	520	0,012156	38
9	400	560	3,45E-15	39	630	670	-0,00052	37	630	670	9,24E-05	39	630	670	6,91	38	400	560	2,8368	38	400	560	0,012419	38
18	495	540	5,28E-14	39	495	540	3,94E-05	39	495	540	1,18E-05	39	650	685	9,0361	38	650	685	0,34852	38	650	685	0,001773	38
27	500	550	5,66E-14	39	600	675	2,07E-05	37	600	675	2,93E-06	38	600	675	1,6565	38	600	675	0,27219	38	600	675	0,001491	38
36	465	570	1,47E-14	39	465	570	-3,49E-05	41	465	570	-7,63E-07	46	520	635	0,34591	38	520	635	0,13171	38	520	635	0,000822	38
45	430	586	2,89E-16	39	439	594	8,44E-05	41	439	594	-8,03E-08	41	439	594	0,075441	38	439	594	0,050194	38	439	594	0,000384	38

Tabela 14 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade global com  $F_y=1N$ .

Tabela 15 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade global com Fz=1N

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{m\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{m\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{m\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{m\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	9,73E-12	39	510	555	5,16E-04	39	510	555	1,66E-05	44	510	555	0,020752	46	510	555	0,00437	46	510	555	0,000174	38
-72	500	590	6,96E-11	39	500	590	5,86E-04	39	500	590	1,98E-05	44	500	590	0,054368	46	500	590	0,019735	46	500	590	0,000344	38
-63	500	600	6,17E-10	39	500	600	5,27E-04	39	500	600	1,78E-05	37	500	600	0,10523	46	500	600	0,056395	46	500	600	0,000641	38
-54	510	575	-3,72E-09	39	510	575	4,49E-04	39	510	575	5,91E-06	38	510	575	0,36528	38	510	575	0,18083	46	510	575	0,001496	38
-45	460	600	1,04E-08	39	460	600	4,79E-04	39	460	600	1,87E-05	37	460	600	0,53141	38	460	600	0,32093	46	460	600	0,002087	38
-36	440	580	1,36E-08	39	440	580	4,53E-04	39	440	580	2,01E-05	37	440	580	1,5282	38	440	580	0,95683	46	440	580	0,005186	38
-27	390	600	4,41E-08	39	390	600	4,77E-04	39	390	600	7,13E-05	39	390	600	2,4622	38	390	600	1,9183	46	390	600	0,009138	38
-18	400	500	1,65E-14	39	400	500	1,68E-04	40	520	650	1,39E-06	38	520	650	-5,1567	38	520	650	-1,7315	46	520	650	-0,00773	38
-9	475	670	-2,82E-12	39	475	670	3,89E-04	37	475	670	-1,30E-04	37	475	670	-7,0946	38	475	670	-3,1381	46	475	670	-0,01351	38
0	640	670	2,44E-15	39	640	670	7,90E-05	39	640	670	3,93E-07	46	470	520	2,8201	38	470	520	1,2761	38	470	520	0,005494	38
9	400	560	6,04E-15	39	630	670	1,65E-05	40	630	670	4,24E-06	38	400	560	2,8342	38	400	560	1,9473	38	400	560	0,008525	38
18	650	685	1,66E-15	39	650	685	3,72E-05	37	650	685	-5,07E-07	38	650	685	0,31647	38	495	540	0,12436	38	495	540	0,000602	38
27	600	675	2,45E-14	39	600	675	-4,14E-05	39	600	675	5,15E-07	46	600	675	0,26664	38	500	550	0,083107	38	500	550	0,000445	38
36	465	570	8,01E-15	39	465	570	5,41E-05	37	465	570	1,07E-05	38	520	635	0,13054	38	520	635	0,050784	38	520	635	0,000317	38
45	430	586	-1,14E-16	39	430	586	-7,70E-06	39	430	586	-7,69E-07	38	439	594	0,049421	38	439	594	0,03424	38	439	594	0,000262	38

Tabela 15 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade global com Fz=1N.

Tabela 16 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade global com Mx=1Nmm

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\max}$ (rad)	nó
-81	480	520	5,40E-12	39	510	555	1,36E-05	39	480	520	1,40E-06	39	510	555	0,000447	46	510	555	8,54E-05	46	510	555	2,08E-06	38
-72	435	520	2,80E-11	39	500	590	1,83E-05	39	435	520	1,84E-06	39	500	590	0,000665	46	500	590	0,000235	46	500	590	3,13E-06	38
-63	400	525	3,56E-10	39	500	600	2,00E-05	39	400	525	2,07E-06	39	500	600	0,000978	46	500	600	0,000522	46	500	600	5,76E-06	38
-54	400	530	2,58E-09	39	510	575	1,70E-05	39	400	530	3,77E-06	40	510	575	0,004119	38	510	575	0,002032	46	510	575	1,67E-05	38
-45	380	500	3,42E-09	39	460	600	2,16E-05	39	380	500	5,34E-06	39	460	600	0,005276	38	460	600	0,00318	46	460	600	2,05E-05	38
-36	350	480	4,63E-09	39	440	580	1,02E-05	39	350	480	8,41E-06	39	440	580	0,015407	38	440	580	0,00964	46	440	580	5,21E-05	38
-27	350	510	9,80E-09	39	390	600	6,89E-06	39	350	510	1,91E-05	39	390	600	0,0223	38	390	600	0,017369	46	390	600	8,25E-05	38
-18	400	500	-6,98E-15	39	400	500	3,62E-05	39	400	500	-1,03E-05	46	520	650	-0,02324	38	520	650	-0,0078	46	520	650	-3,49E-05	38
-9	475	670	-1,64E-12	39	475	670	-9,95E-05	37	400	550	-3,07E-05	46	475	670	-0,03357	38	475	670	-0,01485	46	475	670	-6,38E-05	38
0	640	670	-2,29E-15	39	640	670	-9,14E-06	37	640	670	5,67E-07	38	470	520	0,012046	38	470	520	0,005451	38	470	520	2,34E-05	46
9	400	560	-2,65E-15	39	630	670	-1,07E-05	37	630	670	6,60E-07	38	400	560	0,011816	38	400	560	0,008119	38	400	560	3,54E-05	46
18	650	685	-3,09E-15	39	650	685	5,17E-06	40	650	685	2,54E-07	38	650	685	0,002201	38	495	540	0,000586	38	495	540	2,74E-06	46
27	500	550	-2,74E-15	39	600	675	-1,59E-05	37	600	675	9,38E-07	38	600	675	0,001515	38	500	550	0,000435	38	500	550	2,33E-06	46
36	465	570	-6,78E-16	39	465	570	1,18E-05	40	465	570	7,85E-07	38	520	635	0,00077	38	520	635	0,0003	38	520	635	1,83E-06	46
45	430	586	-1,29E-17	39	430	586	2,11E-07	40	430	586	1,38E-07	38	439	594	0,000332	38	439	594	0,00023	38	439	594	1,66E-06	46

Tabela 16 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade global com Mx=1Nmm.

Nas próximas tabelas encontram-se os resultados obtidos nas análises feitas com o aço inox.

Tabela 17 - Resumo da análise de sensibilidade (inox) para o  $\phi_{FUSOS}$

$\theta_G$	$\phi_{FUSOS}$ (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. máx (Hz)
-81	220	0,96250	142,14000	0,97883	142,16000
-72	300	0,85785	142,33000	0,90735	142,45000
-63	170	0,71887	137,97000	0,83351	138,82000
-54	40	0,51381	119,41000	0,72733	131,01000
-45	250	0,46744	137,29000	0,62503	140,44000
-36	30	0,31426	106,07000	0,51472	109,81000
-27	20	0,25177	101,93000	0,35487	102,48000
-18	250	0,32634	134,54000	0,59203	137,66000
-9	300	0,27419	137,12000	0,37680	143,94000
0	220	0,52451	134,92000	0,55311	141,56000
9	280	0,45817	131,70000	0,70805	146,41000
18	230	0,53821	134,28000	1,47080	146,42000
27	300	1,14330	135,30000	1,60000	146,49000
36	300	1,27630	131,61000	3,10910	146,47000
45	300	1,75020	128,44000	4,48300	134,20000

Tabela 17 - Resumo da análise de sensibilidade (inox) para o  $\phi_{FUSOS}$ .

