

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
CAMPUS CURITIBA  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA

BRUNA KOLCZYCKI BORGES  
LUIZ GUILHERME SELEME FOFANO

**ESTUDO DA APLICAÇÃO DE *AEROELASTIC TAILORING* PARA  
CONTROLE PASSIVO DO ÂNGULO DE PASSO DE PÁS DE  
GERADORES EÓLICOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO  
(Tcc2 – No de Inscrição - 25)

CURITIBA

2016

BRUNA KOLCZYCKI BORGES  
LUIZ GUILHERME SELEME FOFANO

**ESTUDO DA APLICAÇÃO DE *AEROELASTIC TAILORING* PARA  
CONTROLE PASSIVO DO ÂNGULO DE PASSO DE PÁS DE  
GERADORES EÓLICOS**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Claudio Tavares da Silva

CURITIBA

2016

## TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "Estudo da Aplicação de *Aeroelastic Tailoring* para Controle Passivo do Ângulo de Passo de Pás de Geradores Eólicos", realizado pelos alunos Bruna Kolczycki Borges e Luiz Guilherme Seleme Fofano, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Claudio Tavares da Silva  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Orientador

Prof. Dra. Ana Paula C. S. Ferreira  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Avaliador

Prof. Dr. Marco Antonio Luersen  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Avaliador

Curitiba, 23 de Novembro de 2016.

## RESUMO

BORGES, Bruna Kolczycki; FOFANO, Luiz Guilherme Seleme. **Estudo da Aplicação de Aeroelastic Tailoring para Controle Passivo do Ângulo de Passo de Pás de Geradores Eólicos**. 2016. 62 f. Monografia Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2016.

A geração de energia eólica está se expandindo no mundo por emitir menos poluentes do que formas tradicionais de geração e, principalmente, por ser renovável. Grandes geradores com controle de arfagem ativo rotacionam suas pás, modificando o ângulo de passo de acordo com a velocidade do vento. Isso permite que o gerador opere próximo da sua potência nominal para faixas maiores de velocidade, otimizando seu rendimento energético. Já para geradores de pequeno porte, os custos de um sistema ativo de arfagem penalizam a sua utilização. Sendo assim, deseja-se investigar se a utilização de materiais compósitos laminados é viável em proporcionar um sistema de controle passivo de arfagem. Neste trabalho, são analisadas as matrizes de flexibilidade dos laminados para diversas orientações de camadas (*aeroelastic tailoring*) em programa realizado em MATLAB, a fim de obter o máximo comportamento de torção em acoplamento com a deflexão. Posteriormente, os resultados são validados através da simulação de uma pá genérica sob carregamentos simplificados no software HyperWorks. A magnitude dos ângulos de torção obtidos neste trabalho é satisfatória para considerar viável a aplicação de *aeroelastic tailoring* para o controle de arfagem de micro e mini geradores, restando o estudo da relação entre o ângulo de passo e a otimização do rendimento energético, ou seja, o ajuste dos ângulos para condições operacionais específicas. Dessa forma, espera-se poder proporcionar um aumento na eficiência e versatilidade desses geradores, contribuindo à sua difusão como fonte de geração autônoma em pequenas propriedades ou em regiões isoladas de abastecimento elétrico no Brasil.

**Palavras-chave:** controle de arfagem, microgeradores eólicos, *aeroelastic tailoring*, controle passivo.

## ABSTRACT

BORGES, Bruna Kolczycki; FOFANO, Luiz Guilherme Seleme. **Study of the Application of Aeroelastic Tailoring for Passive Control of the Pitch Angle of Wind Turbine Blades**. 2016. 62 f. Work Completion of Course (Graduation) – Federal University of Technology - Paraná, Mechanical Engineering Graduation, Curitiba, 2016.

The generation of wind energy is expanding worldwide by emitting less pollutants than traditional power sources and mainly for being renewable. Large generators with active pitch control can rotate their blades, modifying the pitch angle according to the wind speed. This allows the generator to operate close to its nominal power for wider velocity ranges, optimizing its energetic efficiency. However, for small generators the cost of such active pitch control system would penalize its utilization. Therefore, this research intends to investigate if the use of laminate composite materials is viable in providing a passive pitch control system. The flexibility matrices of the laminates were analyzed for different sheet orientations (aeroelastic tailoring) in a program coded in MATLAB, in order to obtain the best behavior in terms of twist and bending. These results were then validated through simulation of the wind turbine blade under a simplified load in the software HyperWorks. The twist angles magnitude obtained in this research is satisfactory for considering viable the application of aeroelastic tailoring for the pitch control of micro and mini generators, now remaining the study of the relation between pitch angle and energetic efficiency, in other words, the fit of correct angles for certain specific operational conditions. These results are expected to be able to provide better outputs in terms of efficiency and versatility for these generators, contributing for its diffusion as an autonomous source of power generation in small properties and regions isolated from electrical supply in Brazil.

**Keywords:** pitch control, wind microgenerator, aeroelastic tailoring, passive control.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Microgerador eólico instalado no telhado de uma residência (Reuter & Pontes, 2011) .....	13
Figura 2 Tipos construtivos de gerador eólico; (a) Horizontal; (b) Vertical (Inovação Tecnológica, 2012) .....	15
Figura 3 Representação do escoamento através da turbina como canal tubular (Manwell et al., 2009).....	16
Figura 4 Relações geométricas na pá (Burton et al., 2011).....	17
Figura 5 Forças atuantes na pá devido ao escoamento (Burton et al., 2011) .....	18
Figura 6 Relação entre o coeficiente de potência, razão de velocidade de ponta e ângulo de passo (Lamchich & Lachgu, 2012) .....	20
Figura 7 Efeito do ângulo de passo para controle de potência (Adaptado de Lamchich & Lachgu, 2012).....	21
Figura 8 Eixos principais na lâmina (Almeida, 2003) .....	23
Figura 9 Ângulo de laminação em relação à referência global (Almeida, 2003) .....	23
Figura 10 Esquema de laminado composto por camadas com diferentes orientações de fibras (Reddy, 2004).....	24
Figura 11 Tensões em volume cartesiano infinitesimal (Almeida, 2003) .....	26
Figura 12 Deformações em elemento plano infinitesimal (Adaptado de Jones, 1975) .....	27
Figura 13 Lâmina geralmente ortotrópica em [x y] a partir de lâmina especialmente ortotrópica em [1 2] (Almeida, 2003) .....	30
Figura 14 Deslocamentos no laminado em função do plano médio (Almeida, 2003) .....	32
Figura 15 Distribuições de deformações e tensões no laminado (Almeida, 2003) ....	33
Figura 16 Conceito de esforços resultantes (Almeida, 2003) .....	34
Figura 17 Distribuição de esforços resultantes no laminado (Almeida, 2003).....	35

Figura 18 Referenciamento das camadas de um laminado em relação ao plano médio (Almeida, 2003).....	36
Figura 19 Geometria trapezoidal da pá simulada .....	39
Figura 20 Fluxograma das etapas desenvolvidas .....	41
Figura 21 Representação esquemática da inclinação média retirada no HyperWorks .....	43
Figura 22 Ângulo de torção em função do número de nós de diferentes malhas .....	44
Figura 23 Curvas de (a) Torção e (b) Deflexão para 1 lâmina.....	45
Figura 24 Acoplamento entre torção e deflexão .....	46
Figura 25 Coeficientes de (a) Torção e (b) Deflexão para 2 lâminas.....	46
Figura 26 (a) Torção e (b) Deflexão para 2 lâminas .....	47
Figura 27 Influência da orientação da lâmina central nos coeficientes de (a) Torção e (b) Deflexão .....	48
Figura 28 Influência da orientação da lâmina central na (a) Torção e (b) Deflexão ..	49
Figura 29 Correlação entre (a) Torção e (b) Deflexão entre resultados do MATLAB e HyperWorks .....	50
Figura 30 (a) Ângulo de torção e (b) Deflexão em função do número de lâminas ....	52
Figura 31 (a) Ângulo de torção e (b) Deflexão para forças de 1N, 3N e 5N.....	53
Figura 32 Torção e Deflexão médias para 3N e 5N normalizadas em relação a 1N.	53
Figura 33 (a) Torção e (b) Deflexão para espessuras de 1,8mm, 2,4mm e 3,0mm mantendo as relações geométricas.....	54
Figura 34 Torção e Deflexão médias normalizadas em relação a 1,8mm para relações geométricas constantes .....	55
Figura 35 (a) Torção e (b) Deflexão para espessuras de 1,8mm, 2,4mm e 3,0mm mantendo o comprimento constante .....	55
Figura 36 Torção e Deflexão médias normalizadas em relação a 1,8mm para comprimento constante.....	56

Figura 37 Correlação entre (a) Torção e (b) Deflexão entre resultados do MATLAB e HyperWorks ao variar a espessura .....57



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Relações construtivas da geometria da pá simulada	39
Tabela 2	Propriedades de lâminas de fibra de carbono com matriz epóxi (Composites Performance, 2009)	40
Tabela 3	Teste de Malha do HyperWorks	44
Tabela 4	Configuração com maior torção para até 9 lâminas	51
Tabela 5	Configuração com maior torção para 11 a 23 lâminas	52
Tabela 6	Configuração com maior torção para deflexão máxima de 80mm	58

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>12</b>
1.1	Contexto do Tema	12
1.2	Caracterização do Problema	13
1.3	Objetivos	14
1.4	Justificativa	14
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>15</b>
2.1	Turbinas Eólicas	15
2.1.1	Definição e classificação	15
2.1.2	Aspectos geométricos e funcionais	16
2.1.3	Coeficiente de Potência	17
2.1.4	Controle de Potência	20
2.2	Compósitos	22
2.2.1	Definições	22
2.2.2	Compósitos Laminados	22
2.2.3	Isotropia	24
2.3	Tensões e Deformações em Compósitos	25
2.3.1	Conceitos	25
2.3.2	Lâmina Ortotrópica	28
2.4	Teoria Clássica da Laminação	31
2.4.1	Hipóteses	31
2.4.2	Tensões em Laminados	32
2.4.3	Esforços Resultantes	34
2.4.4	Matriz de Rigidez em Laminados	35
2.5	Aeroelastic Tailoring	37
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>39</b>
3.1	Descrição da Metodologia	39
3.2	Etapa em MATLAB	41
3.3	Etapa em HyperWorks	42
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>44</b>
4.1	Teste de Malha	44
4.2	Orientação das Lâminas	45
4.2.1	Uma Lâmina	45
4.2.2	Duas Lâminas	46
4.2.3	Três Lâminas	47
4.2.4	Múltiplas Lâminas	50
4.3	Efeito da Força	53
4.4	Efeito da Espessura	54
4.5	Análise da Deflexão Máxima Permissível	57

5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	59
5.1	Conclusões	59
5.2	Sugestões para Trabalhos Futuros	60
	REFERÊNCIAS	61

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contexto do Tema

A geração de energia eólica está em crescente utilização nas últimas décadas no Brasil e no mundo, motivada pelo seu caráter limpo e renovável. A sua emissão de CO<sub>2</sub> equivalente por kWh (quilowatt-hora) é em média 80 vezes menor que a de usinas a carvão e 40 vezes menor que usinas a gás natural, por exemplo (Greenpeace, 2010). Segundo o Global Wind Energy Council (GWEC), até 2030 cerca de 17% a 19% da matriz energética mundial será representada pela geração eólica (em contraste com os 5% atuais), sendo que no Brasil prevê-se que a mudança será de 1% para 11,6% da matriz nacional (Greenpeace, 2014).

Hoje, a capacidade instalada em território brasileiro corresponde a cerca de 3,3 GW, aproximadamente 70% de toda a capacidade instalada na América Latina (Greenpeace, 2014). A topografia brasileira se apresenta muito favorável ao aproveitamento do potencial eólico (em especial na costa nordestina), o que justifica os investimentos realizados e coloca o Brasil como um dos 15 países que mais investem nesta fonte no mundo (ANEEL, 2005). Tais vantagens topográficas, aliadas a recentes incentivos da ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica), têm motivado também a instalação dos chamados micro geradores eólicos.

A ANEEL define microgeração de energia como qualquer central com capacidade nominal máxima de 100 kW, e minigeração para centrais entre 100 kW e 1 MW (ANEEL, 2012). O incentivo à utilização desses geradores de menor porte (Figura 1) pode contribuir ao abastecimento de pequenas cidades no interior, ou mesmo abastecer completamente residências ou escritórios de forma autônoma, com possibilidade de reembolso do potencial adicional produzido, mediante realimentação da rede elétrica com a energia excedente produzida e não consumida.



Figura 1 Microgerador eólico instalado no telhado de uma residência (Reuter & Pontes, 2011)

## 1.2 Caracterização do Problema

Apesar dos avanços e investimentos no setor eólico previamente mencionados, algumas questões construtivas dos geradores têm limitado a utilização dessa tecnologia, em especial com relação à microgeração.

O projeto de pás para geradores leva em conta um perfil médio de escoamento, para o qual é definida a geometria ideal da pá. Esta geometria apresentará um ponto de funcionamento ótimo para dada velocidade de escoamento. Devido a flutuações nesse perfil (variações na velocidade do vento), como espera-se na prática, os geradores com ângulos de passo fixos deixam de operar em seu rendimento máximo, podendo atingir por muito tempo faixas de operação que encareçam ou inviabilizem o investimento nessa geração.

Geradores de grande porte contam com controles de arfagem ativos, possuindo a capacidade de rotacionar as pás e adequar o ângulo de passo à velocidade do vento em dado instante, aumentando a faixa ótima do gerador. Esse tipo de controle ativo, entretanto, não é aplicável à micro e mini geradores, visto que seu custo econômico e energético tornam o ganho de rendimento aerodinâmico muito pouco viável.

### 1.3 Objetivos

Este trabalho objetiva, portanto, propor e investigar a viabilidade de um controle de arfagem passivo aos micro e mini geradores, baseado em conceitos de *aeroelastic tailoring*, a partir de laminados compósitos com rigidez direcional que permitem o acoplamento de deformações normais e cisalhantes sob carregamento de flexão.

### 1.4 Justificativa

Dada a contextualização do tema realizada, torna-se clara a importância dessa pesquisa, bem como o potencial de melhorias que a eventual obtenção de um sistema de controle de arfagem passivo é capaz de gerar.

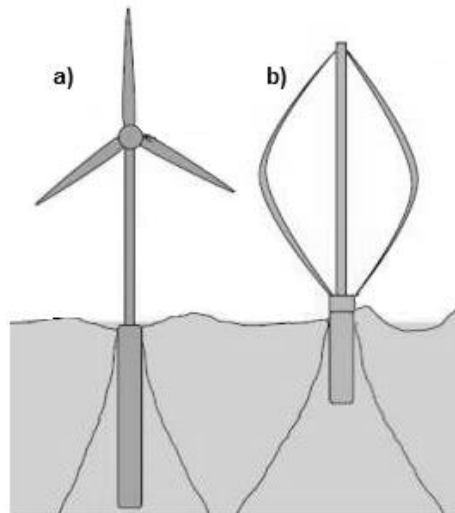
A possibilidade de aumentar as eficiências e condições de trabalho de micro e mini geradores para faixas mais amplas de velocidades, aliadas à sua versatilidade, podem estimular enormemente sua utilização. A redução no custo de geração, proporcionada pelo aumento de faixa de desempenho útil do gerador, contribuirá para a sua aplicação à autonomia energética de pequenas propriedades, bem como à distribuição de energia por regiões outrora isoladas em território nacional, contribuindo ainda para a ampliação de geração de energia limpa e redução da emissão de gases do efeito estufa.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Turbinas Eólicas

#### 2.1.1 Definição e classificação

Turbinas eólicas são equipamentos que convertem a energia mecânica dos ventos em energia elétrica por meio de um gerador. Podem ser divididos construtivamente entre turbinas de eixos horizontais e de eixos verticais, em função da direção do eixo de rotação do rotor (Figura 2).



**Figura 2 Tipos construtivos de gerador eólico; (a) Horizontal; (b) Vertical (Inovação Tecnológica, 2012)**

As turbinas de eixos horizontais apresentam maior eficiência energética, em função basicamente do seu mecanismo de funcionamento (forças de sustentação contra forças de arraste) e do fato de poderem ser posicionadas em maiores altitudes, aproveitando ventos de maior velocidade.

As turbinas podem ainda ser classificadas como turbinas de velocidade constante ou variável, em função da rotação do rotor. Tradicionalmente, as pás eram aceleradas até uma velocidade ótima de vento ser atingida, sendo a turbina então conectada à rede de distribuição que, por meio do gerador, mantinha a velocidade do rotor constante.

### 2.1.2 Aspectos geométricos e funcionais

O funcionamento das turbinas eólicas de eixo horizontal pode ser analisado sob a teoria de Betz, do ponto de vista de um canal tubular com seções transversais diferentes, sob ação de uma descontinuidade de pressão induzida pelo rotor da turbina (Figura 3).

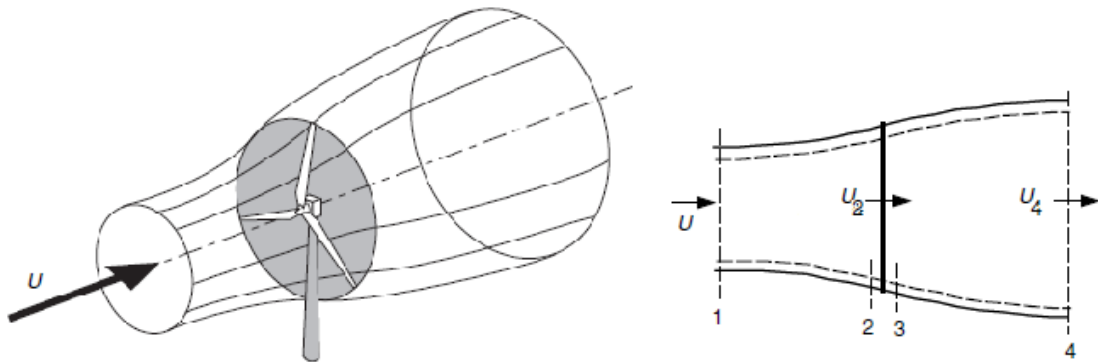


Figura 3 Representação do escoamento através da turbina como canal tubular (Manwell et al., 2009)

Conhecendo-se a velocidade de corrente livre do vento ( $U$ ), define-se o fator  $a$ , chamado de fator de indução axial, como a perda relativa de velocidade do vento entre a corrente livre e o rotor da turbina (Equação 1).

$$a = \frac{U - U_2}{U} \quad (1)$$

Assim, pode-se também definir uma relação entre a velocidade do rotor e a velocidade do vento (Equação 2), medida na ponta das pás e chamada de razão de velocidade na ponta da pá ( $\lambda$ ).

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U_2} = \frac{\Omega R}{U(1-a)} \quad (2)$$

Onde  $R$  é o comprimento da pá e  $\Omega$  é a velocidade angular do rotor.

Analisando as velocidades atuando na pá da turbina, a partir de um plano de seção transversal a seu comprimento, podem-se determinar algumas relações a partir da linha de corda da geometria (linha que liga as extremidades à montante e jusante do perfil), conforme Figura 4.



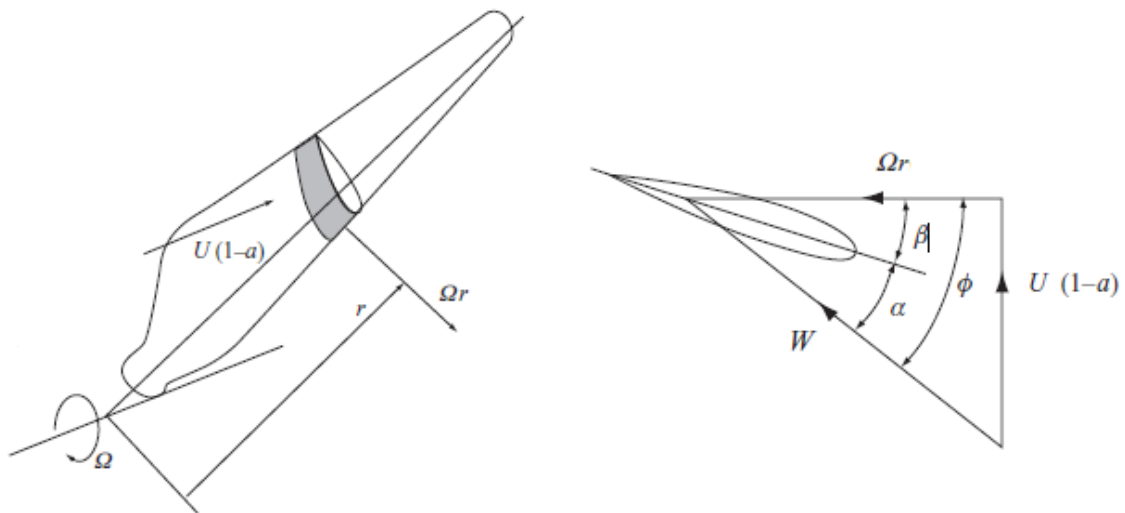


Figura 4 Relações geométricas na pá (Burton et al., 2011)

A composição das velocidades do vento e de rotação do rotor resulta em uma velocidade  $W$  do vento em relação à pá e a uma direção  $\phi$  da velocidade tangencial. O ângulo  $\alpha$  formado entre a velocidade resultante e a linha de corda é denominado de ângulo de ataque aparente local, e o ângulo  $\beta$  entre a linha de corda e a direção de rotação (velocidade tangencial) é denominado de ângulo de passo.

Dessa forma, o ângulo de passo é uma grandeza de projeto na pá, enquanto que o ângulo de ataque é função do escoamento e do elemento de pá ao longo do comprimento (envergadura da pá), relacionados pela Equação 3.

$$\alpha + \beta = \phi \quad (3)$$

### 2.1.3 Coeficiente de Potência

O escoamento de fluidos sobre superfícies gera duas forças, denominadas força de arraste (paralela ao escoamento) e de sustentação (normal à anterior). Essas forças, quando analisadas no perfil da pá, podem ser decompostas na direção tangencial e radial à trajetória descrita por sua rotação (Figura 5).

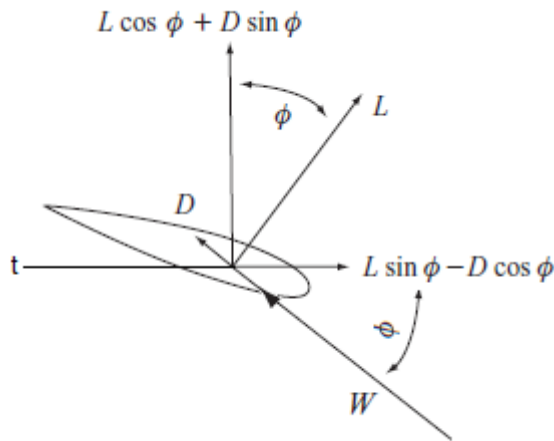


Figura 5 Forças atuantes na pá devido ao escoamento (Burton et al., 2011)

Para dada geometria, pode-se descrever as forças de arraste ( $D$ ) e de sustentação ( $L$ ) em função de coeficientes de arraste ( $C_D$ ) e sustentação ( $C_L$ ), conforme Equações 4 e 5.

$$D = \frac{1}{2} \rho W^2 A C_D \quad (4)$$

$$L = \frac{1}{2} \rho W^2 A C_L \quad (5)$$

Sendo  $A$  a área da superfície paralela ao escoamento e  $\rho$  a massa específica do fluido.

Analisando uma seção infinitesimal do perfil e assumindo a teoria de elemento de pá, para  $A = c \, dr$ , onde  $c$  representa o comprimento da linha de corda, a força tangencial ( $T$ ) pode ser escrita conforme a Equação 6 (Manwell et al., 2009).

$$dT = dL \sin \phi - dD \cos \phi = \frac{1}{2} \rho c W^2 (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) \, dr \quad (6)$$

A potência desenvolvida no rotor, por sua vez, pode ser calculada pela Equação 7.

$$P = T \Omega r$$

$$dP = \frac{1}{2} \rho c W^2 (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) \Omega r \, dr = \frac{1}{2} \rho c (C_L (U(1-a))^2 - C_D (\Omega r)^2) \Omega r \, dr \quad (7)$$

A potência inicialmente disponível na corrente livre de vento, entretanto, pode ser calculada em função da taxa de variação de energia mecânica da corrente, pela Equação 8.

$$P_d = \dot{E}_m = \frac{1}{2} \dot{m} U^2 = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 U^3 \quad (8)$$

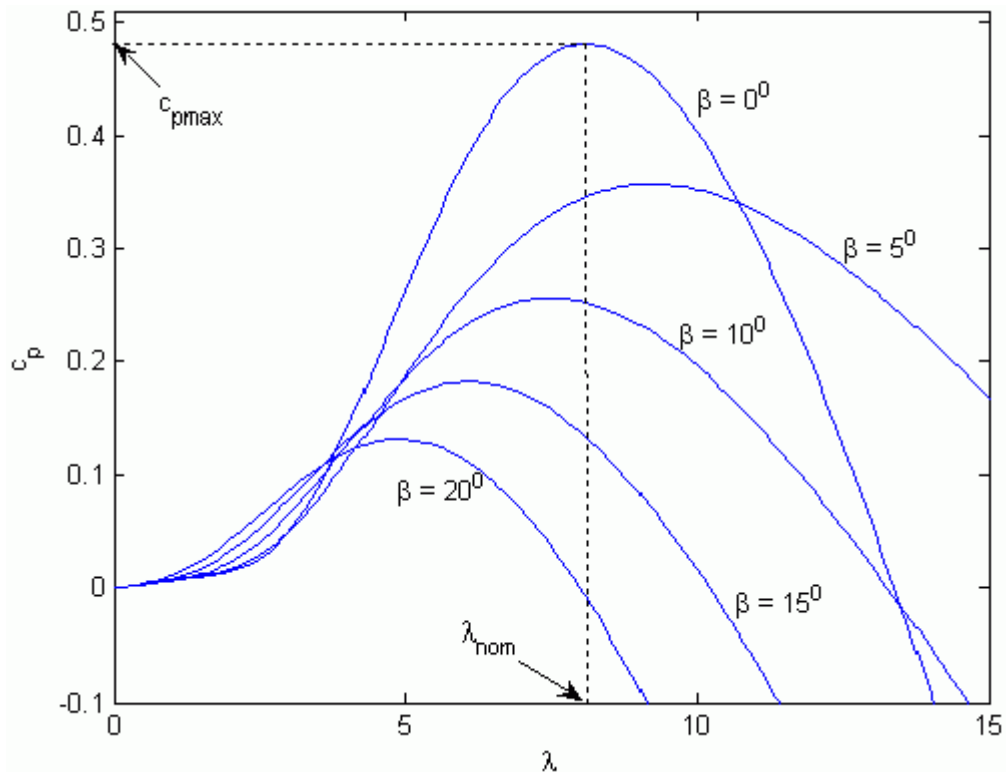
Onde,  $P_d$  é a potência desenvolvida,  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $U$  é a velocidade do vento,  $\rho$  é a densidade do ar e  $R$  é o raio da pá do gerador.

Com isso, pode-se relacionar a potência desenvolvida com a potência disponível, a que se chama de coeficiente de potência (Equação 9).

$$C_P = \frac{P}{P_d} \quad (9)$$

Não existe uma forma fechada para a Equação 9, visto que muitos de seus parâmetros são interdependentes. O procedimento de projeto para pás e cálculo de  $C_P$  consiste em resolver um novo conjunto de equações para a conservação de momento do vento escoando na turbina, em conjunto com as equações da teoria de elemento de pá apresentadas.

Dessa forma, torna-se possível a determinação iterativa do fator de indução axial  $e$ , com isso, a representação do coeficiente de potência em função de  $\lambda$  e  $\beta$  (Figura 6). Ainda, utilizam-se fatores de correção para as perdas de ponta na pá (efeitos turbulentos) e também para um fator de indução rotacional (para compensar a esteira de ar ao redor das pás), corrigindo o torque aplicado.