Tabela 18 - Resumo da análise de sensibilidade (inox) para o  $\phi_{TRELIÇAS}$ 

$\theta_G$	$\phi_{EXT TRELIÇA}$ (mm)	$\phi_{INT TRELIÇA}$ (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. máx (Hz)
-81	50	0	1,04480	78,48800	1,07870	78,60400
-72	30	0	0,90037	96,04300	0,97267	96,18800
-63	30	0	0,74267	94,94600	0,88727	95,29900
-54	20	0	0,53307	100,22000	0,76138	100,45000
-45	20	0	0,48321	100,09000	0,65824	100,30000
-36	20	0	0,32701	99,18700	0,54394	100,40000
-27	20	0	0,26501	100,21000	0,37598	100,61000
-18	20	0	0,30719	93,64800	0,61217	101,72000
-9	20	0	0,27011	102,35000	0,38329	102,72000
0	10	1	0,42891	94,01000	0,59811	106,71000
9	10	1	0,37276	93,51300	0,78383	105,42000
18	10	1	0,63180	94,09300	1,28220	104,40000
27	10	1	1,22680	95,93500	1,42980	104,27000
36	10	0	1,25190	98,09000	2,72980	104,21000
45	20	0	1,74470	95,04400	4,33780	95,82700

Tabela 18 - Resumo da análise de sensibilidade (inox) para o  $\phi_{TRELIÇAS}$ .

Tabela 19 - Resumo da análise de sensibilidade (inox) para o Hmesa

$\theta_G$	Hmesa (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. Máx (Hz)
-81	10	0,87886	146,79000	0,93200	146,79000
-72	10	0,75030	146,79000	0,83849	146,80000
-63	10	0,61074	146,78000	0,74506	146,78000
-54	10	0,42664	146,75000	0,63095	146,77000
-45	10	0,38180	146,76000	0,52748	146,77000
-36	10	0,25096	142,03000	0,41900	146,77000
-27	10	0,19728	145,28000	0,27985	146,75000
-18	10	0,23186	134,53000	0,44256	146,78000
-9	10	0,19387	146,84000	0,26506	146,86000
0	20	0,34112	162,88000	0,72010	169,68000
9	20	0,29467	169,00000	1,00310	185,15000
18	30	1,01860	181,41000	1,03020	200,81000
27	10	1,43510	135,56000	1,63880	147,00000
36	10	1,39410	131,91000	2,06970	146,96000
45	10	1,62830	131,96000	4,37030	134,44000

Tabela 19 - Resumo da análise de sensibilidade (inox) para o Hmesa.



Tabela 20 - Resumo global das análises de sensibilidade (inox)

$\phi_{\text{FUSOS}}$ (mm)	$\phi_{\text{EXT}}$ TRELIÇA (mm)	$\phi_{\text{INT}}$ TRELIÇA (mm)	Hmesa tubular (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. máx (Hz)
220	50	0	10	1,24970	146,77000	1,30660	154,41000
300	30	0	10	0,96477	154,40000	1,05850	154,41000
170	30	0	10	0,76630	154,35000	0,93363	154,41000
40	20	0	10	0,47895	150,04000	0,71431	150,07000
250	20	0	10	0,43440	154,39000	0,59886	154,40000
30	20	0	10	0,27891	142,11000	0,46985	146,44000
20	20	0	10	0,21834	146,70000	0,31147	148,24000
250	20	0	10	0,26212	154,46000	0,50177	154,47000
300	20	0	10	0,21728	154,38000	0,30621	154,45000
220	10	1	20	0,28846	156,10000	0,78217	157,72000
280	10	1	20	0,24283	156,15000	1,04040	163,57000
230	10	1	30	0,89059	186,24000	1,03510	196,05000
300	10	1	10	1,25890	154,46000	1,47310	154,47000
300	10	0	10	1,36500	154,41000	2,06900	154,48000
300	20	0	10	1,82290	154,45000	5,18920	154,46000

Tabela 20 - Resumo global das análises de sensibilidade (inox).

A seguir têm-se três tabelas com a análise da flexibilidade aplicada para cada Hmesa ótimo e três tabelas com a análise da flexibilidade aplicada para os parâmetros estruturais globais ótimos na análise de sensibilidade feita com o aço inox.

Tabela 21 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) do Hmesa com  $F_y=1N$ 

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	4,91E-08	39	510	555	-4,49E-05	39	480	520	4,12E-06	45	510	555	0,062349	46	510	555	0,011882	46	510	555	0,000307	38
-72	435	520	5,26E-08	39	500	590	-1,55E-05	39	500	590	-7,46E-07	38	500	590	0,077438	46	500	590	0,027238	46	500	590	0,000442	38
-63	400	525	5,59E-08	39	500	600	2,80E-05	39	500	600	1,81E-06	39	500	600	0,10084	46	500	600	0,053373	46	500	600	0,000737	38
-54	400	530	6,35E-08	39	400	530	1,47E-05	39	400	530	2,80E-07	40	510	575	0,35861	38	510	575	0,17681	46	510	575	0,001724	38
-45	380	500	7,34E-08	39	380	500	6,37E-05	39	380	500	7,63E-06	39	460	600	0,43192	38	460	600	0,26022	46	460	600	0,001902	38
-36	350	480	8,34E-08	39	440	580	3,74E-05	39	350	480	2,22E-05	39	440	580	1,1913	38	440	580	0,74536	46	440	580	0,004335	38
-27	350	510	1,48E-07	39	390	600	1,45E-06	39	350	510	8,11E-05	39	390	600	1,5283	38	390	600	1,1903	46	390	600	0,005904	38
-18	520	650	-5,48E-09	39	400	500	0,000523	39	400	500	-1,28E-04	39	520	650	-5,8991	38	520	650	-1,9821	46	520	650	-0,00881	46
-9	475	670	-4,38E-09	39	475	670	-0,00098	37	400	550	-2,14E-04	39	475	670	-5,7861	38	475	670	-2,5603	46	475	670	-0,01099	46
0	640	670	2,48E-10	41	640	670	-0,00022	37	640	670	4,31E-05	39	640	670	3,9232	38	470	520	0,7123	38	470	520	0,003218	38
9	400	560	6,69E-10	39	630	670	-0,00012	37	630	670	2,41E-05	39	630	670	1,8541	38	400	560	0,68786	38	400	560	0,003163	38
18	650	685	5,35E-09	39	495	540	7,07E-07	39	495	540	3,49E-06	39	650	685	2,1308	38	650	685	0,082196	38	650	685	0,000924	38
27	500	550	1,09E-08	39	600	675	5,95E-06	40	600	675	3,69E-07	39	600	675	0,39773	38	600	675	0,06538	38	600	675	0,00076	38
36	465	570	7,19E-09	39	465	570	-3,45E-06	41	465	570	5,64E-08	46	520	635	0,11795	38	520	635	0,044919	38	520	635	0,000552	38
45	430	586	9,43E-10	39	439	594	2,18E-05	41	439	594	-1,89E-07	41	439	594	0,02546	38	439	594	0,016944	38	439	594	0,000312	38

Tabela 21 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) do Hmesa com  $F_y=1N$ .

Tabela 22 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (Inox) do Hmesa com Fz=1N

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{m/n}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{m/n}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x/m/n}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{m\acute{a}x}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{m\acute{a}x}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x/m\acute{a}x}$ (rad)	nó
-81	510	555	2,93E-09	39	510	555	2,99E-04	39	510	555	9,49E-06	44	510	555	0,012502	46	510	555	0,002605	46	510	555	0,000214	38
-72	500	590	4,39E-09	39	500	590	2,78E-04	39	500	590	9,03E-06	44	500	590	0,027693	46	500	590	0,009957	46	500	590	0,000289	38
-63	500	600	3,54E-09	39	500	600	2,51E-04	39	500	600	7,87E-06	37	500	600	0,052904	46	500	600	0,028208	46	500	600	0,000432	38
-54	510	575	-3,72E-09	39	510	575	2,15E-04	39	510	575	1,92E-06	38	510	575	0,17764	38	510	575	0,087976	46	510	575	0,000858	38
-45	460	600	1,04E-08	39	460	600	2,30E-04	39	460	600	8,21E-06	37	460	600	0,2611	38	460	600	0,15774	46	460	600	0,001153	38
-36	440	580	1,36E-08	39	440	580	2,19E-04	39	440	580	8,80E-06	37	440	580	0,74734	38	440	580	0,46804	46	440	580	0,002722	38
-27	390	600	4,41E-08	39	390	600	1,14E-06	39	390	600	3,37E-05	39	390	600	1,1929	38	390	600	0,92962	46	390	600	0,004611	38
-18	520	650	-4,17E-09	39	400	500	-2,05E-05	40	400	500	-5,08E-06	38	520	650	-1,9832	38	520	650	-0,666	46	520	650	-0,00309	38
-9	475	670	-4,04E-09	39	475	670	1,16E-04	37	400	550	4,99E-05	39	475	670	-2,5612	38	475	670	-1,1329	46	475	670	-0,00496	38
0	640	670	-1,98E-10	45	470	520	-2,38E-05	39	640	670	2,18E-06	46	470	520	0,71151	38	470	520	0,32191	38	470	520	0,001454	38
9	630	670	5,65E-10	39	630	670	1,26E-05	40	630	670	-1,74E-06	37	400	560	0,68727	38	400	560	0,47218	38	400	560	0,002171	38
18	650	685	9,80E-11	39	650	685	5,07E-06	39	650	685	-9,24E-07	38	495	540	0,080477	38	495	540	0,032545	38	495	540	0,000238	38
27	600	675	2,26E-09	39	500	550	5,52E-06	40	600	675	-5,92E-09	46	600	675	0,06412	38	500	550	0,02219	38	500	550	0,00021	38
36	465	570	3,92E-09	39	465	570	1,14E-05	37	465	570	-5,39E-07	38	520	635	0,044531	38	520	635	0,017319	38	520	635	0,000213	38
45	430	586	-3,73E-10	39	430	586	-3,09E-06	39	430	586	3,11E-08	38	439	594	0,016686	38	439	594	0,011558	38	439	594	0,000213	38

Tabela 22 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (Inox) do Hmesa com Fz=1N.