**Figura 6** Relação entre o coeficiente de potência, razão de velocidade de ponta e ângulo de passo (Lamchich & Lachgu, 2012)

#### 2.1.4 Controle de Potência

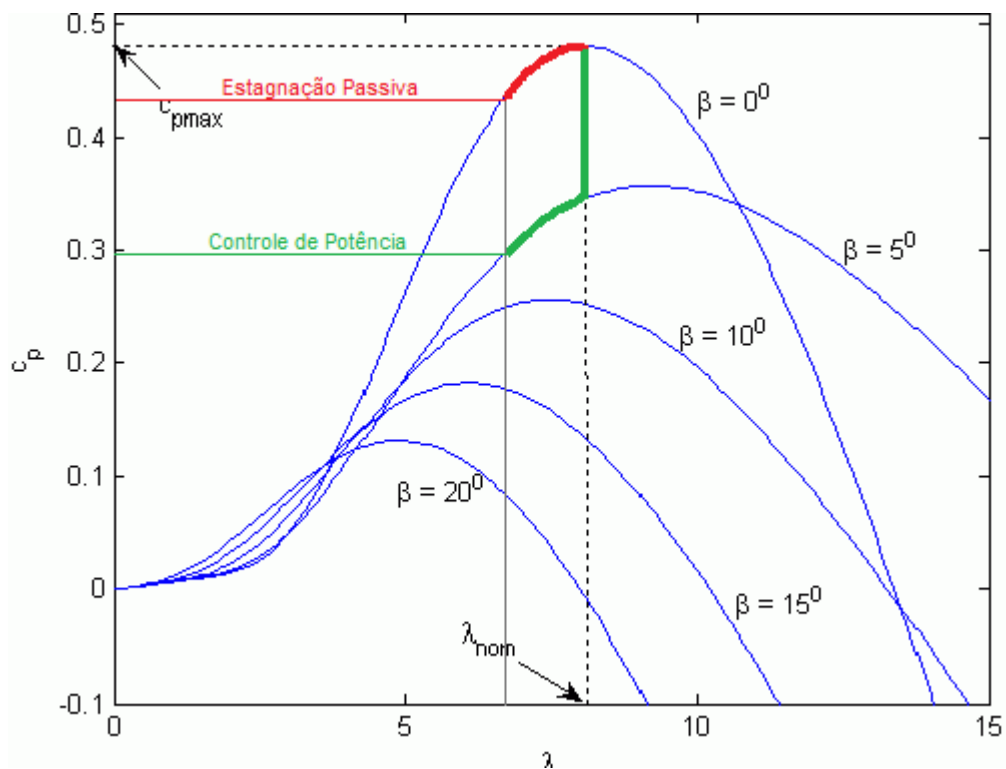
Conforme verificado na seção anterior, o coeficiente de potência varia com a razão de velocidade de ponta para um dado ângulo de passo na turbina. A razão de velocidade de ponta, por sua vez, pode variar com a rotação do rotor ou velocidade do vento.

As turbinas eólicas são projetadas para produzir energia da forma mais eficiente possível, o que significa um projeto com  $C_p$  ótimo para velocidades de vento médias, de forma a estarem a maior parte do tempo funcionando em condição ideal. Variações de velocidade acarretam, então, na redução de  $\lambda$  (para rotação fixa) em função da estagnação passiva do escoamento ou da redução do torque disponível, mas não necessariamente na redução da potência gerada.

Como a potência gerada é dada pelo produto do coeficiente de potência e potência disponível, o aumento de velocidade ( $P_D \propto U^3$ ) pode ainda gerar um aumento na potência produzida. O excedente de potência produzido deve ser dispensado, a

fim de não danificar a turbina ou o gerador, de forma que são necessários mecanismos de controle da potência.

A solução desse problema se dá pela variação do ângulo de passo da pá, conforme a Figura 7, a fim de promover ativamente a estagnação do escoamento, gerando turbulência na superfície contrária da pá e reduzindo a atuação da força de sustentação; ou de forma a permitir maior fluxo livre do vento, reduzindo o torque gerado.



**Figura 7 Efeito do ângulo de passo para controle de potência (Adaptado de Lamchich & Lachgu, 2012)**

Os controles de ângulo de passo (controle de arfagem) se dão por mecanismos hidráulicos que rotacionam as pás em função da velocidade do vento, ou por vínculos mecânicos, como flaps e pinos. Acionamentos desse tipo, entretanto, limitam-se a geradores de médio a grande porte, visto que microgeradores não dispõem do espaço necessário para mecanismos mecânicos e também não apresentam um ganho energético que compense implementação de controle nas pás.

Em caso de geradores de velocidade variável, o controle de  $\lambda$  é muito mais flexível, tornando possível maior versatilidade na obtenção de  $C_p$  favoráveis, mas apresentam os pontos negativos citados na seção 2.1.1.

## 2.2 Compósitos

### 2.2.1 Definições

Materiais compósitos são definidos como aqueles que se constituem de duas ou mais fases de materiais distintos (cerâmicos, metálicos ou poliméricos), combinados em escala macroscópica. As fases são classicamente divididas entre matriz, geralmente contínua e pouca rígida, e reforço, geralmente descontínuo e mais rígido (Daniel & Ishai, 1994).

Dessa forma, as propriedades de um material compósito são fruto de determinado arranjo geométrico entre uma matriz e reforços. Além disso, a qualidade da interface entre fases, em função da compatibilidade química dos materiais, tem grande influência em seu desempenho.

Os reforços podem ser classificados em particulados ou fibras. Os particulados consistem de partículas aleatoriamente dispersas na matriz, enquanto as fibras constituem elementos longos em relação ao seu diâmetro. Estas podem ser orientadas aleatoriamente ou de forma direcional, podendo também ser descontínuas ou não (Daniel & Ishai, 1975).

### 2.2.2 Compósitos Laminados

Compósitos laminados são aqueles formados por lâminas, ou seja, camadas de fibras embebidas em uma matriz. Nesse tipo de material podem ser definidos três eixos principais, sendo eles o eixo de laminação (na direção longitudinal da fibra), o eixo transversal à laminação no plano e o eixo perpendicular à lâmina (Figura 8).

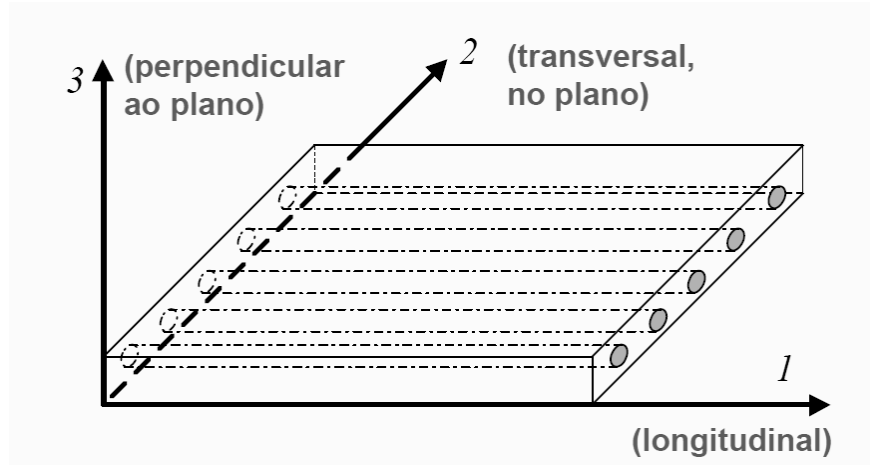


Figura 8 Eixos principais na lâmina (Almeida, 2003)

No caso de um laminado (conjunto de lâminas) ou da adoção de um sistema de referência diferente do sistema da lâmina, define-se o ângulo de laminação  $\theta$  como sendo o ângulo de rotação entre o sistema da lâmina [1 2 3] e o sistema global [x y z], mantendo sempre um eixo perpendicular ao plano (Figura 9).

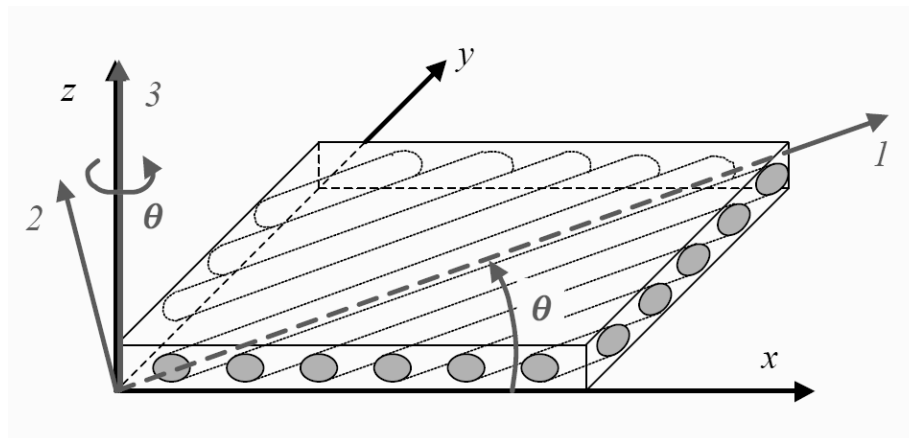


Figura 9 Ângulo de laminação em relação à referência global (Almeida, 2003)

O empilhamento de lâminas dá origem a um laminado, que pode ser classificado com relação à orientação dos ângulos de laminação de cada lâmina. A notação utilizada consiste em indicar entre colchetes os ângulos, em ordem, das camadas constituintes do laminado.

Os laminados são ditos simétricos quando lâminas com mesma orientação são dispostas simetricamente em relação ao plano médio do conjunto, por exemplo

$[\alpha/\beta/\Omega/\beta/\alpha]$ . Nesse caso a notação pode ser simplificada para  $[\alpha/\beta/\bar{\Omega}]_S$ , indicando que o conjunto é simétrico em relação à camada de orientação  $\Omega$ .

Ainda, podem ser classificados como antissimétricos, caso as lâminas igualmente distantes do plano médio tenham orientação contrária entre si, como  $[\alpha/-\beta/\beta/-\alpha]$ , ou assimétricas, caso a disposição não siga um padrão com relação ao plano médio, como por exemplo  $[\alpha/\Omega/\beta/\Omega/\alpha/\beta]$  (Figura 10).

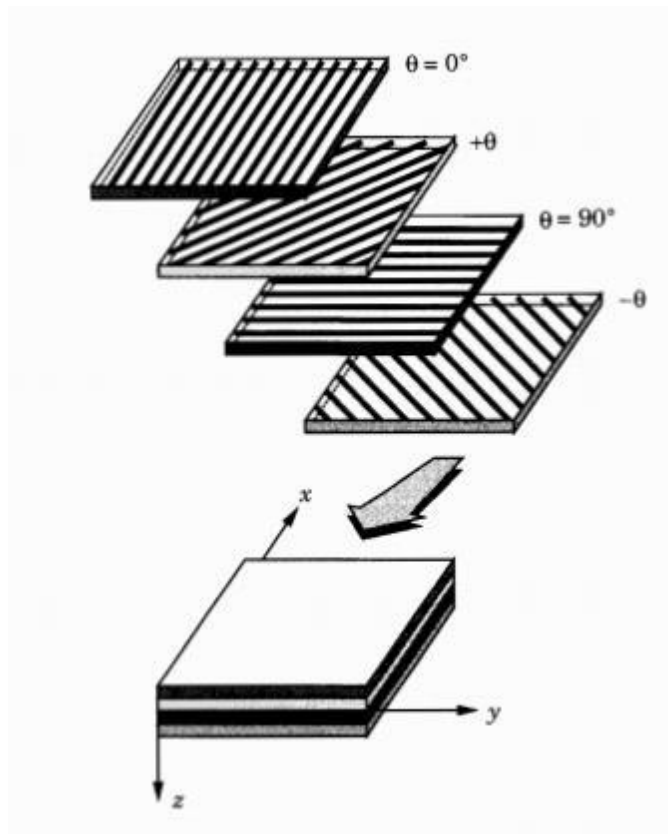


Figura 10 Esquema de laminado composto por camadas com diferentes orientações de fibras (Reddy, 2004)

### 2.2.3 Isotropia

O conceito de isotropia diz respeito aos materiais cujas propriedades não são direcionais em sua extensão, ou seja, cujas propriedades são as mesmas em qualquer plano ou eixo avaliado. Um material totalmente não isotrópico é denominado de anisotrópico, em que as propriedades variam com relação aos eixos de referência.



Existem casos especiais de anisotropia, geralmente presentes em materiais compósitos, denominados de ortotrópicos. Quando o material apresenta simetria com relação a um plano de referência, este é dito “geralmente ortotrópico”, como é o caso de lâminas em relação ao plano das fibras. Caso exista simetria em três planos, o material é classificado como “especialmente isotrópico”, como as lâminas em que a referência local [1 2 3] coincide com a global [x y z] (Daniel & Ishai, 1994).

Em função da ortotropia do material e de seus planos de simetria, padrões mais favoráveis podem ser encontrados na determinação de tensões e deformações das lâminas. Compósitos particulados, com fibras descontínuas e aleatórias ou contínuas e multidirecionais podem ser considerados quase-isotrópicos, enquanto que os demais casos são caracterizados como ortotrópicos (Almeida, 2003).

## **2.3 Tensões e Deformações em Compósitos**

### **2.3.1 Conceitos**

O conceito de tensão ( $\sigma$ ) é utilizado para representar a força por unidade de área em um volume material infinitesimal. À cada face do volume atuam uma componente normal (tensão normal) e duas tangenciais (tensões de cisalhamento), conforme Figura 11.