Tabela 23 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) do Hmesa com Mx=1Nm

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\max}$ (rad)	nó
-81	480	520	1,62E-09	39	480	520	4,11E-06	39	480	520	2,85E-07	39	510	555	0,000269	46	510	555	5,10E-05	46	510	555	1,61E-06	38
-72	435	520	1,77E-09	39	435	520	6,75E-06	39	435	520	5,50E-07	39	500	590	0,00034	46	500	590	0,000119	46	500	590	2,33E-06	38
-63	400	525	2,04E-09	39	500	600	8,91E-06	39	400	525	9,37E-07	39	500	600	0,000498	46	500	600	0,000265	46	500	600	3,96E-06	38
-54	400	530	2,58E-09	39	510	575	7,25E-06	39	400	530	1,84E-06	40	510	575	0,002001	38	510	575	0,000988	46	510	575	9,47E-06	38
-45	380	500	3,42E-09	39	460	600	8,86E-06	39	380	500	2,59E-06	39	460	600	0,00259	38	460	600	0,001562	46	460	600	1,12E-05	38
-36	350	480	4,63E-09	39	440	580	1,62E-06	39	350	480	4,06E-06	39	440	580	0,007532	38	440	580	0,004715	46	440	580	2,71E-05	38
-27	350	510	9,80E-09	39	390	600	-6,39E-07	39	350	510	9,24E-06	39	390	600	0,010803	38	390	600	0,008416	46	390	600	4,14E-05	38
-18	520	650	-1,99E-09	39	400	500	1,38E-05	39	400	500	-3,63E-06	46	520	650	-0,03546	38	520	650	-0,01191	38	520	650	-5,30E-05	41
-9	475	670	-2,35E-09	39	475	670	-3,50E-05	37	400	550	-1,13E-05	46	475	670	-0,0386	38	475	670	-0,01708	38	475	670	-7,33E-05	39
0	640	670	5,51E-12	46	640	670	-2,11E-06	37	640	670	1,90E-07	46	640	670	0,019885	38	470	520	0,004391	46	470	520	1,92E-05	38
9	630	670	-3,10E-10	39	630	670	-2,48E-06	37	630	670	2,08E-07	46	630	670	0,009768	38	400	560	0,004805	38	400	560	2,15E-05	38
18	650	685	-1,82E-10	39	650	685	1,20E-06	40	650	685	9,65E-08	46	650	685	0,010936	38	495	540	0,000536	46	650	685	3,68E-06	38
27	500	550	-5,27E-10	39	600	675	-3,69E-06	37	600	675	-5,32E-08	38	600	675	0,002514	38	600	675	0,000417	46	600	675	3,55E-06	38
36	465	570	-3,32E-10	39	465	570	4,40E-06	40	465	570	6,87E-08	38	520	635	0,001047	38	520	635	0,000403	46	520	635	3,37E-06	38
45	430	586	-4,20E-11	39	430	586	4,21E-08	40	430	586	5,92E-09	38	439	594	0,000298	38	439	594	0,000203	46	439	594	2,07E-06	38

Tabela 23 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) do Hmesa com Mx=1Nm.

Tabela 24 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) global com Fy=1N

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	1,42E-12	39	510	555	-2,25E-05	39	480	520	1,63E-06	45	510	555	0,03001	46	510	555	0,005731	46	510	555	0,000139	38
-72	435	520	4,39E-13	39	500	590	-1,07E-05	39	500	590	-1,91E-06	38	500	590	0,045592	46	500	590	0,016153	46	500	590	0,000211	38
-63	400	525	4,56E-12	39	500	600	1,82E-05	39	500	600	1,15E-06	39	500	600	0,060527	46	500	600	0,032162	46	500	600	0,000363	38
-54	400	530	2,92E-09	39	400	530	1,15E-05	39	400	530	2,24E-07	40	510	575	0,27609	38	510	575	0,13609	46	510	575	0,001301	38
-45	380	500	1,28E-12	39	380	500	5,13E-05	39	380	500	5,91E-06	39	460	600	0,32161	38	460	600	0,19363	46	460	600	0,001227	38
-36	350	480	1,44E-08	39	440	580	3,54E-05	39	350	480	1,73E-05	39	440	580	0,92711	38	440	580	0,58006	46	440	580	0,003408	38
-27	350	510	1,48E-07	39	390	600	-1,83E-05	39	350	510	6,35E-05	39	390	600	1,2038	38	390	600	0,93766	46	390	600	0,00476	38
-18	520	650	-9,26E-14	39	400	500	0,00037	39	400	500	-9,50E-05	39	520	650	-4,0551	38	520	650	-1,3624	46	520	650	-0,00606	46
-9	475	670	-3,57E-14	39	475	670	-0,00074	37	400	550	-1,55E-04	39	475	670	-4,1694	38	475	670	-1,8449	46	475	670	-0,00792	46
0	470	520	2,44E-14	39	640	670	-0,00036	37	640	670	5,81E-05	39	640	670	5,1225	38	470	520	1,0396	38	470	520	0,004508	38
9	400	560	1,85E-15	39	630	670	-0,00019	37	630	670	3,41E-05	39	630	670	2,5481	38	400	560	1,0401	38	400	560	0,00458	38
18	495	540	7,39E-14	39	495	540	1,20E-05	39	495	540	4,48E-06	39	650	685	3,3025	38	650	685	0,12738	38	650	685	0,00075	38
27	500	550	4,29E-14	39	600	675	7,54E-06	37	500	550	4,05E-07	38	600	675	0,60394	38	600	675	0,099238	38	600	675	0,000611	38
36	465	570	1,47E-14	39	465	570	-1,09E-05	41	465	570	1,36E-07	38	520	635	0,12641	38	520	635	0,048133	38	520	635	0,000348	38
45	430	586	2,13E-16	39	439	594	2,74E-05	41	439	594	2,70E-07	41	439	594	0,019865	38	439	594	0,013224	38	439	594	0,000139	38

Tabela 24 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) global com Fy=1N.

Tabela 25 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (Inox) global com Fz=1N

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{m/n}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{m/n}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x/m/n}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x/máx}$ (rad)	nó
-81	510	555	8,47E-14	39	510	555	1,45E-04	39	510	555	4,64E-06	44	510	555	0,006039	46	510	555	0,001262	46	510	555	7,43E-05	38
-72	500	590	3,67E-14	39	500	590	1,74E-04	39	500	590	5,87E-06	44	500	590	0,016437	46	500	590	0,005955	46	500	590	0,000116	38
-63	500	600	2,90E-13	39	500	600	1,57E-04	39	500	600	5,24E-06	37	500	600	0,031856	46	500	600	0,017055	46	500	600	0,000213	38
-54	510	575	-1,72E-10	39	510	575	1,65E-04	39	510	575	1,69E-06	38	510	575	0,13676	38	510	575	0,067717	46	510	575	0,000647	38
-45	460	600	1,84E-13	39	460	600	1,74E-04	39	460	600	7,15E-06	37	460	600	0,1944	38	460	600	0,11737	46	460	600	0,000744	38
-36	440	580	2,39E-09	39	440	580	1,68E-04	39	440	580	7,04E-06	37	440	580	0,58163	38	440	580	0,36424	46	440	580	0,00214	38
-27	390	600	4,41E-08	39	390	600	-1,63E-05	39	390	600	2,60E-05	39	390	600	0,93962	38	390	600	0,73229	46	390	600	0,003717	38
-18	400	500	3,43E-14	39	520	650	1,37E-05	41	520	650	-2,17E-06	37	520	650	-1,3634	38	520	650	-0,45779	46	520	650	-0,00207	38
-9	475	670	-3,29E-14	39	475	670	9,85E-05	37	475	670	-3,55E-05	37	475	670	-1,8456	38	475	670	-0,81636	46	475	670	-0,00353	38
0	640	670	6,41E-15	39	640	670	2,40E-05	39	640	670	4,12E-07	46	470	520	1,0384	38	470	520	0,46984	38	470	520	0,002038	38
9	400	560	3,23E-15	39	630	670	7,08E-06	40	630	670	1,39E-06	38	400	560	1,0392	38	400	560	0,71398	38	400	560	0,003144	38
18	650	685	2,32E-15	39	650	685	1,36E-05	37	650	685	-2,13E-06	37	650	685	0,11569	38	495	540	0,045919	38	495	540	0,000239	38
27	600	675	1,86E-14	39	600	675	-1,49E-05	39	600	675	1,85E-07	46	600	675	0,097212	38	500	550	0,030613	38	500	550	0,00018	38
36	465	570	8,01E-15	39	465	570	1,90E-05	37	465	570	3,53E-06	38	520	635	0,047703	38	520	635	0,018558	38	520	635	0,000134	38
45	430	586	-8,44E-17	39	430	586	-3,46E-06	39	430	586	8,18E-09	46	439	594	0,013025	38	439	594	0,009021	38	439	594	9,48E-05	38

Tabela 25 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (Inox) global com Fz=1N.



Tabela 26 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) global com Mx=1Nm

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\max}$ (rad)	nó
-81	480	520	4,69E-14	39	510	555	4,09E-06	39	480	520	4,29E-07	45	510	555	0,000132	46	510	555	2,50E-05	46	510	555	6,47E-07	38
-72	435	520	1,48E-14	39	500	590	5,74E-06	39	435	520	6,55E-07	44	500	590	0,000202	46	500	590	7,15E-05	46	500	590	9,75E-07	38
-63	400	525	1,67E-13	39	500	600	5,92E-06	39	400	525	8,14E-07	43	500	600	0,000279	46	500	600	0,000148	46	500	600	1,44E-06	38
-54	400	530	1,19E-10	39	510	575	5,93E-06	39	400	530	1,40E-06	40	510	575	0,001267	38	510	575	0,000626	46	510	575	5,61E-06	38
-45	380	500	5,98E-14	39	460	600	8,49E-06	39	380	500	1,94E-06	39	460	600	0,001106	38	460	600	0,000668	46	460	600	4,03E-06	38
-36	350	480	7,99E-10	39	440	580	1,80E-06	39	350	480	3,14E-06	39	440	580	0,00526	38	440	580	0,003292	46	440	580	1,90E-05	38
-27	350	510	9,80E-09	39	390	600	-2,68E-06	39	350	510	7,23E-06	39	390	600	0,008511	38	390	600	0,006632	46	390	600	3,33E-05	38
-18	400	500	-1,45E-14	39	400	500	9,65E-06	39	400	500	-2,67E-06	46	520	650	-0,00614	38	520	650	-0,00206	46	520	650	-9,35E-06	38
-9	475	670	-1,92E-14	39	475	670	-2,58E-05	37	400	550	-7,97E-06	46	475	670	-0,00792	38	475	670	-0,0035	46	475	670	-1,52E-05	38
0	640	670	-6,02E-15	39	640	670	-3,34E-06	37	640	670	8,87E-08	38	470	520	0,004448	38	470	520	0,002013	38	470	520	8,65E-06	46
9	400	560	-1,42E-15	39	630	670	-3,92E-06	37	630	670	1,54E-07	38	400	560	0,004322	38	400	560	0,00297	38	400	560	1,30E-05	46
18	650	685	-4,32E-15	39	650	685	1,87E-06	40	650	685	-9,65E-09	38	650	685	0,000817	38	495	540	0,000216	38	495	540	1,01E-06	46
27	500	550	-2,08E-15	39	600	675	-5,82E-06	37	600	675	2,74E-07	38	600	675	0,000552	38	500	550	0,00016	38	500	550	8,56E-07	46
36	465	570	-6,78E-16	39	465	570	4,39E-06	40	465	570	2,53E-07	38	520	635	0,000281	38	520	635	0,000109	38	520	635	6,67E-07	46
45	430	586	-9,49E-18	39	430	586	-5,17E-08	40	430	586	-3,28E-09	38	439	594	8,86E-05	38	439	594	6,13E-05	38	439	594	4,52E-07	46

Tabela 26 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (inox) global com Mx=1Nm.

Nas próximas tabelas encontram-se os resultados obtidos nas análises feitas com a fibra de carbono com  $E=276\text{GPa}$  e  $\rho=1,75\text{g/cc}$ .

Tabela 27 - Resumo da análise de sensibilidade (fibra de carbono) para o  $\phi_{\text{FUSOS}}$

$\theta_G$	$\phi_{\text{FUSOS}}$ (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. máx (Hz)
-81	110	2,39820	152,37000	2,44690	153,69000
-72	80	2,11140	149,40000	2,25050	150,44000
-63	60	1,75520	152,03000	2,05410	152,03000
-54	30	1,24590	139,63000	1,78520	140,58000
-45	40	1,12980	148,42000	1,53330	148,43000
-36	30	0,75735	139,61000	1,26260	140,26000
-27	20	0,60963	131,24000	0,86622	135,25000
-18	250	0,75089	150,07000	1,43360	150,30000
-9	220	0,63967	147,90000	0,90555	152,23000
0	270	1,10490	150,03000	1,22660	154,42000
9	300	1,10710	150,50000	1,41860	154,46000
18	250	1,07500	151,01000	3,37280	154,38000
27	300	2,41120	152,54000	3,70400	154,39000
36	300	3,10890	153,42000	6,33470	154,39000
45	300	4,33500	154,44000	10,86200	154,45000

Tabela 27 - Resumo da análise de sensibilidade (fibra de carbono) para o  $\phi_{\text{FUSOS}}$ .

Tabela 28 - Resumo da análise de sensibilidade (fibra de carbono) para o  $\phi_{TRELIÇAS}$ 

$\theta_G$	$\phi_{EXT TRELIÇA}$ (mm)	$\phi_{INT TRELIÇA}$ (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. máx (Hz)
-81	30	0	2,50420	111,85000	2,60370	111,86000
-72	20	0	2,12950	111,85000	2,32510	111,86000
-63	20	0	1,73470	111,85000	2,10120	111,87000
-54	10	0	1,22260	122,21000	1,74580	135,31000
-45	10	0	1,10490	126,25000	1,50300	138,07000
-36	10	0	0,74526	129,40000	1,23670	141,08000
-27	10	0	0,60001	136,12000	0,84980	142,08000
-18	10	0	0,71008	132,39000	1,38520	133,66000
-9	10	0	0,61563	133,98000	0,85796	138,28000
0	10	1	1,02610	129,23000	1,19770	132,72000
9	10	1	0,91155	129,62000	1,58650	132,79000
18	10	1	1,27400	128,53000	3,01220	128,60000
27	10	1	2,66440	128,93000	3,37800	129,12000
36	10	0	3,05810	132,54000	6,21560	134,72000
45	10	0	4,24070	128,95000	11,05300	134,87000

Tabela 28 - Resumo da análise de sensibilidade (fibra de carbono) para o  $\phi_{TRELIÇAS}$ .

Tabela 29 - Resumo da análise de sensibilidade (fibra de carbono) para o Hmesa

$\theta_G$	Hmesa (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. Máx (Hz)
-81	10	2,17530	212,99000	2,33090	227,93000
-72	10	1,84400	210,27000	2,08490	213,06000
-63	10	1,49820	211,36000	1,84720	212,69000
-54	10	1,04740	211,17000	1,56200	211,20000
-45	10	0,93341	210,91000	1,30590	225,58000
-36	10	0,61374	210,63000	1,03950	225,72000
-27	10	0,48518	226,03000	0,69210	228,50000
-18	10	0,54576	210,85000	1,08880	227,59000
-9	10	0,46743	208,63000	0,64851	233,39000
0	20	0,82134	234,74000	1,41250	234,82000
9	20	0,72306	229,33000	2,01570	239,06000
18	40	2,04370	239,02000	2,30210	241,69000
27	10	3,39290	227,28000	3,65670	238,22000
36	10	3,42650	209,52000	5,00550	238,28000
45	10	4,07320	223,58000	11,40500	237,57000

Tabela 29 - Resumo da análise de sensibilidade (fibra de carbono) para o Hmesa.

Tabela 30 - Resumo global das análises de sensibilidade (fibra de carbono)

$\phi_{\text{FUSOS}}$ (mm)	$\phi_{\text{EXT}}$ TRELIÇA (mm)	$\phi_{\text{INT}}$ TRELIÇA (mm)	Hmesa tubular (mm)	1º Harm. mín (Hz)	10º Harm. mín (Hz)	1º Harm. máx (Hz)	10º Harm. máx (Hz)
110	30	0	10	2,75880	177,92000	2,90310	178,08000
80	20	0	10	2,15030	180,46000	2,38250	180,46000
60	20	0	10	1,70290	187,75000	2,09370	187,83000
30	10	0	10	1,02260	244,67000	1,51610	246,32000
40	10	0	10	0,91979	230,16000	1,26670	230,35000
30	10	0	10	0,59893	242,89000	1,00400	246,08000
20	10	0	10	0,46886	228,41000	0,66715	230,61000
250	10	0	10	0,57700	172,91000	1,08150	173,00000
220	10	0	10	0,47514	172,68000	0,65906	175,32000
270	10	1	20	0,71167	252,90000	1,60880	253,04000
300	10	1	20	0,60612	254,15000	2,18930	255,05000
250	10	1	40	2,05490	251,98000	2,11120	257,32000
300	10	1	10	3,10760	176,71000	3,42470	187,66000
300	10	0	10	3,45240	174,15000	5,13500	187,72000
300	10	0	10	3,97510	174,73000	10,68800	182,15000

Tabela 30 - Resumo global das análises de sensibilidade (fibra de carbono).