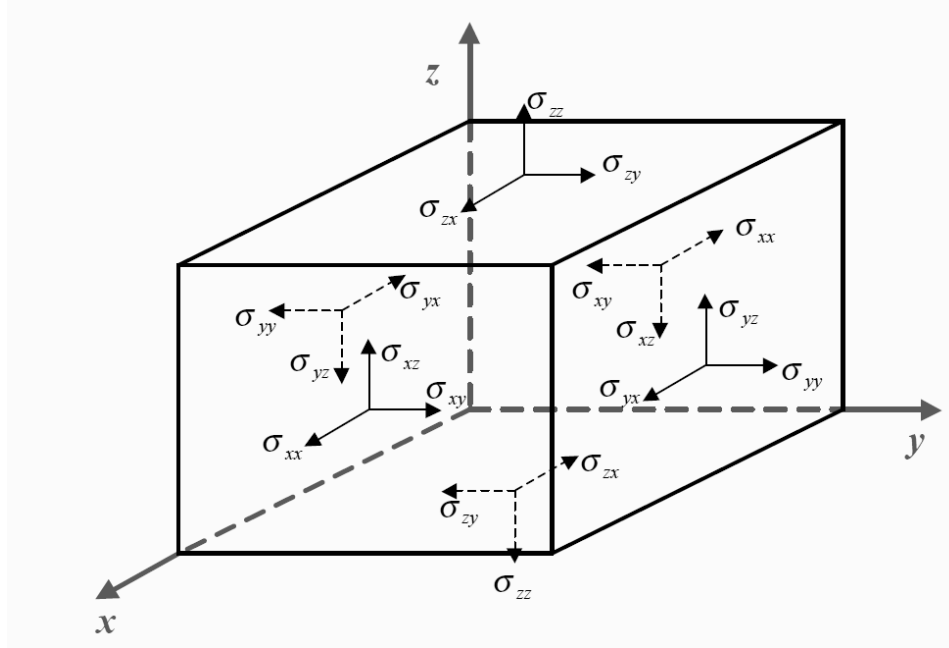


Figura 11 Tensões em volume cartesiano infinitesimal (Almeida, 2003)

A notação para as componentes de tensão é feita pelos sub-índices  $i$  e  $j$ , representando respectivamente a direção normal à face onde a componente é avaliada e sua direção de atuação. As componentes podem então ser agrupadas em um tensor de tensão, representado pelo símbolo  $\sigma$  (Equação 10).

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (10)$$

Aplicando as condições de equilíbrio volume de controle, pode-se deduzir que o tensor de tensões é simétrico, reduzindo-se a seis componentes e podendo ser descrito como um vetor. Ainda, pode-se distinguir as parcelas normais e tangenciais de tensão pelos símbolos  $\sigma$  e  $\tau$  (Equação 11).

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad \text{ou} \quad \sigma = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Assim como as tensões, pode-se definir um tensor de deformações ( $\epsilon$ ) simétrico conforme Equação 12.

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} & \varepsilon_{yz} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix} \quad (12)$$

As deformações ao longo do comprimento dos eixos são denominadas normais, enquanto que as demais deformações são denominadas de variações angulares. As deformações podem ser analisadas a partir dos deslocamentos em um volume de controle, já que por definição representam deslocamentos infinitesimais por comprimento. A Figura 12 auxilia a dedução das Equações 13, 14 e 15 para um caso plano, com pequenas deformações e pequenos deslocamentos.

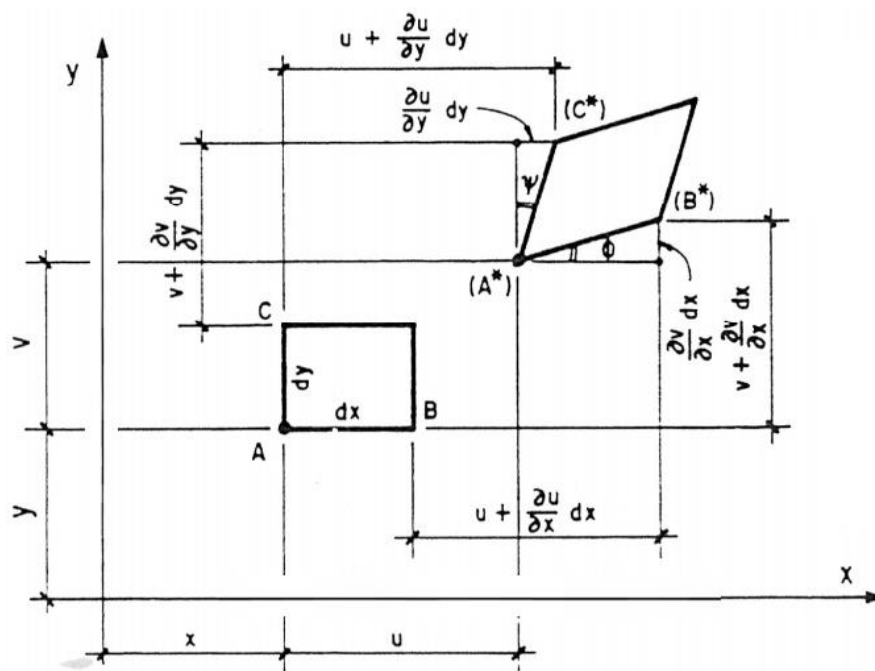


Figura 12 Deformações em elemento plano infinitesimal (Adaptado de Jones, 1975)

Da figura 12,

$$\varepsilon_{xx} = \frac{u + \frac{\partial u}{\partial x} dx - u}{dx} = \frac{du}{dx} \quad (13)$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{v + \frac{\partial v}{\partial y} dy - v}{dy} = \frac{dv}{dy} \quad (14)$$

$$\gamma_{xy} = \phi + \psi = \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial v}{\partial x} dx = \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \quad (15)$$

O termo  $\gamma_{xy}$  representa a deformação de cisalhamento de engenharia, que por definição representa o dobro da deformação de cisalhamento tensorial, sendo comumente mais utilizada para construção do tensor de deformações. Usando o mesmo raciocínio para o caso tridimensional, as demais componentes podem ser definidas e agrupadas vetorialmente conforme Equação 16.

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{Bmatrix} \quad (16)$$

Tanto o tensor de tensões como o de deformações são independentes do sistema de referência adotado. A transformação de tensores entre sistemas deve ser feita pela utilização de uma matriz de transformação adequada. A transformação só é válida quando aplicada ao tensor de deformações tensoriais, não podendo ser utilizado para isso as deformações de engenharia.

As tensões e deformações podem ser relacionadas em regime linear elástico pela Lei de Hooke (Equação 17).

$$\{\sigma\} = [Q]\{\varepsilon\} \quad (17)$$

Onde Q é uma matriz 6x6 de coeficientes elásticos, denominada de matriz de rigidez do material, sendo também simétrica (21 termos). Usualmente, entretanto, é preferível escrever as deformações em função das tensões, conforme Equação 18.

$$\{\varepsilon\} = [S]\{\sigma\} \quad (18)$$

Em que S representa a matriz de flexibilidade do material, e é escrita como a inversa da matriz de rigidez ( $[S] = [Q]^{-1}$ ).

### 2.3.2 Lâmina Ortotrópica

A dedução da matriz de flexibilidade para materiais compósitos pode ser feita a partir de uma lâmina especialmente ortotrópica como caso geral, transformando-se numa lâmina geralmente ortotrópica através da rotação do sistema de referência.

Em cada plano de simetria as tensões normais não influem nas deformações de cisalhamento, de forma a reduzir os coeficientes de 21 para 9 (Equação 19) (Almeida, 2003).

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_4 \\ \gamma_5 \\ \gamma_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \end{Bmatrix} \quad (19)$$

Como as lâminas de compósitos são muito finas, pode-se ainda utilizar a hipótese de tensões planas com relação ao plano XY, de forma que todas as tensões fora do plano (em z) tornam-se zero (Almeida, 2003). Com isso, a relação entre tensões e deformações se reduz para a Equação 20.

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 \\ S_{12} & S_{22} & 0 \\ 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_6 \end{Bmatrix} \quad (20)$$

As constantes da matriz de flexibilidade para o regime elástico podem ser definidas através da definição de três propriedades do material, o módulo de elasticidade ( $E$ ), módulo de cisalhamento ( $G$ ) e coeficiente de Poisson ( $\nu$ ), definidos nas Equações 21 a 23 (Daniel & Ishai, 1994).

$$E_i = \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i} \quad (21)$$

$$G_{ij} = \frac{\tau_{ij}}{\gamma_{ij}} \quad (22)$$

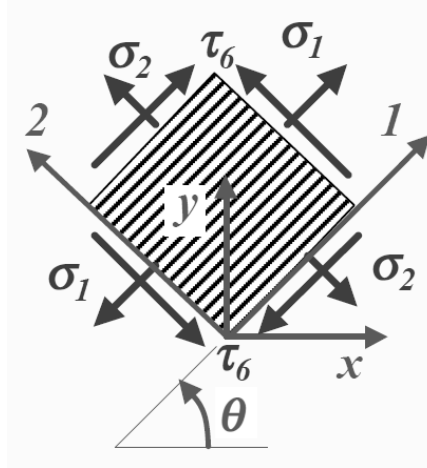
$$\nu_{ij} = \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_j} \quad (23)$$

Aplicando condições adequadas à Equação 20, e substituindo as Equações 21 a 23, pode-se escrever a Equação 24.

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{12}}{E_1} & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_6 \end{Bmatrix} \quad (24)$$

Sendo  $E_1$  o módulo de elasticidade longitudinal,  $E_2$  o módulo de elasticidade transversal,  $G_{12}$  o módulo de cisalhamento e  $\nu_{12}$  o coeficiente de Poisson.

Assumindo agora um caso de tensão plana em placa geralmente ortotrópica, pode-se entender a mudança como uma rotação  $\theta$  do sistema de referência ao redor do eixo z, conforme Figura 13.



**Figura 13** Lâmina geralmente ortotrópica em [x y] a partir de lâmina especialmente ortotrópica em [1 2] (Almeida, 2003)

Para esta transformação em específico, a matriz de transformação entre o sistema [x y] e [1 2] é apresentada na Equação 25.

$$[T] = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 2mn \\ n^2 & m^2 & -2mn \\ -mn & mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix}, \quad \text{onde } \begin{cases} m = \cos \theta \\ n = \sin \theta \end{cases} \quad (25)$$

Denominando os tensores no sistema [1 2] como  $\sigma'$  e  $\varepsilon'$ , a transformação então se dá conforme a Equação 26, atentando ao fato de que o tensor de deformações de engenharia deve primeiro ser transformado no tensor de deformações tensoriais pela matriz  $R$  (Equação 27).

$$\{\sigma'\} = [T]\{\sigma\} \quad e \quad [R]\{\varepsilon'\} = [T][R]\{\varepsilon\} \quad (26)$$

$$[R] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \quad (27)$$

Com isso, aplicando a Equação 26 à Equação 18, pode-se obter a matriz de rigidez para uma lâmina geralmente ortotrópica pela Equação 28.

$$\{\varepsilon\} = [\bar{S}]\{\sigma\} \Rightarrow [R]^{-1}[T][R]\{\varepsilon\} = [S][T]\{\sigma\} \quad (28)$$

Dessa forma, utilizando ainda a relação  $[R]^{-1}[T][R] = [T]^T$ , reduz-se a matriz de flexibilidade na referência  $[x y]$  à Equação 29, onde o índice T representa a transposta da matriz.

$$[\bar{S}] = [T]^T[S][T] \quad (29)$$

Essa multiplicação dá origem à uma matriz completa 3x3, representada pela Equação 30.

$$[\bar{S}] = \begin{bmatrix} S_{xx} & S_{xy} & S_{xs} \\ S_{xy} & S_{yy} & S_{ys} \\ S_{xs} & S_{ys} & S_{ss} \end{bmatrix} \quad (30)$$

Os termos com sub-índices “s” que surgem neste referencial são denominados de termos de acoplamento, pois proporcionam um acoplamento elástico entre tensões normais e deformações de cisalhamento (Almeida, 2003).

## 2.4 Teoria Clássica da Laminação

### 2.4.1 Hipóteses

A aplicação dos conceitos de tensão em lâminas anteriormente desenvolvidos é válida para laminados dentro de algumas hipóteses, que configuram a Teoria Clássica da Laminação, e são apresentadas a seguir (Almeida, 2003).

- Todas as lâminas do laminado são praticamente homogêneas e ortotrópicas;
- O laminado é fino (espessura total ( $e$ ) muito menor que as dimensões laterais);
- Todas as lâminas e o laminado estão sujeitos a um estado plano de tensões;
- Os deslocamentos são pequenos quando comparados à espessura total do laminado;
- Não há descolamento das lâminas (deslocamentos contínuos no laminado);
- Os deslocamentos no plano variam linearmente com a espessura;
- Vetores normais à seção transversal do laminado continuam normais após a deformação (deformações de cisalhamento no sentido na espessura são negligenciáveis -  $\gamma_{xz}, \gamma_{yz} \approx 0$ );
- Deformação normal no sentido da espessura negligenciável quando comparada à outras parcelas de deformação normal ( $\varepsilon_z \ll \varepsilon_x, \varepsilon_y$ );

- Relações entre tensão e deformação são lineares.

### 2.4.2 Tensões em Laminados

Da hipótese de deformação normal à espessura nula, pode-se considerar que o deslocamento em  $z$  ao longo da placa é constante na espessura, conforme Equação 31, em que o sub-índice  $0$  representa o deslocamento no plano médio do laminado.

$$w(x, y, z) = w_0(x, y) \quad (31)$$

Analisando uma seção do laminado (Figura 14), os deslocamentos em qualquer plano podem ser escritos a partir dos deslocamentos e rotações do plano médio (Equações 32 e 33).