A seguir têm-se três tabelas com a análise da flexibilidade aplicada para cada Hmesa ótimo e três tabelas com a análise da flexibilidade aplicada para os parâmetros estruturais globais ótimos na análise de sensibilidade feita com a fibra de carbono.

Tabela 31 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) do Hmesa com  $F_y=1N$

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{m\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{m\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{m\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{m\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{x\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	4,91E-08	39	510	555	-3,14E-05	39	510	555	-2,31E-06	38	510	555	0,0455	46	510	555	0,008612	46	510	555	0,000287	38
-72	435	520	5,26E-08	39	500	590	-1,04E-05	39	500	590	6,27E-07	38	500	590	0,057037	46	500	590	0,019969	46	500	590	0,000393	38
-63	400	525	5,59E-08	39	500	600	1,96E-05	39	500	600	1,29E-06	39	500	600	0,074004	46	500	600	0,039055	46	500	600	0,000626	38
-54	400	530	6,35E-08	39	400	530	1,04E-05	39	400	530	1,83E-07	40	510	575	0,25895	38	510	575	0,12773	46	510	575	0,001389	38
-45	380	500	7,34E-08	39	380	500	4,44E-05	39	380	500	5,46E-06	39	460	600	0,3142	38	460	600	0,18936	46	460	600	0,001499	38
-36	350	480	8,34E-08	39	440	580	4,82E-07	39	350	480	1,59E-05	39	440	580	0,86285	38	440	580	0,54	46	440	580	0,003304	38
-27	350	510	1,48E-07	39	390	600	-2,45E-05	39	350	510	5,81E-05	39	390	600	1,0988	38	390	600	0,85589	46	390	600	0,004379	38
-18	520	650	-5,48E-09	39	400	500	0,000386	39	400	500	-9,17E-05	39	520	650	-4,3453	38	520	650	-1,46	46	520	650	-0,00649	46
-9	475	670	-4,38E-09	39	475	670	-0,0007	37	400	550	-1,54E-04	39	475	670	-4,1648	38	475	670	-1,8429	46	475	670	-0,00791	46
0	640	670	7,74E-11	44	640	670	-0,00016	37	640	670	3,25E-05	39	640	670	2,9677	38	470	520	0,51952	38	470	520	0,002391	38
9	400	560	6,69E-10	39	630	670	-8,33E-05	37	630	670	1,79E-05	39	630	670	1,3749	38	400	560	0,4949	38	400	560	0,002322	38
18	650	685	5,35E-09	39	495	540	-4,70E-06	39	495	540	2,83E-06	39	650	685	1,4945	38	495	540	0,059974	38	650	685	0,00081	38
27	500	550	1,09E-08	39	600	675	4,25E-06	40	600	675	2,59E-07	39	600	675	0,27942	38	600	675	0,045932	38	600	675	0,000661	38
36	465	570	7,19E-09	39	465	570	2,05E-06	41	465	570	-2,76E-09	45	520	635	0,082858	38	520	635	0,031555	38	520	635	0,000476	38
45	430	586	9,43E-10	39	439	594	1,55E-05	41	439	594	-1,34E-07	41	439	594	0,017883	38	439	594	0,011901	38	439	594	0,000278	38

Tabela 31 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) do Hmesa com  $F_y=1N$ .

Tabela 32 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) do Hmesa com Fz=1N

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	Nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	2,93E-09	39	510	555	2,10E-04	39	510	555	6,63E-06	44	510	555	0,009051	46	510	555	0,001872	46	510	555	0,000199	38
-72	500	590	4,39E-09	39	500	590	1,95E-04	39	500	590	6,22E-06	44	500	590	0,020298	46	500	590	0,007262	46	500	590	0,000257	38
-63	500	600	3,54E-09	39	500	600	1,77E-04	39	500	600	5,31E-06	37	500	600	0,038725	46	500	600	0,020587	46	500	600	0,000367	38
-54	510	575	-3,72E-09	39	510	575	1,53E-04	39	510	575	8,50E-07	38	510	575	0,12829	38	510	575	0,063555	46	510	575	0,000691	38
-45	460	600	1,04E-08	39	460	600	1,64E-04	39	460	600	5,41E-06	37	460	600	0,18995	38	460	600	0,11478	46	460	600	0,000909	38
-36	440	580	1,36E-08	39	440	580	2,06E-05	39	440	580	5,78E-06	37	440	580	0,54133	38	440	580	0,33909	46	440	580	0,002075	38
-27	390	600	4,41E-08	39	390	600	2,89E-05	39	390	600	2,37E-05	39	390	600	0,85765	38	390	600	0,66844	46	390	600	0,00342	38
-18	520	650	-4,17E-09	39	400	500	-4,05E-05	40	400	500	-4,06E-06	38	520	650	-1,4608	38	520	650	-0,49058	46	520	650	-0,00231	38
-9	475	670	-4,04E-09	39	475	670	7,71E-05	37	400	550	3,47E-05	39	475	670	-1,8435	38	475	670	-0,81549	46	475	670	-0,0036	38
0	470	520	-1,52E-10	42	640	670	-5,37E-07	41	640	670	-9,46E-07	38	470	520	0,51896	38	470	520	0,23479	38	470	520	0,001081	38
9	630	670	5,65E-10	39	630	670	-7,63E-06	44	630	670	-1,07E-07	38	400	560	0,49449	38	400	560	0,33972	38	400	560	0,001594	38
18	650	685	9,80E-11	39	650	685	3,64E-06	39	495	540	-1,13E-07	38	495	540	0,05951	38	495	540	0,024056	38	495	540	0,000199	38
27	600	675	2,26E-09	39	500	550	8,43E-07	41	600	675	-5,01E-09	46	600	675	0,045046	38	500	550	0,016435	38	500	550	0,000181	38
36	465	570	3,92E-09	39	465	570	6,22E-06	37	520	635	-3,64E-07	38	520	635	0,031283	38	520	635	0,012166	38	520	635	0,000184	38
45	430	586	-3,73E-10	39	430	586	-2,00E-06	39	430	586	-2,55E-07	46	439	594	0,01172	38	439	594	0,008119	38	439	594	0,00019	38

Tabela 32 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) do Hmesa com Fz=1N.



Tabela 33 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) do Hmesa com Mx=1Nmm

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{xmin}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{xmax}$ (rad)	nó
-81	480	520	1,62E-09	39	480	520	2,89E-06	39	480	520	2,04E-07	39	510	555	0,000196	46	510	555	3,69E-05	46	510	555	1,48E-06	38
-72	435	520	1,77E-09	39	435	520	4,75E-06	39	435	520	3,96E-07	39	500	590	0,00025	46	500	590	8,75E-05	46	500	590	2,05E-06	38
-63	400	525	2,04E-09	39	500	600	6,03E-06	39	400	525	6,77E-07	39	500	600	0,000365	46	500	600	0,000194	46	500	600	3,33E-06	38
-54	400	530	2,58E-09	39	510	575	4,63E-06	39	400	530	1,33E-06	40	510	575	0,001445	38	510	575	0,000714	46	510	575	7,58E-06	38
-45	380	500	3,42E-09	39	460	600	5,47E-06	39	380	500	1,86E-06	39	460	600	0,001884	38	460	600	0,001137	46	460	600	8,76E-06	38
-36	350	480	4,63E-09	39	440	580	-1,70E-07	39	350	480	2,90E-06	39	440	580	0,005456	38	440	580	0,003416	46	440	580	2,06E-05	38
-27	350	510	9,80E-09	39	390	600	-3,13E-06	39	350	510	6,62E-06	39	390	600	0,007767	38	390	600	0,006052	46	390	600	3,06E-05	38
-18	520	650	-1,99E-09	39	400	500	1,02E-05	39	400	500	-2,60E-06	46	520	650	-0,0261	38	520	650	-0,00877	38	520	650	-3,90E-05	41
-9	475	670	-2,35E-09	39	475	670	-2,49E-05	37	400	550	-8,12E-06	46	475	670	-0,02777	38	475	670	-0,01229	38	475	670	-5,27E-05	39
0	640	670	-6,00E-11	46	640	670	-1,48E-06	37	640	670	1,41E-07	46	640	670	0,015018	38	470	520	0,003197	46	470	520	1,41E-05	38
9	630	670	-3,10E-10	39	630	670	-1,75E-06	37	630	670	1,53E-07	46	630	670	0,007231	38	400	560	0,003447	38	400	560	1,56E-05	38
18	650	685	-1,82E-10	39	650	685	8,57E-07	40	650	685	6,93E-08	46	650	685	0,007657	38	495	540	0,000395	46	650	685	3,08E-06	38
27	500	550	-5,27E-10	39	600	675	-2,59E-06	37	500	550	6,73E-08	38	600	675	0,001764	38	500	550	0,000295	46	600	675	2,90E-06	38
36	465	570	-3,32E-10	39	465	570	3,24E-06	40	465	570	5,81E-09	38	520	635	0,000734	38	520	635	0,000283	46	520	635	2,67E-06	38
45	430	586	-4,20E-11	39	430	586	3,14E-08	40	430	586	-1,42E-08	38	439	594	0,000209	38	439	594	0,000143	46	439	594	1,65E-06	38

Tabela 33 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) do Hmesa com Mx=1Nmm.