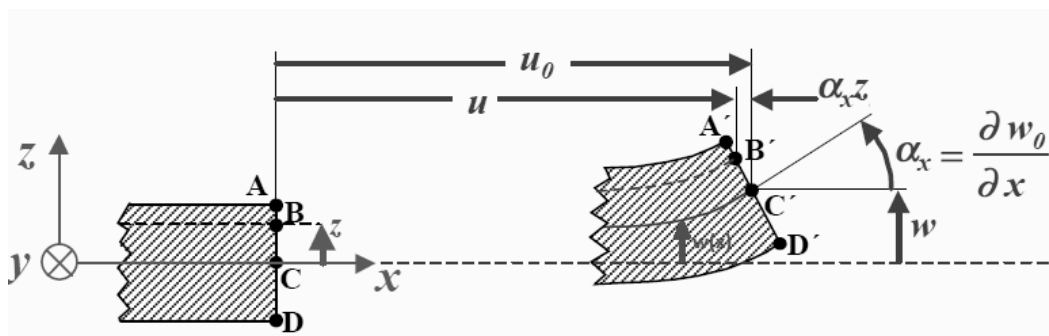


Figura 14 Deslocamentos no laminado em função do plano médio (Almeida, 2003)

Da figura,

$$u = u_0 - z\alpha_x \quad (32)$$

$$\alpha_x = \frac{\partial w_0}{\partial x} \quad (33)$$

Utilizando o raciocínio análogo aos deslocamentos em  $y$  e aplicando os resultados juntamente das Equações 31, 32 e 33 às Equações 15, 16 e 17, as deformações em qualquer seção do laminado podem ser escritas conforme as Equações 34, 35 e 36.

$$\varepsilon_x(x, y, z) = \frac{\partial u_0(x, y)}{\partial x} - z \frac{\partial^2 w_0(x, y)}{\partial x^2} \quad (34)$$

$$\varepsilon_y(x, y, z) = \frac{\partial v_0(x, y)}{\partial y} - z \frac{\partial^2 w_0(x, y)}{\partial y^2} \quad (35)$$



$$\gamma_{xy}(x, y, z) = \frac{\partial u_0(x,y)}{\partial y} + \frac{\partial v_0(x,y)}{\partial x} - 2z \frac{\partial^2 w_0(x,y)}{\partial x \partial y} \quad (36)$$

As deformações podem, ainda, ser agrupadas em termos de deformações e curvaturas do plano médio (Equação 37), sob a forma dos vetores  $\varepsilon^0$  e  $\kappa$ , respectivamente dados pelas Equações 38 e 39.

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^0\} - z\{\kappa\} \quad (37)$$

$$\{\varepsilon^0\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_0(x,y)}{\partial x} \\ \frac{\partial v_0(x,y)}{\partial y} \\ \frac{\partial u_0(x,y)}{\partial y} + \frac{\partial v_0(x,y)}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad (38)$$

$$\{\kappa\} = \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\frac{\partial^2 w_0(x,y)}{\partial x^2} \\ -\frac{\partial^2 w_0(x,y)}{\partial y^2} \\ -2\frac{\partial^2 w_0(x,y)}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (39)$$

Finalmente, utilizando a Equação 17, as tensões em uma lâmina “k” qualquer do laminado, expressas no sistema global [x y] (não necessariamente o mesmo sistema da lâmina), são dadas pela Equação 40.

$$\{\sigma\}_{xy}^k = [Q]^k \{\varepsilon^0\}_{xy} + z[Q]^k \{\kappa\}_{xy} \quad (40)$$

A partir do resultado anterior, aliado à hipótese de deformações lineares em relação à espessura, pode-se perceber que as tensões são distribuídas linearmente nas lâminas. Entretanto, como as matrizes de rigidez podem variar abruptamente entre camadas, pode haver descontinuidades de tensão no laminado (Figura 15).

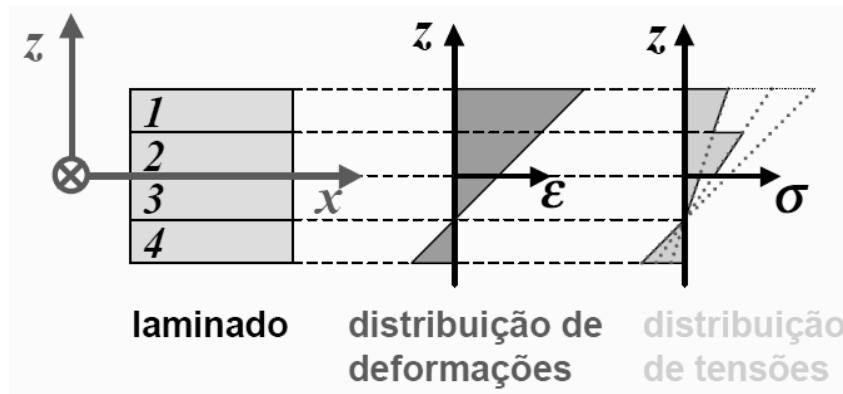


Figura 15 Distribuições de deformações e tensões no laminado (Almeida, 2003)

### 2.4.3 Esforços Resultantes

Como as tensões entre lâminas no laminado podem apresentar descontinuidades, é mais vantajoso tratá-las em termos de esforços resultantes equivalentes. Ou seja, substituir as tensões numa seção pelos esforços no plano e momento que geram tensões equivalentes à original (Figura 16).

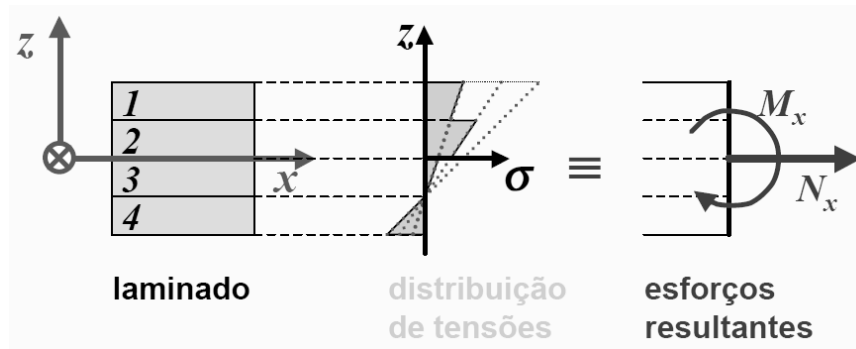


Figura 16 Conceito de esforços resultantes (Almeida, 2003)

Os esforços notados como  $N$  tratam das forças resultantes equivalentes, e são definidos como uma força por unidade de comprimento, de forma que é possível relacioná-la à tensão aplicada pela Equação 41, onde  $t$  representa a espessura total do laminado.

$$N_i = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_i dz \quad (41)$$

Os momentos resultantes são representados pela letra  $M$  e, analogamente às forças resultantes, são definidos como um momento aplicado por unidade de comprimento. A Equação 42 relaciona os momentos resultantes à tensão aplicada.

$$M_i = \int_{-t/2}^{t/2} z \sigma_i dz \quad (42)$$

Dessa forma, pode-se obter uma distribuição de esforços equivalentes no laminado, conforme Figura 17.

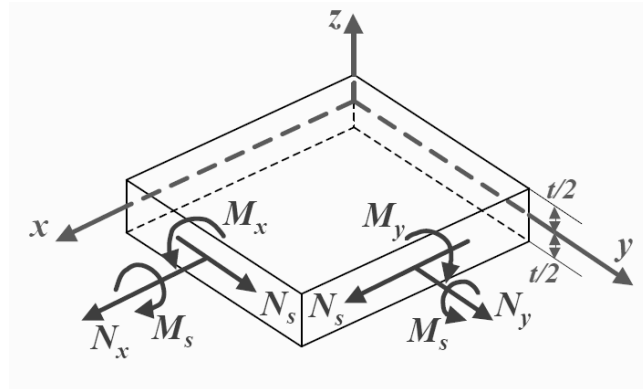


Figura 17 Distribuição de esforços resultantes no laminado (Almeida, 2003)

As componentes de esforços resultantes podem ser agrupadas em vetores (Equações 43 e 44).

$$\{N\} = \begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_s \end{Bmatrix} \quad (43)$$

$$\{M\} = \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_s \end{Bmatrix} \quad (44)$$

É importante ressaltar que o sub-índice que acompanha os termos do momento diz respeito à direção normal à face em que atua, de forma que  $M_y$ , por exemplo, representa o momento fletor na direção x. O sub-índice s, por sua vez, representa os esforços cisalhantes.

#### 2.4.4 Matriz de Rigidez em Laminados

Reescrevendo a Equação 40 em termos da Equação 41, uma relação entre forças resultantes equivalentes e deformações pode ser obtida, conforme Equação 45.

$$\{N\} = \int_{-t/2}^{t/2} ([Q]^k \{\varepsilon^0\} + z[Q]^k \{\kappa\}) dz \quad (45)$$

As matrizes de rigidez  $[Q]^k$ , entretanto, variam de camada a camada, de forma que a Equação 45 deve ser calculada como uma soma da contribuição de todas as camadas, conforme Equação 46.

$$\{N\} = \sum_{k=1}^n \left( \int_{h_{k-1}}^{h_k} ([Q]^k \{\varepsilon^0\} + z[Q]^k \{\kappa\}) dz \right) \quad (46)$$

Na Equação 46, o termo  $h$  representa a coordenada em  $z$  de cada camada, conforme Figura 18.

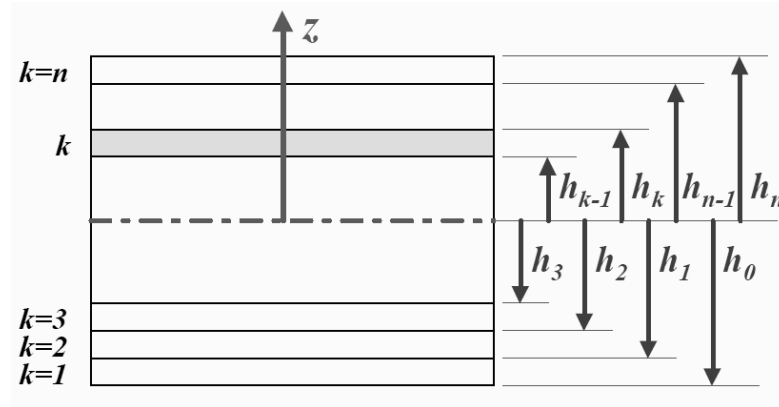


Figura 18 Referenciamento das camadas de um laminado em relação ao plano médio (Almeida, 2003)

Desenvolvendo a Equação 46, o vetor de forças resultantes fica explicitamente definido em termos de  $h$  pela Equação 47.

$$\{N\} = \left( \sum_{k=1}^n (h_k - h_{k-1}) [Q]^k \right) \{\varepsilon^0\} + \left( \sum_{k=1}^n \left( \frac{h_k^2 - h_{k-1}^2}{2} \right) [Q]^k \right) \{\kappa\} \quad (47)$$

Desenvolvendo analogamente uma expressão para os momentos resultantes, a Equação 48 é obtida.

$$\{M\} = \left( \sum_{k=1}^n \left( \frac{h_k^2 - h_{k-1}^2}{2} \right) [Q]^k \right) \{\varepsilon^0\} + \left( \sum_{k=1}^n \left( \frac{h_k^3 - h_{k-1}^3}{3} \right) [Q]^k \right) \{\kappa\} \quad (48)$$

Agrupando os coeficientes dos vetores de deformação nas Equações 47 e 48 como as matrizes  $[A]$ ,  $[B]$  e  $[D]$  (Equações 49, 50 e 51), estas podem ser resumidas pela Equação 52.

$$[A] = \sum_{k=1}^n (h_k - h_{k-1}) [Q]^k \quad (49)$$

$$[B] = \sum_{k=1}^n \left( \frac{h_k^2 - h_{k-1}^2}{2} \right) [Q]^k \quad (50)$$

$$[D] = \sum_{k=1}^n \left( \frac{h_k^3 - h_{k-1}^3}{3} \right) [Q]^k \quad (51)$$

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_s \\ M_x \\ M_y \\ M_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} N \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [A] & [B] \\ [B] & [D] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\varepsilon^0\} \\ \{\kappa\} \end{Bmatrix} \rightarrow \begin{cases} \{N\} = [A]\{\varepsilon^0\} + [B]\{\kappa\} \\ \{M\} = [B]\{\varepsilon^0\} + [D]\{\kappa\} \end{cases} \quad (52)$$

Dessa forma, como as constantes de engenharia do material são as mesmas independentemente do sistema de referências, conhecendo a espessura e orientação das camadas as deformações do laminado podem ser conhecidas em função dos esforços equivalentes.

A matriz  $[B]$  e os termos  $D_{is}$  e  $A_{is}$  (termos com sub-índice  $s$  nas matrizes  $A$  e  $D$ ) são denominados de termos de acoplamento, de forma semelhante ao que ocorre para uma única lâmina. Os termos  $B_{ij}$  acoplam carregamentos no plano com flexão e torção da placa, sendo nulos em laminados simétricos. Os termos  $A_{is}$  realizam um acoplamento de cisalhamento no plano, causando deformação de cisalhamento sob esforços normais e vice-versa, sendo nulos para laminados *cross-ply* ( $[0/90]$ ). Finalmente, os termos  $D_{is}$  representam um acoplamento de torção, causando torção na placa sob esforços de flexão, sendo também nulos para *cross-ply* ou laminados antissimétricos (Daniel & Ishai, 1975).

## 2.5 Aeroelastic Tailoring

O conceito de *aeroelastic tailoring* diz respeito à aplicação da rigidez direcional em materiais compósitos no projeto de componentes sujeitos a cargas aerodinâmicas, de forma a controlar suas deformações da melhor maneira possível a ponto de otimizar seu desempenho estrutural ou performance de maneira geral (Shirk et al., 1986).

O acoplamento entre torção e flexão em materiais compósitos tem sido tema de interesse desde o advento de materiais laminados reforçados por fibras. A maior parte dos estudos realizados sobre o tema têm como foco o ramo aeronáutico, propondo materiais para asas fixas de forma a maximizar a estabilidade e controle das aeronaves sobre as mais diversas situações (Love & Bohlmann, 1988).

Algumas pesquisas vêm sendo realizadas a respeito desse tema com foco em turbinas eólicas, como por exemplo o estudo das melhorias do ponto de vista dinâmico que o acoplamento entre torção e flexão é capaz de produzir nas pás (Luczak et al., 2011) e o estudo da contribuição do *aeroelastic tailoring* para controle passivo e alívio de carga em pás de grandes geradores (Fedorov, 2012). Outras pesquisas voltadas à determinação da magnitude do efeito de acoplamento com base em elementos finitos mostram, por exemplo, o maior potencial de aplicação das fibras de carbono em relação às de vidro (Fedorov & Berggreen, 2014). Algumas propostas para procedimentos de projeto de pás de turbinas baseados em *aeroelastic tailoring* já vêm sendo estudadas há alguns anos, com aumento de eficiência de até 6% para alguns casos específicos (Deilmann, 2009).