Tabela 34 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) global com  $F_y=1N$

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{mín}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{mín}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{mín}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{máx}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{máx}$ (rad)	nó
-81	510	555	2,35E-11	39	510	555	-2,03E-05	39	480	520	1,59E-06	45	510	555	0,027383	46	510	555	0,005223	46	510	555	0,000133	38
-72	435	520	9,70E-11	39	500	590	-8,87E-06	39	500	590	-4,10E-07	38	500	590	0,040597	46	500	590	0,01433	46	500	590	0,000227	38
-63	400	525	3,75E-10	39	500	600	1,55E-05	39	500	600	9,99E-07	39	500	600	0,053873	46	500	600	0,028554	46	500	600	0,00041	38
-54	400	530	1,11E-08	39	400	530	1,14E-05	39	400	530	2,19E-07	40	510	575	0,27524	38	510	575	0,13569	46	510	575	0,001349	38
-45	380	500	3,39E-09	39	380	500	5,00E-05	39	380	500	5,92E-06	39	460	600	0,32726	38	460	600	0,19711	46	460	600	0,001422	38
-36	350	480	1,44E-08	39	440	580	3,58E-05	39	350	480	1,72E-05	39	440	580	0,92038	38	440	580	0,57583	46	440	580	0,003379	38
-27	350	510	1,48E-07	39	390	600	-1,77E-05	39	350	510	6,33E-05	39	390	600	1,1961	38	390	600	0,93166	46	390	600	0,004722	38
-18	520	650	-9,26E-14	39	400	500	0,000369	39	400	500	-9,47E-05	39	520	650	-4,0413	38	520	650	-1,3578	46	520	650	-0,00604	46
-9	475	670	-1,24E-13	39	475	670	-0,00074	37	400	550	-1,55E-04	39	475	670	-4,1666	38	475	670	-1,8437	46	475	670	-0,00791	46
0	470	520	1,07E-14	39	640	670	-0,00025	37	640	670	4,11E-05	39	640	670	3,6214	38	470	520	0,73256	38	470	520	0,003186	38
9	400	560	1,40E-15	39	630	670	-0,00013	37	630	670	2,41E-05	39	630	670	1,8003	38	400	560	0,73237	38	400	560	0,003236	38
18	495	540	5,28E-14	39	495	540	7,50E-06	39	495	540	3,21E-06	39	650	685	2,3135	38	650	685	0,089232	38	650	685	0,000565	38
27	500	550	4,29E-14	39	600	675	5,29E-06	37	600	675	9,05E-07	39	600	675	0,42358	38	600	675	0,069601	38	600	675	0,000461	38
36	465	570	1,47E-14	39	465	570	-6,67E-06	41	465	570	-1,76E-07	46	520	635	0,088782	38	520	635	0,033805	38	520	635	0,000267	38
45	430	586	2,13E-16	39	439	594	2,19E-05	41	439	594	-2,86E-08	41	439	594	0,019365	38	439	594	0,012883	38	439	594	0,000136	38

Tabela 34 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) global com  $F_y=1N$ .

Tabela 35 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) global com Fz=1N

$\theta_0$	Y	Z	$\Delta Y_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\min}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{\max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{\max}$ (rad)	nó
-81	510	555	1,41E-12	39	510	555	1,32E-04	39	510	555	4,20E-06	44	510	555	0,005502	46	510	555	0,001148	46	510	555	9,21E-05	38
-72	500	590	8,12E-12	39	500	590	1,51E-04	39	500	590	4,98E-06	44	500	590	0,014579	46	500	590	0,005262	46	500	590	0,000149	38
-63	500	600	2,38E-11	39	500	600	1,36E-04	39	500	600	4,36E-06	37	500	600	0,028293	46	500	600	0,015107	46	500	600	0,000241	38
-54	510	575	-6,50E-10	39	510	575	1,66E-04	39	510	575	1,53E-06	38	510	575	0,13634	38	510	575	0,067515	46	510	575	0,000671	38
-45	460	600	4,81E-10	39	460	600	1,76E-04	39	460	600	6,67E-06	37	460	600	0,19782	38	460	600	0,11948	46	460	600	0,000862	38
-36	440	580	2,39E-09	39	440	580	1,68E-04	39	440	580	7,03E-06	37	440	580	0,5774	38	440	580	0,36159	46	440	580	0,002122	38
-27	390	600	4,41E-08	39	390	600	-1,29E-05	39	390	600	2,60E-05	39	390	600	0,93362	38	390	600	0,72761	46	390	600	0,003688	38
-18	400	500	3,43E-14	39	520	650	2,53E-05	41	520	650	-2,00E-06	37	520	650	-1,3587	38	520	650	-0,45623	46	520	650	-0,00206	38
-9	475	670	-1,14E-13	39	475	670	9,81E-05	37	475	670	-3,57E-05	37	475	670	-1,8443	38	475	670	-0,81581	46	475	670	-0,00353	38
0	640	670	2,82E-15	39	640	670	1,55E-05	39	640	670	3,66E-07	46	470	520	0,73167	38	470	520	0,33107	38	470	520	0,00144	38
9	400	560	2,45E-15	39	630	670	5,42E-06	40	630	670	-9,55E-08	38	400	560	0,73172	38	400	560	0,50274	38	400	560	0,002221	38
18	650	685	1,66E-15	39	650	685	9,54E-06	37	650	685	-1,50E-06	37	650	685	0,081021	38	495	540	0,032418	38	495	540	0,000175	38
27	600	675	1,86E-14	39	600	675	-1,02E-05	39	600	675	1,24E-07	46	600	675	0,068179	38	500	550	0,021624	38	500	550	0,000134	38
36	465	570	8,01E-15	39	465	570	1,31E-05	37	465	570	2,30E-06	38	520	635	0,033502	38	520	635	0,013034	38	520	635	0,000103	38
45	430	586	-8,44E-17	39	430	586	-1,55E-06	39	430	586	5,89E-08	38	439	594	0,012684	38	439	594	0,008788	38	439	594	9,30E-05	38

Tabela 35 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) global com Fz=1N.

Tabela 36 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) global com  $M_x=1Nmm$ 

$\theta_g$	Y	Z	$\Delta Y_{min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{min}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{xmin}$ (rad)	nó	Y	Z	$\Delta Y_{max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta Z_{max}$ (mm)	nó	Y	Z	$\Delta \theta_{xmax}$ (rad)	nó
-81	480	520	7,79E-13	39	510	555	3,66E-06	39	480	520	3,96E-07	45	510	555	1,20E-04	46	510	555	2,26E-05	46	510	555	5,96E-07	38
-72	435	520	3,27E-12	39	500	590	4,82E-06	39	435	520	5,61E-07	39	500	590	0,000179	46	500	590	6,31E-05	46	500	590	9,27E-07	38
-63	400	525	1,37E-11	39	500	600	4,94E-06	39	400	525	6,79E-07	39	500	600	0,000251	46	500	600	0,000133	46	500	600	1,53E-06	38
-54	400	530	4,50E-10	39	510	575	5,73E-06	39	400	530	1,41E-06	40	510	575	0,001413	38	510	575	0,000698	46	510	575	6,66E-06	38
-45	380	500	1,58E-10	39	460	600	7,52E-06	39	380	500	1,98E-06	39	460	600	0,001578	38	460	600	0,000952	46	460	600	6,51E-06	38
-36	350	480	7,99E-10	39	440	580	1,84E-06	39	350	480	3,13E-06	39	440	580	0,005219	38	440	580	0,003267	46	440	580	1,89E-05	38
-27	350	510	9,80E-09	39	390	600	-2,63E-06	39	350	510	7,22E-06	39	390	600	0,008455	38	390	600	0,006588	46	390	600	3,30E-05	38
-18	400	500	-1,45E-14	39	400	500	9,62E-06	39	400	500	-2,67E-06	46	520	650	-0,00612	38	520	650	-0,00205	46	520	650	-9,30E-06	38
-9	475	670	-6,64E-14	39	475	670	-2,57E-05	37	400	550	-7,97E-06	46	475	670	-0,00794	38	475	670	-0,00351	46	475	670	-1,52E-05	38
0	640	670	-2,65E-15	39	640	670	-2,34E-06	37	640	670	2,72E-08	38	470	520	0,003122	38	470	520	0,001413	38	470	520	6,07E-06	46
9	400	560	-1,07E-15	39	630	670	-2,75E-06	37	630	670	7,01E-08	38	400	560	0,00304	38	400	560	0,002089	38	400	560	9,12E-06	46
18	650	685	-3,09E-15	39	650	685	1,32E-06	40	650	685	-5,59E-08	38	650	685	0,000564	38	495	540	0,000152	38	495	540	7,13E-07	46
27	500	550	-2,08E-15	39	600	675	-4,08E-06	37	600	675	1,60E-07	38	600	675	0,000387	38	500	550	0,000113	38	500	550	6,03E-07	46
36	465	570	-6,78E-16	39	465	570	3,12E-06	40	465	570	1,61E-07	38	520	635	0,000198	38	520	635	7,69E-05	38	520	635	4,69E-07	46
45	430	586	-9,49E-18	39	430	586	5,80E-08	40	430	586	8,02E-09	38	439	594	8,53E-05	38	439	594	5,91E-05	38	439	594	4,24E-07	46

Tabela 36 - Resumo da análise de flexibilidade na análise de sensibilidade (fibra de carbono) global com  $M_x=1Nmm$ .

Nas análises de sensibilidade, comparando os ganhos, constatou-se que para maximizar a menor 1ª frequência natural em cada espaço de trabalho com orientação constante, obtém-se um ganho comparativamente melhor conservando os fusos de potência e as barras de treliça como estão e alterando apenas a mesa, plataforma móvel, para uma estrutura com perfil tubular com duas nervuras como a proposta, por exemplo. Entre os materiais o mais promissor foi a fibra de carbono. E em todos os casos a menor rigidez (a maior flexibilidade) para a usinagem apresentou-se maior na vertical em relação à horizontal. Sendo assim a Tetraglide mostrou-se favorável em operações com o esforço de corte na vertical, em fresamento, furação, alargamento, escareamento e rosqueamento, por exemplo.

Para operações de usinagem de alta velocidade, por exemplo uma fresa de topo de várias funções com 4 dentes, diâmetro de 6mm a 385m/min, submete a estrutura a uma excitação de aproximadamente 1361,659Hz. Para os 10 harmônicos mapeados, o 10º harmônico é inferior a 20% da frequência onde a máquina estaria operando mesmo com modificações estruturais que aumentassem suas dez primeiras frequências naturais usando a fibra de carbono por exemplo. Nestas condições, não há possibilidade da máquina operar próximo a frequências que causem grandes deformações em sua estrutura.

## 5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi abordada a influência do comportamento estrutural no erro de posicionamento de uma máquina de cinemática paralela. Os espaços de trabalho total e com orientação constante da máquina-ferramenta estudada foram determinados e suas áreas estimadas. Ao longo dos espaços de trabalho com orientação constante foram feitas análises cinetostáticas, mapeamento da flexibilidade, utilizando somente o método dos elementos finitos. Com os deslocamentos nodais as cargas axiais nos elementos finitos de treliça foram determinadas e a sua proximidade das respectivas cargas de flambagem para validar a análise da flexibilidade e modal. A 1ª frequência natural da estrutura foi mapeada sobre os espaços de trabalho com orientação constante. E finalmente foi feita uma análise de sensibilidade de parâmetros estruturais com diferentes materiais. A máquina apresentou a menor rigidez na vertical superior à menor rigidez na horizontal em todas as análises e o material mais promissor, segundo as análises de sensibilidade, para ser usado nas barras de treliça e na mesa é a fibra de carbono.

A análise feita também possibilitou o estudo de vibrações que por sua vez é outro tema importante a ser investigado em máquinas-ferramentas.

### 5.1 Sugestões de trabalhos futuros

Novos trabalhos sobre os erros de posicionamento podem ser feitos como realizar o mapeamento dos espaços de trabalho total e com orientação constante, análises de flexibilidade, modal e sensibilidade considerando variável o 4º grau de liberdade da Tetraglide,  $\theta_{YG}$ , e a rigidez e inércia de juntas universais e esféricas. Podem-se considerar também a folga e o atrito nas articulações, os erros de fabricação e montagem dos componentes e os efeitos térmicos durante a usinagem.

## REFERÊNCIAS

ABB (Asea Brown Boveri Ltd). **Parallel arm robots: IRB 340, FlexPicker**. 2007. Disponível em: <<http://www.abb.com>>. Acesso em: 31 jul. 2007.

ALICI, Gürsel; SHIRINZADEH, Bijan. Enhanced Stiffness Modeling, Identification and Characterization for Robot Manipulators. **IEEE Transactions on Robotics**, v. 21, n. 4, Aug. 2005.

ASSARSSON, Jonas. **Simulation and Analysis of Parallel Kinematic Machines**. 2001. 72 p. Tese (Doutorado) - Division of Robotics, Department of Mechanical Engineering, Lund University, Lund (Sweden), 2001.

BHATTACHARYA, S.; HATWAL, H.; GOSH, A. Comparison of an exact and an approximate method of singularity avoidance in platform type parallel manipulators. **Mechanism and Machine Theory**, v. 33, n. 7, p. 965-974, 1998.

BONEV, I. A.; RYU, J. A geometrical method for computing the constant-orientation workspace of 6-PRRS parallel manipulators. **Mechanism and Machine Theory**, v. 36, p. 1-13, 2001a.

BONEV, I. A.; RYU, J. A new approach to orientation workspace analysis of 6-DOF parallel manipulators. **Mechanism and Machine Theory**, v. 36, p. 15-28, 2001b.

BONEV, Ilian Alexandrov. **Geometric Analysis of Parallel Mechanisms**. 2002. 174 p. Tese (Doutorado) - Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences et de Génie, Université Laval. Québec, 2002.

BOTTEMA, O.; ROTH, B. Theoretical Kinematics. **North Holland Publishing Company**, Amsterdam. 1979.

BOUDREAU, R.; GOSELIN, C. L. La synthèse d'une plate-forme de Gough-Stewart pour un espace atteignable prescrit. **Mechanism and Machine Theory**, v. 36, p. 327-342, 2001.

BROGÅRDH, Torgny. PKM Research - Important Issues, as seen from a Product Development Perspective at ABB Robotics. In: ABB Automation Technology Products / Robotics SE 721 68 Västerås, Sweden. **Proceedings of the Workshop**



**on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators.** Quebec City, Quebec, Canada, 3-4 Oct. 2002.

CHABLAT, D. et al. An Interval Analysis Based Study for the Design and the Comparison of Three-Degrees-of-Freedom Parallel Kinematic Machines. **The International Journal of Robotics Research**, v. 23, n. 6, p. 615-624, June 2004.

CHEN, Jenq-Shyong; HSU, Wei-Yao. Design and analysis of a tripod machine tool with an integrated Cartesian guiding and metrology mechanism. **Precision Engineering**, v. 28, p. 46-57, 2004.

CLAVEL, R. **Device for the Movement and Positioning of an Element in Space.** US Patent No. 4,976,582, 11 Dec. 1990.

COELHO, T. A. H. et al. A Prototype of a Contour Milling Machine Based on a Parallel Kinematic Mechanism. In: 32nd International Symposium on Robotics. **Proceedings of the 32nd ISR (International Symposium on Robotics)**. Seul, Korea, 19-21 Apr. 2001a.

COELHO, T. A. H. et al. Didactic Prototype of a Contour Milling Machine Based on a Parallel Kinematic Mechanism. In: 1º COBEF - Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação. Curitiba, 2001b.

COELHO, T. A. H.; OURA, A. M.; YAMAMOTO, R. S. Plataforma móvel para utilização em centros de lazer como simulador de vôo. In: Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. Águas de Lindóia (SP): 23-26 de novembro, 1999. Código do artigo: AACIBJ.

COELHO, Tarcisio Antonio Hess. **Topologia, análise e síntese de mecanismos paralelos tridimensionais.** Relatório Final de Estágio Pós-Doutoral no Exterior (Stanford University). Processo CAPES no. 0471/01-1. Novembro 2002. 27 p.

COELHO, Tarcisio Antonio Hess. **Topological Synthesis of a Parallel Wrist Mechanism.** Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, 2004.

COELHO, Tarcisio Antonio Hess; RASZL, Guilherme. **Desenvolvimento Atual e Tendências Futuras em Máquinas de Cinemática Paralela.** Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade da Faculdade de Engenharia Industrial, UniFEI, São Bernardo do Campo, São Paulo, Brasil, 2004.