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 Descrição da Metodologia

O estudo de viabilidade proposto se baseia no levantamento dos ângulos de torção gerados por um carregamento de flexão em uma geometria simplificada de pá, de forma a determinar as maiores torções produzidas e suas respectivas deflexões.

A geometria simplificada para os testes é adotada como sendo a de uma placa plana trapezoidal (Figura 19) com relações construtivas conforme Tabela 1. Essas relações foram adotadas por serem valores comuns no projeto de pás de turbinas eólicas.

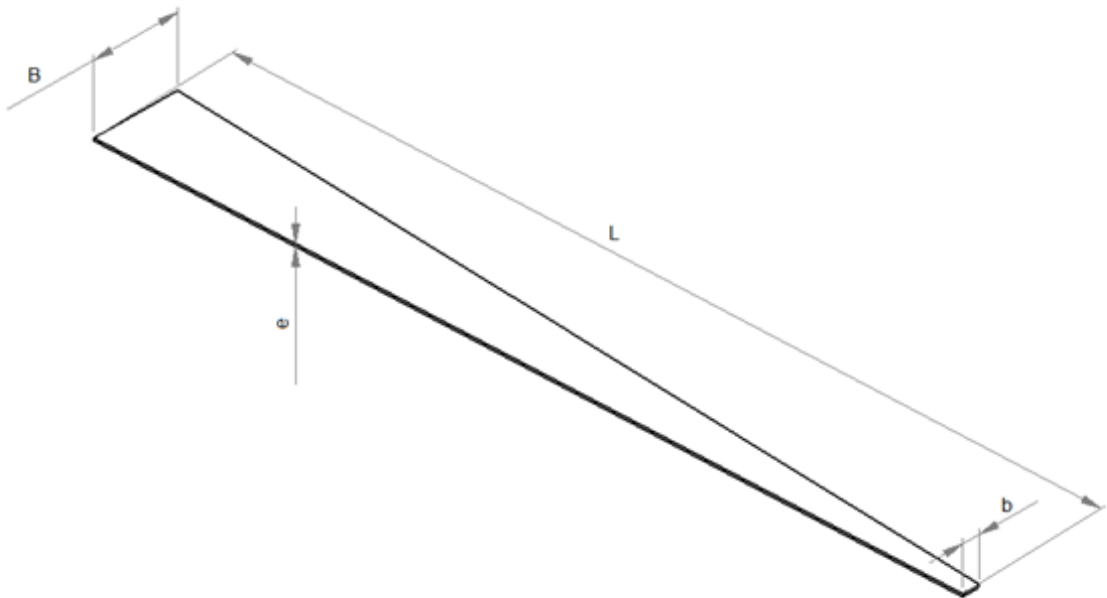


Figura 19 Geometria trapezoidal da pá simulada

Tabela 1 Relações construtivas da geometria da pá simulada

Grandeza	Corda de Base	Corda de Ponta	Comprimento	Espessura Total
Símbolo	B	b	L	e
Relação	-	$B/5$	$10*B$	$0,03*B (2,5\% B+b)$

Para a análise, utiliza-se de uma carga concentrada na ponta da pá a fim de simplificar o carregamento distribuído existente na prática, estando a corda de raiz engastada.

Inicialmente, os testes são conduzidos sob ação de uma força unitária, e posteriormente analisados os efeitos da variação de força sobre os resultados obtidos. A grande maioria das simulações emprega uma pá de comprimento (L) 800 mm, respeitando as demais dimensões conforme Tabela 1. Quando pertinente, alguns testes são realizados utilizando outras dimensões, que são definidas ao longo dos resultados.

As propriedades consideradas para o material das lâminas são escolhidas com base nas propriedades médias de lâminas de fibra de carbono com matriz de epóxi, materiais comumente empregados na construção de pás de geradores eólicos de pequeno porte, conforme mostra a Tabela 2.

**Tabela 2 Propriedades de lâminas de fibra de carbono com matriz epóxi (Composites Performance, 2009)**

<b>Propriedade</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Módulo de Elasticidade na Direção das Fibras (E1)	135	GPa
Módulo de Elasticidade Perpendicular às Fibras (E2)	10	GPa
Módulo de Cisalhamento no Plano da Lâmina (G12)	5	GPa
Coefficiente de Poisson ( $\nu$ )	0,3	-

O estudo é conduzido através da implementação e análise da matriz de rigidez do laminado em um programa desenvolvido em MATLAB, de forma a determinar qualitativamente quais as melhores configurações (em relação à qualidade de acoplamento torção-flexão) para dado número de camadas, sendo estas então verificadas e validadas no software HyperWorks.

As análises são conduzidas primeiramente em uma única lâmina, sendo testadas disposições de fibra a cada 7,5 graus, evoluindo para até três lâminas



enquanto algumas conclusões a respeito da simetria e balanceamento dos laminados são obtidas. Com isso, são limitadas as combinações a serem estudadas para maior número de lâminas, avaliando-se até nove lâminas com variação de orientação das fibras a cada 15 graus. Novamente, esses resultados permitem reduzir ainda mais as combinações de lâminas nos estudos posteriores, sendo então analisados compósitos de até vinte e três lâminas.

A Figura 20 apresenta esquematicamente as etapas desenvolvidas durante o trabalho.

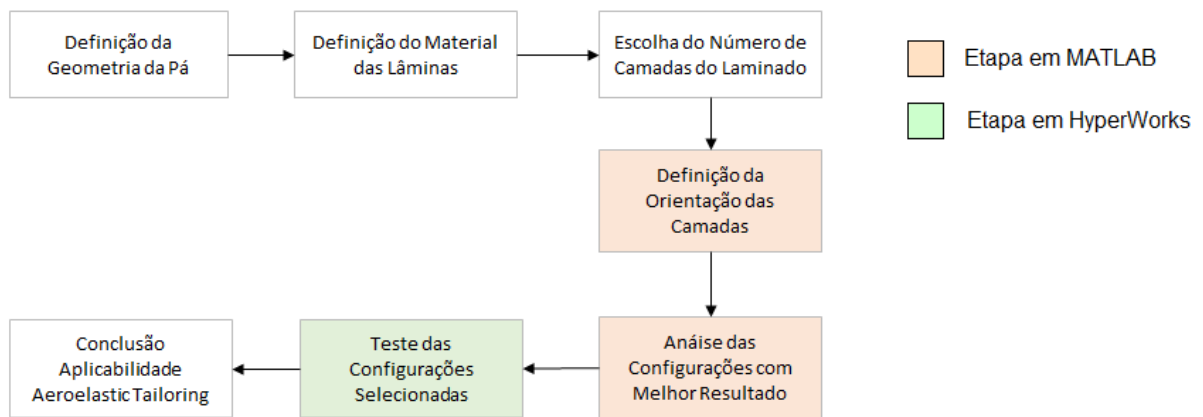


Figura 20 Fluxograma das etapas desenvolvidas

### 3.2 Etapa desenvolvida em MATLAB

Com base no conteúdo exposto na seção 2.4.4, um programa em MATLAB foi implementado para determinar a matriz de rigidez e flexibilidade do laminado. Invertendo a Equação 52 e reduzindo os esforços apenas a  $M_x$ , em virtude de se considerar um carregamento exclusivamente de flexão, obtém-se a Equação 53.

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [A] & [B] \\ [B] & [D] \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (53)$$

Definindo ainda a matriz  $[X]$  conforme a Equação 54, pode-se escrever as deformações no laminado em função de  $M_x$ .

$$\begin{bmatrix} [A] & [B] \\ [B] & [D] \end{bmatrix}^{-1} = X_{ij} \quad (54)$$

Com isso, da seção 2.4.2 pode-se perceber que  $\kappa_x$  está relacionado à deflexão do laminado ao longo do eixo x (considerado o eixo ao longo da asa) e que  $\kappa_{xy}$  está associado à sua torção, de forma que podem ser descritos pelas Equações 55 e 56.

$$\kappa_x = X_{44}M_x \quad (55)$$

$$\kappa_{xy} = X_{64}M_x \quad (56)$$

Dessa forma, a obtenção da matriz  $[X]$  em MATLAB e análise de seus elementos podem indicar, para um mesmo carregamento, qual configuração de laminado terá melhor resultado para torção e deflexão, já que essa matriz é função da orientação das camadas.

Como entradas para o programa são considerados o número de camadas, espessura total do laminado e propriedades das lâminas (considerando lâminas de mesma espessura e material). Contudo, vale ressaltar que na prática a espessura total do laminado é função do número de lâminas, sendo que a espessura da lâmina é fixa.

### 3.3 Etapa em HyperWorks

Após os testes em MATLAB indicarem as configurações mais promissoras para aplicação desejada, tais orientações são testadas no software HyperWorks, a fim de verificar os resultados obtidos, além de determinar quantitativamente o desempenho de cada configuração.

Nos testes é utilizada uma malha 2D com elementos de casca (quadrangulares e triangulares) definida a partir do plano médio do laminado. Apesar da simplicidade das simulações, realiza-se um teste de malha a fim de se utilizar uma malha não muito refinada, mas que garanta resultados satisfatórios.

Utiliza-se como critério de qualidade a malha a partir da qual a variação percentual com relação à grandeza de interesse (torção) é menor que 1% comparada à anterior, conforme Equação 57.

$$\frac{|\#_{n+1}-\#_n|}{\#_n} < 0,01 \quad (57)$$

Para as demais simulações são extraídos os valores de deflexão e torção na ponta da pá. Ambos são calculados a partir das coordenadas dos nós nas extremidades da corda de ponta, de forma que o ângulo de torção calculado representa o ângulo médio de torção ( $\theta t$  - medido entre os pontos extremos), conforme Equação 58.

$$\theta t = \sin^{-1} \left( \frac{z_2 - z_1}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2}} \right) \quad (58)$$

Sendo [x y z] as coordenadas ao longo da pá, na direção da base e perpendiculares à pá respectivamente, e os sub-índices 1 e 2 relativos aos nós nas duas extremidades da corda de ponta. A Figura 21 auxilia a compreensão do que este trabalho denomina de ângulo médio de torção.

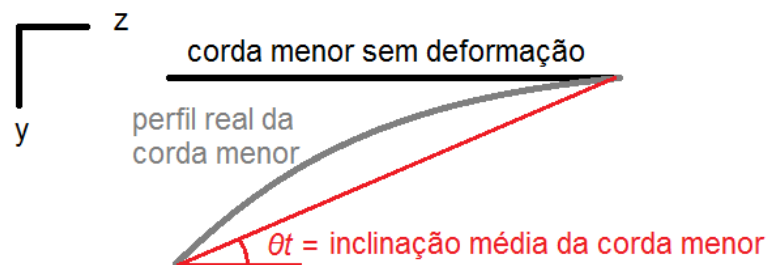


Figura 21 Representação esquemática da inclinação média retirada no HyperWorks

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Teste de Malha

Ao testar quatro malhas com relação à torção de uma lâmina com orientação a 45°, respeitando o limite de nós do programa, são obtidos os resultados da Tabela 3.

Tabela 3 Teste de Malha do HyperWorks

MALHA	1	2	3	4
Tamanho dos elementos	B/10	B/20	B/30	B/40
Torção [°]	6,705	6,726	6,737	6,739
Variação	-	0,313	0,164	0,030

Pelo critério exposto segundo a Equação 57, a malha 2 é selecionada para os testes. A representação dos resultados em função do número de nós da malha pode ser vista na Figura 22.

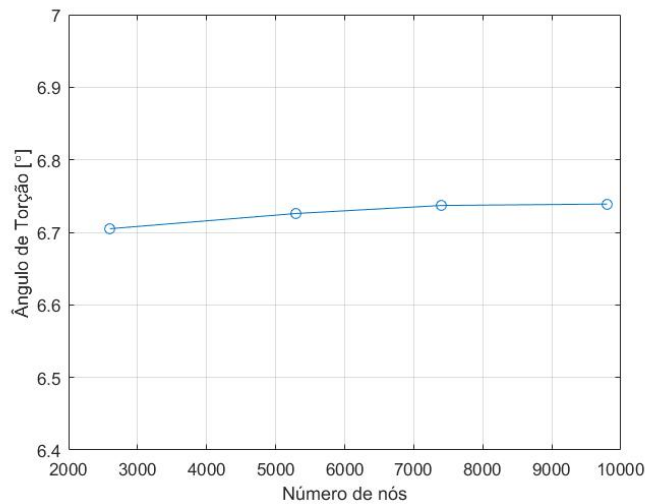
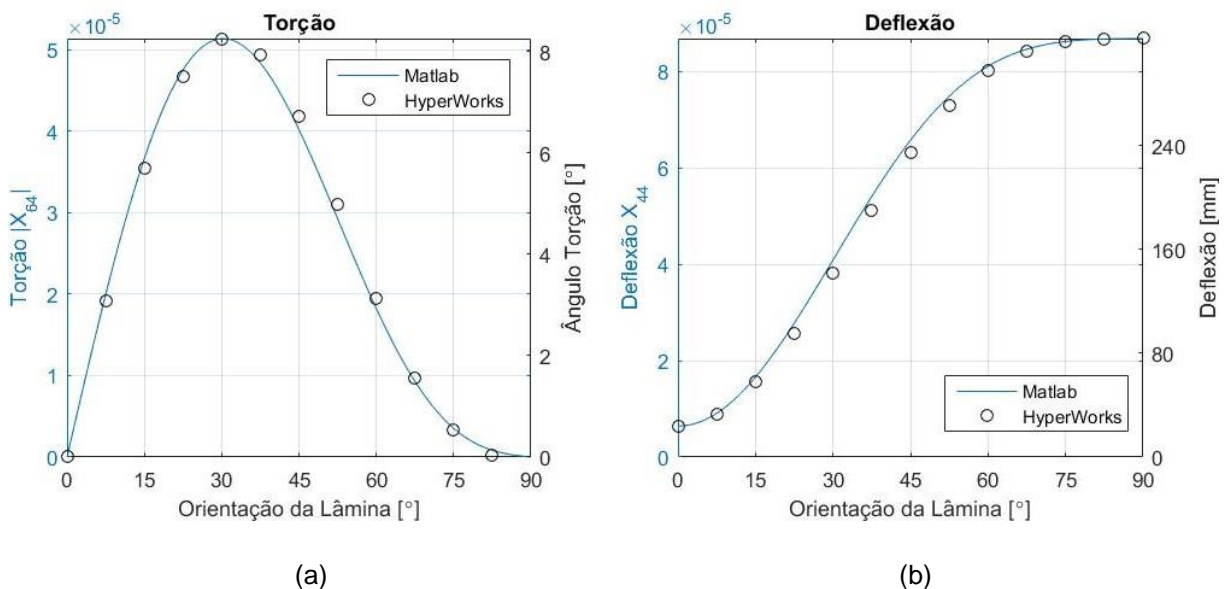


Figura 22 Ângulo de torção em função do número de nós de diferentes malhas

## 4.2 Orientação das Lâminas

### 4.2.1 Uma Lâmina

Os testes iniciais realizados em MATLAB têm como intuito compreender o efeito individual com que cada orientação poderia contribuir ao laminado como um todo. Conforme as condições determinadas na seção 3, são testadas orientações da lâmina de 0 a 90° para uma espessura de lâmina de 2,4 mm. A Figura 23 apresenta a curva dos elementos da matriz de flexibilidade do laminado superposta aos valores obtidos para torção e deflexão em simulações no HyperWorks.