COMPANY, O.; KRUT, S.; PIERROT, F. Modeling and Preliminary Design Issues of a 4-Axis Parallel Machine for Heavy Parts Handling. I Mech E Part K Special Issue on Parallel Kinematics Machines, LIRMM, UMR5506 CNRS - Université Montpellier II, France, 2002.

COMPANY, O.; PIERROT, F. A new 3T-1R parallel robot. In: ICAR '99, 1999, Tokyo, Japan. Tokyo: 25-27 October 1999. p. 557-562.

COMPANY, O.; PIERROT, F. Modeling and design issues of a 3-axis parallel machine-tool, **Mechanism and Machine Theory**, n. 37, p. 1325-1345, 2002.

COOK, R. D.; YUNUS, S. M.; PAWLAK, T. P. Solid Elements with Rotational Degrees of Freedom Part 1 and Part 2. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 31, p. 573-610, 1991.

CORRADINI, C. et al. Evaluation of a 4-Degree of Freedom Parallel Manipulator Stiffness. In: World Congress in Mechanism and Machine Science, 11th, 2003, Tianjin, China. **Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science**. Tianjin: 18-21 Aug. 2003.

CORREA JR., G. A.; MARCICANO, J. P. P.; COELHO, T. A. H. Singularidades em mecanismos paralelos empregados em centros de usinagem não-convencionais. In: Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação, 2. , 2003, Uberlândia.

DI GREGORIO, R.; PARENTI-CASTELLI, V. Position analysis in analytical form of the 3-PSP mechanism. **Journal of Mechanical Design**, Transactions of the ASME, v. 123, p. 51-57, 2001.

HIBBELER, R.C. **Resistência dos materiais**. 3.ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2000. 701 p.

HUANG, T. et al. Stiffness Estimation of a Tripod-based Parallel Kinematic Machine. In: IEEE International Conference on Robotics & Automation, 2001, Seoul, Korea. **Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation**. Seoul: 21-26 May 2001.

HUANG, Tian; ZHAO, Xingyu; WHITEHOUSE, David J. Stiffness Estimation of a Tripod-based Parallel Kinematic Machine. **IEEE Transactions on Robotics and Automation**, v. 18, n. 1, Feb. 2002.

HUNT, K. H. Structural kinematics of in-parallel-actuated robot arms. **Journal of Mechanisms, Transmission and Automation in Design, Transactions of the ASME**, v. 105, p. 705-712, 1983.

KHOL, R. A machine tool built from mathematics. **American Machinist**, p. 53-55, Oct. 1994.

KOCK, S.; SCHUMACHER, W. A Parallel x-y Manipulator with Actuation Redundancy for High-speed and Active-Stiffness Applications. In: IEEE International Conference on Robotics & Automation, 1998, Leuven, Belgium. **Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics & Automation**. Leuven: May 1998.

KOSEKI, Y. et al. Remote actuation mechanism for MR-compatible manipulator using leverage and parallelogram. In: IEEE International Conference on Robotics & Automation, 2003, Taipei, Taiwan. **Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Robotics & Automation**. Taipei: 14-19 Sept. 2003.

KUKA Roboter GmbH. **Products: industrial robots. Low payloads: KR16**. Disponível em: <[http://www.kuka.com/en/products/industrial\\_robots/low/kr16](http://www.kuka.com/en/products/industrial_robots/low/kr16)>. Acesso em: 31 jul. 2007.

KURTZ, R.; HAYWARD, V. Multiple-goal kinematic optimization of a parallel spherical mechanism with actuator redundancy. **IEEE Transactions on Robotics and Automation**, v. 8, n. 5, p. 644-651, 1992.

LI, Yu-Wen; WANG, Jin-Song; WANG, Li-Ping. Stiffness Analysis of a Stewart Platform-Based Parallel Kinematic Machine. In: IEEE International Conference on Robotics & Automation, 2002, Washington, DC. **Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics & Automation**. Washington (DC): May 2002.

MERLET, J. P. **Parallel robots**. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2000.

MILLMAN, Paul A.; COLGATE, J. Edward. Design of a four degree-of-freedom force-reflecting manipulandum with a specified force/torque workspace. In: IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1991, Sacramento, California. **Proceedings of the 1991 IEEE International Conference on Robotics & Automation**. Sacramento: Apr. 1991.

MORAES, D.T.B.; BOCZKO, M. **Sistema de posicionamento por cinemática paralela**. 2000. 74 p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

MORITA, D. et al. **Projeto didático de simulador de vô com base nos princípios da plataforma de stewart**. 1999. 95 p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.

PARENTI-CASTELLI, V.; DI GREGORIO, R. Determination of the actual configuration of the general Stewart platform using only one additional sensor. **ASME Journal of Mechanical Design**, v. 121, p. 21-25, Mar. 1999.

PRZEMIENIECKI, J. S. **Theory of matrix structural analysis**. New York: McGraw-Hill, 1985. 468 p.

RASZL, Guilherme. **Avaliação do potencial de utilização de um mecanismo paralelo como máquina-ferramenta**. 2003. 82 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

RASZL, Guilherme; COELHO, Tarcísio Antonio Hess. **Characterization of a Prototype of a Robotic Parallel Structure Considering its Potential Application as a Machine Tool**. Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, 2004.

RODIC, T.; OWEN, D.R.J. A Plasticity Theory of Friction and Joint Elements. Computational Plasticity: Models, Software, and Applications, Part II. In: International Conference, 2., 1989, Barcelona, Spain. **Proceedings of the Second International Conference**. University College of Swansea, Wales, U.K.: Pineridge Press (Editors Owen, Hinton, Ornate), 1989. p. 1043-1062.

ROMDHANE, L.; AFFI, Z.; MAALEJ, A. Dimensional synthesis of a 3-translational-DOF in-parallel manipulator for a desired workspace. **European Journal of Mechanics A/Solids**, n. 23, p. 311-324, 2004.

SOUZA, C. H. J. **Análise da Posição e orientação da Plataforma de Stewart tipo 3-3 em função de erros nos atuadores**. 1997. 117 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 1997.

SPYRAKOS, C. C. **Finite element modeling in engineering practice includes examples with Algor**. Pittsburgh: Algor publishing division, 1996. 321 p.

SREENIVASAN, S. V.; WALDRON, K. J.; NANUA, P. Closed-form direct displacement analysis of a 6-6 Stewart platform. **Mechanism and machine theory**, v. 29, n. 6, p. 855-864, 1994.

TSAI, L.-W. **Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators**. New York: John Wiley & Sons, 1999.

WANG, Yuesong; NEWMAN, Wyatt S.; STOUGHTON, Robert S. Workspace Analysis of the ParaDex Robot - a Novel, Closed-Chain, Kinematically-Redundant Manipulator. In: IEEE International Conference on Robotics & Automation, 2000, San Francisco, CA. **Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation**. San Francisco: Apr. 2000.

WECK, M.; SCHUMACHER, A. **Machine tools for high speed machining**. Laboratory for Machine tools and production engineering (WZL) at Aachen University of Technology, 1998.

YANG, G. et al. Kinematic Design of a Six-DOF Parallel-Kinematics Machine With Decoupled-Motion Architecture. **IEEE Transactions on Robotics**, v. 20, n. 5, Oct. 2004.

YOKOYAMA, T. Vibrations of a Hanging Timoshenko Beam Under Gravity. **Journal of Sound and Vibration**, v. 141, n. 2, p. 245-258, 1990.

YOUNG, W. C.; BUDYNAS, R. G. **Roark's Formulas for Stress and Strain**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 2002. 852 p.

ZHANG, D. et al. Analysis of parallel kinematic machine with kinetostatic modeling method. **Robotics and Computer-Integrated Manufacturing**, n. 20, p. 151-165, 2004a.

ZHANG, D. et al. Global kinetostatic modelling of tripod-based parallel kinematic machine. **Mechanism and Machine Theory**, n. 39, p. 357-377, 2004b.

ZHANG, D.; GOSSELIN, C. L. Kinetostatic modeling of n-dof parallel mechanisms with a passive constraining leg and prismatic actuators. **Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME**, v. 123, p. 375-381, 2001.

ZHANG, Dan. On stiffness improvement of the Tricept machine tool. **Robotica**, v. 23, p. 377-386, 2005.

ZHANG, Dan; WANG, Lihui. Conceptual development of an enhanced tripod mechanism for machine tool. **Robotics and Computer-Integrated Manufacturing**, n. 21, p. 318-327, 2005.

<sup>1</sup>ABNT. **NBR 6023 - Informação e documentação - Referências - Elaboração**. Rio de Janeiro: ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2002. 27 p.

<sup>2</sup>CABRERA REIS, M. G. et al. **Diretrizes para apresentação de dissertações e teses**. 3<sup>a</sup> ed. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Divisão de Biblioteca, 2006. 103 p.

## ANEXO A – CD com os resultados da análise sobre a Tetraglide





# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)