(a) (b)  
**Figura 23** Curvas de (a) torção e (b) deflexão para uma lâmina

Pode-se perceber que existe uma boa correlação entre as duas análises efetuadas, visto que as curvas são muito semelhantes. Ainda, o maior ângulo de torção é encontrado para a configuração orientada a 30 graus em relação ao comprimento da pá, que gera uma torção de 8,254 graus, enquanto que a deflexão é crescente no intervalo de 0 a 90 graus. As maiores relações torção por deflexão, entretanto, são encontradas para orientações em torno de 15 graus, conforme a Figura 24.

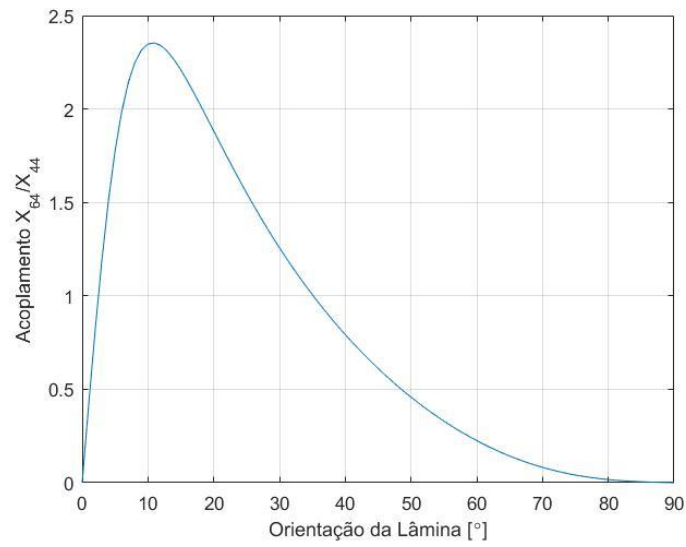
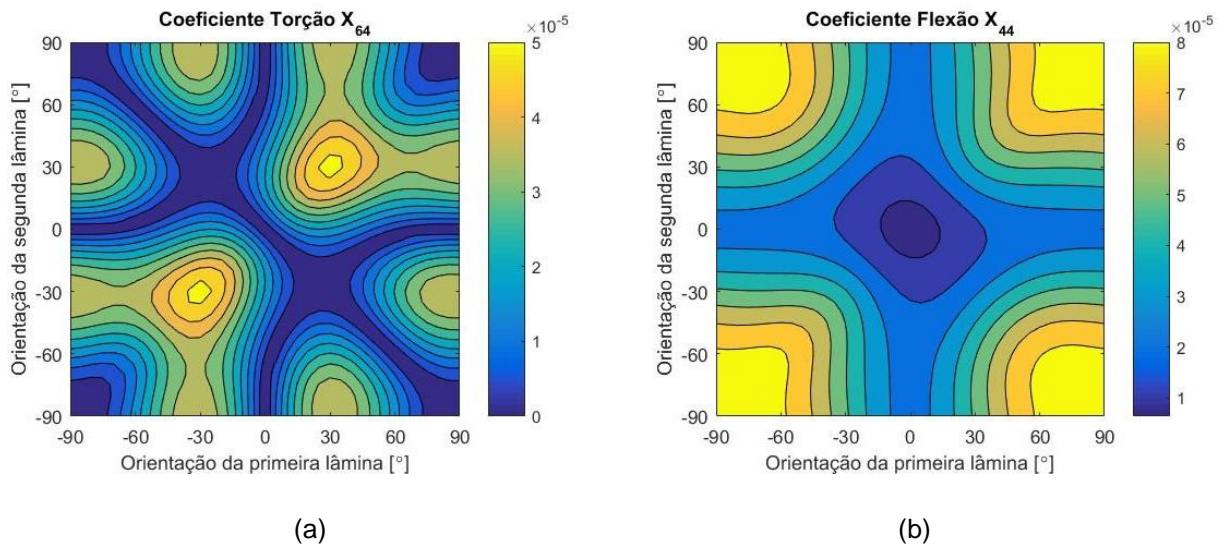


Figura 24 Acoplamento entre torção e deflexão

#### 4.2.2 Duas Lâminas

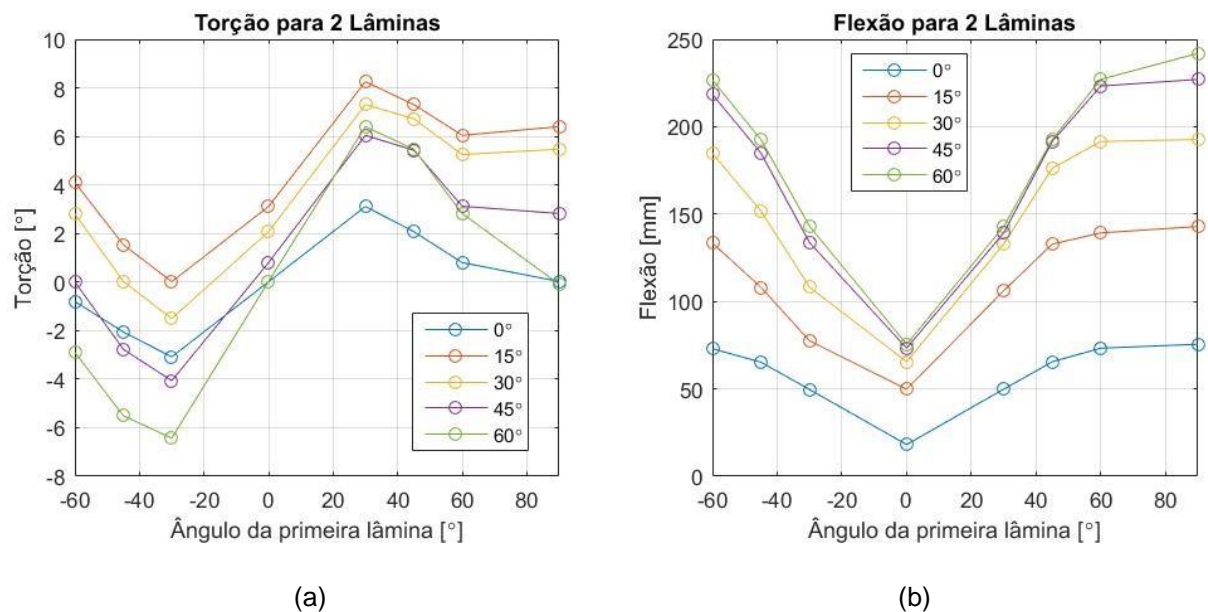
Mantendo a espessura total do laminado constante, testam-se configurações com duas lâminas de 1,2 mm de espessura cada. A Figura 25 apresenta os elementos de torção e flexão da matriz de flexibilidade do laminado para combinações entre ambas as orientações das lâminas.



(a) (b)  
Figura 25 Coeficientes de (a) torção e (b) deflexão para 2 lâminas

Pode-se perceber que os laminados antissimétricos (orientações  $[\theta/-\theta]$  em relação ao plano médio) apresentam o pior resultado para torção. Ainda, a maior torção é observada para o laminado  $[30/30]$  e as maiores deflexões são encontradas quando a orientação de uma das lâminas está próxima de 90 graus.

A Figura 26 apresenta os resultados de torção e deflexão das simulações no HyperWorks para um laminado com duas lâminas, sendo o eixo horizontal o ângulo da primeira lâmina e as curvas mostradas na legenda o ângulo da segunda lâmina.

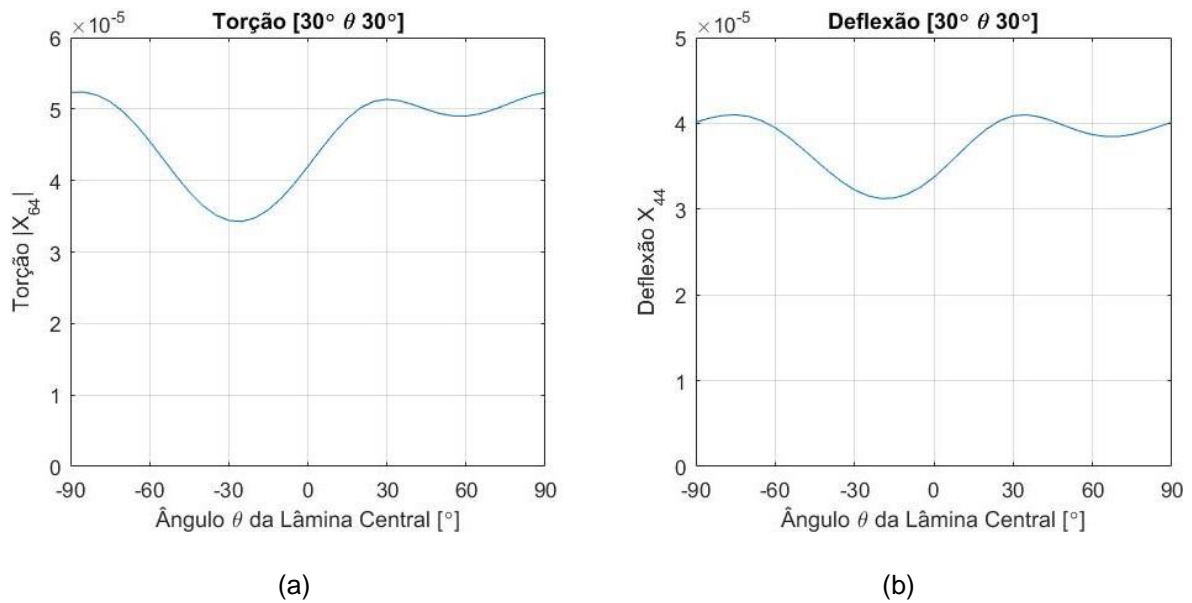


(a) (b)  
**Figura 26 (a) Torção e (b) Deflexão para 2 lâminas**

Observa-se que as menores deflexões para todas as combinações são obtidas pela utilização de uma camada a com orientação de 0 graus, enquanto que a maior torção é sempre obtida em combinações com uma das lâminas a 30 graus, tendo o maior valor sido obtido para o laminado  $[30/30]$ , com valor de 8,254 graus (idêntico a uma única lâmina com mesma orientação).

#### 4.2.3 Três Lâminas

A fim de avaliar o efeito da orientação das camadas centrais do laminado, varia-se apenas a orientação desta no MATLAB, mantendo as lâminas das extremidades em uma orientação de 30 graus, conforme resultados na Figura 27. As lâminas possuem 0,8mm de espessura.

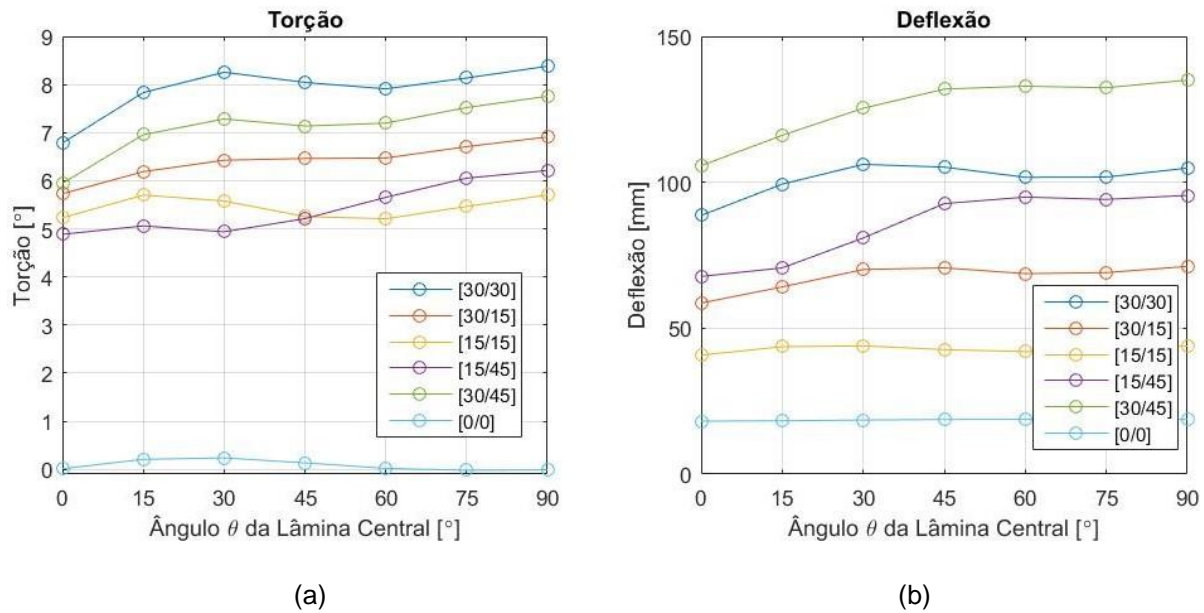


**Figura 27** Influência da orientação da lâmina central nos coeficientes de (a) torção e (b) deflexão

Pode-se perceber que a configuração que resulta em uma menor torção é -30 graus e a maior torção ocorre em 90 graus.

Para melhor averiguar o efeito das camadas próximas ao plano médio, outras configurações são simuladas em HyperWorks, além de serem verificados os resultados do laminado  $[30/\theta/30]$ , conforme Figura 28. Analisaram-se orientações de 0 a 90 graus dado que, dos resultados da Figura 27, é nesse intervalo em que os maiores ângulos de torção são obtidos.





**Figura 28** Influência da orientação da lâmina central na (a) torção e (b) deflexão para diferentes orientações das camadas externas

As combinações testadas são escolhidas com base nos resultados para o teste com 2 lâminas, ou seja, são mantidas algumas configurações como sendo as camadas externas do laminado, variando-se a camada intermediária.

Pode-se perceber que por mais que haja variação, a camada central não exerce grande influência sobre o comportamento final do laminado (maior variação de 14% para a configuração [15/x/45]), especialmente caso este seja simétrico. Da definição da matriz [D] (Equação 51) é natural que isso ocorra, visto que a contribuição da camada varia com o cubo de sua distância ao plano médio. Ou seja, camadas das extremidades são muito mais influentes para o acoplamento entre torção e flexão.

Além disso, pode-se perceber que, de forma geral, entre três lâminas quaisquer o maior ângulo de torção é encontrado para configurações simétricas. Por exemplo, o ângulo de torção do laminado [15/45/15] é maior que o do laminado [15/15/45], apesar de o ângulo de torção de uma única lâmina a 45 graus ser maior que o de uma única lâmina a 15 graus. Dessa forma, mesmo uma camada com melhor grau de acoplamento estando mais distante do plano médio, o resultado do laminado está aquém do obtido para o caso simétrico. Analisando o caso dos laminados [15/30/15] e [30/15/15], entretanto, isso deixa de ser verdade, já que o maior grau de torção da

lâmina a 30 graus, aliado à posição mais favorável no laminado, são suficientes para acarretar numa maior torção.

A maior torção global é obtida par a configuração [30/90/30] dentre as consideradas, correspondendo a 8,38 graus. O maior ângulo para todas as configurações testadas foi obtido para as combinações em que a camada média possui orientação de 90 graus.

Até o momento, os estudos realizados permitem concluir que laminados antissimétricos possuem o pior desempenho para a aplicação desejada, laminados simétricos de forma geral apresentam os melhores resultados (com exceção de orientações próximas a 30 graus, que sempre são muito favorecidas ao estarem nas extremidades e que as lâminas próximas do plano médio são pouco influentes).

#### 4.2.4 Múltiplas Lâminas

Percebendo que a relação entre os coeficientes calculados pelo MATLAB e os valores obtidos pelo HyperWorks é, de fato, muito direta, propõe-se correlacionar linearmente tais valores, conforme Figura 29.

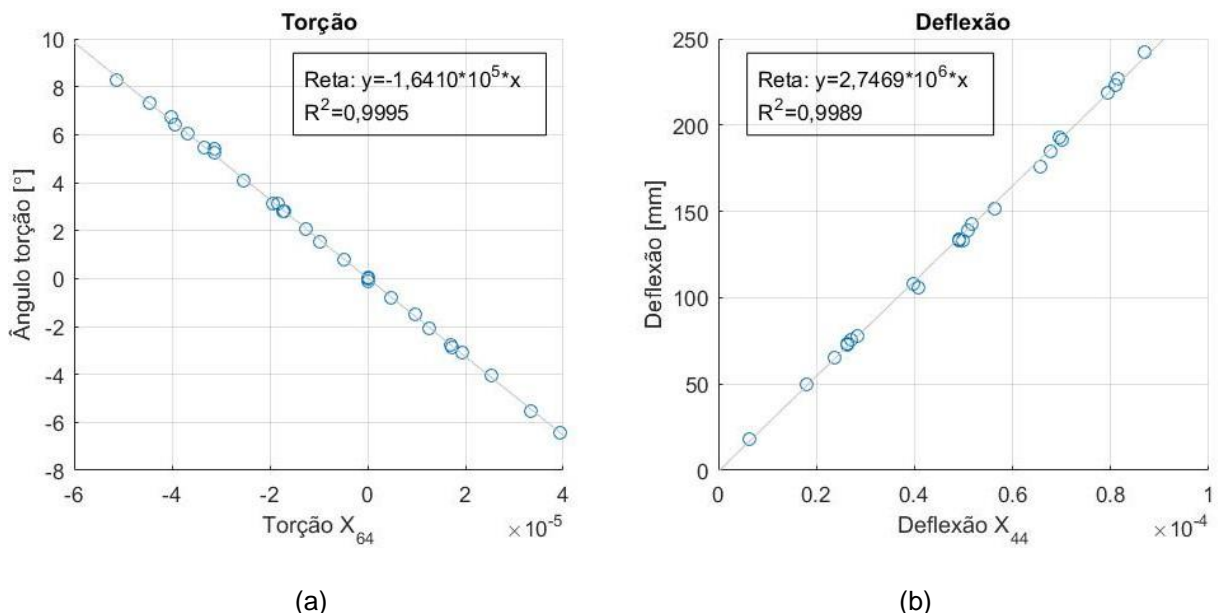


Figura 29 Correlação entre (a) Torção e (b) Deflexão entre resultados do MATLAB e HyperWorks

Para a figura 29, utiliza-se os resultados encontrados para uma, duas e três lâminas desenvolvidos até este momento.

Como esperado, a relação é clara, podendo-se escrever com um grau de correlação ( $R^2$ ) de 0,9989 as Equações 58 e 59, onde  $\theta$  representa o ângulo de torção em graus e  $\delta$  a deflexão em mm.

$$\theta = -1,6410 \cdot 10^5 X_{64} \quad (58)$$

$$\delta = 2,7469 \cdot 10^6 X_{44} \quad (59)$$

Utilizando esses multiplicadores, o erro máximo encontrado é de 5% para ambos o ângulo de torção e deflexão simulados.

Com isso, havendo comprovado que a análise pelos coeficientes da matriz de flexibilidade é suficiente para o caso considerado, laminados possuindo entre 4 e 9 lâminas (mantendo a espessura total em 2,4 mm) são avaliados iterativamente. Variando os ângulos de orientação das lâminas de -90 a 90 graus em intervalos de 15 graus, determina-se qual a melhor configuração para obter a maior torção. A Tabela 4 apresenta os resultados da torção e deflexão para as diferentes quantidades de lâminas.

**Tabela 4 Configuração com maior torção para até 9 lâminas**

<b>Número de Laminas</b>	<b>Configuração</b>	<b>Torção [°]</b>	<b>Deflexão [mm]</b>
1	[30]	8,254	106,137
2	[30/30]	8,254	106,137
3	[30/90/30]	8,380	104,873
4	[30/90/90/30]	8,454	104,262
5	[30/90/30/90/30]	8,433	104,973
6	[30/30/90/30/90/30]	8,426	104,985
7	[30/90/30/90/90/30/30]	8,433	104,939
9	[30/30/90/30/90/30/90/30/30]	8,454	104,308

Percebendo que as configurações que propiciam maior torção sempre contêm apenas lâminas orientadas a 30 e 90 graus, é possível limitar a variação de orientação das lâminas a estes dois valores, a fim de testar laminados com até 23 lâminas, cujos resultados encontram-se na Tabela 5.

Tabela 5 Configuração com maior torção para 11 a 23 lâminas

Número de Lâminas	Configuração	Torção [°]	Deflexão [mm]
11	[30/30/90/30/30/30/30/30/90/30/30]	8,454	104,387
13	[30/30/30/90/90/30/90/30/90/90/30/30/30]	8,454	104,355
15	[30/30/30/90/30/30/90/30/30/30/30/90/30/30]	8,450	104,393
17	[30/30/30/30/90/90/90/90/90/90/90/90/30/30/30/30]	8,454	104,393
20	[30/30/30/90/30/30/90/30/30/90/30/90/30/90/30/90/30/90/30/30/30]	8,454	104,393
21	[30/30/30/90/30/30/30/90/90/90/90/90/30/90/90/90/30/30/30/30]	8,454	104,393
23	[30/30/30/30/30/90/90/30/90/90/90/90/90/90/90/30/90/90/30/30/30/30]	8,454	104,393

De forma geral, para os resultados das tabelas 4 e 5 as camadas ótimas apresentam as extremidades com orientações de 30 graus e as camadas próximas ao plano médio orientadas em 90 graus. Pode-se perceber que a partir de 9 camadas o ângulo de torção máximo estabiliza, enquanto que entre 5 e 7 camadas existe uma queda neste valor (Figura 30).

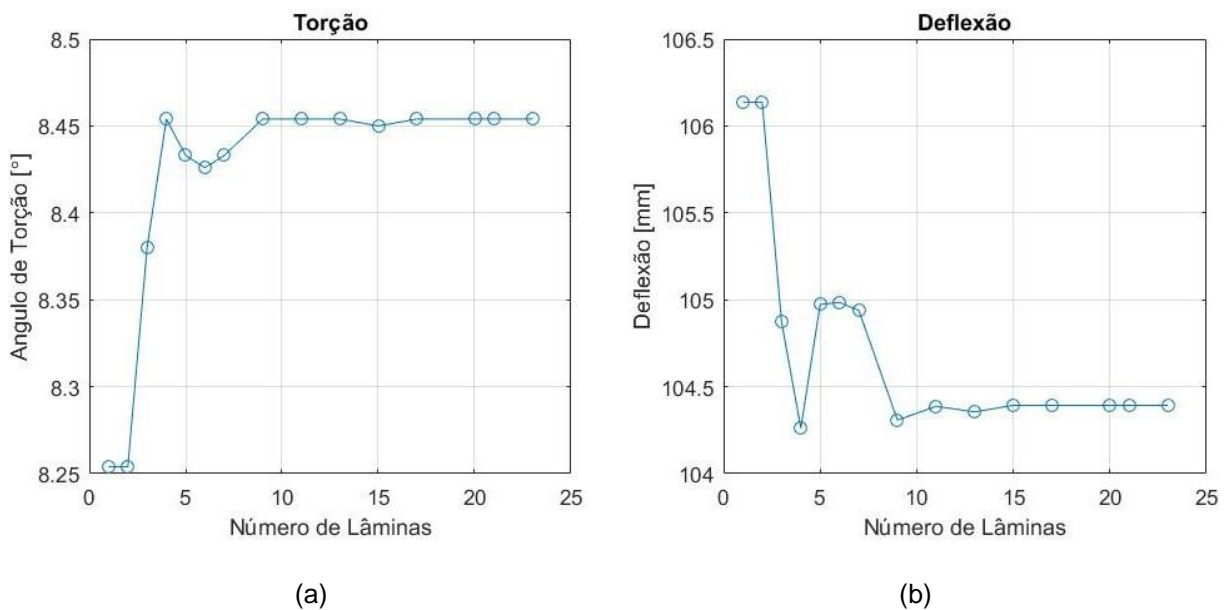


Figura 30 (a) Ângulo de torção e (b) deflexão em função do numero de lâminas

Desta forma, conclui-se que o maior ângulo de torção possível de ser obtido sob carregamento equivalente concentrado unitário nesta geometria de pá é de 8,454 graus.

### 4.3 Efeito da Força

A fim de avaliar o efeito da força sobre os resultados obtidos, todas as simulações realizadas em HyperWorks para uma lâmina são refeitas para forças concentradas de 3N e 5N (Figura 31).

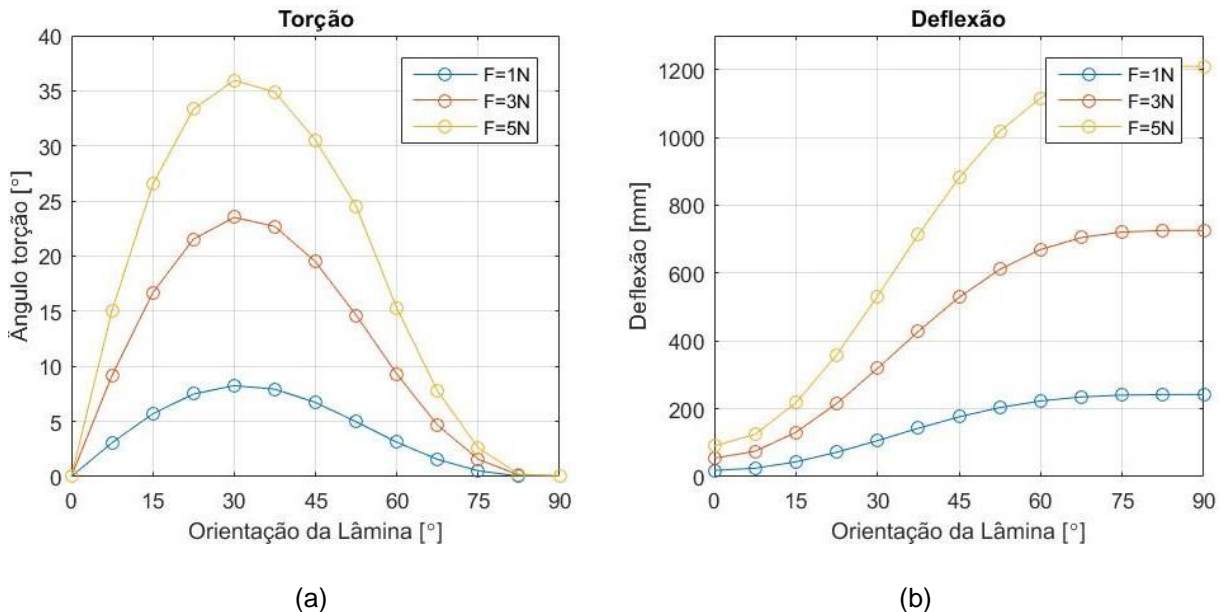


Figura 31 (a) Ângulo de torção e (b) deflexão para forças de 1N, 3N e 5N

A partir desses dados, avaliaram-se os valores médios de torção e deflexão para estas novas condições, normalizados em relação aos valores obtidos para uma força de 1N (Figura 32).

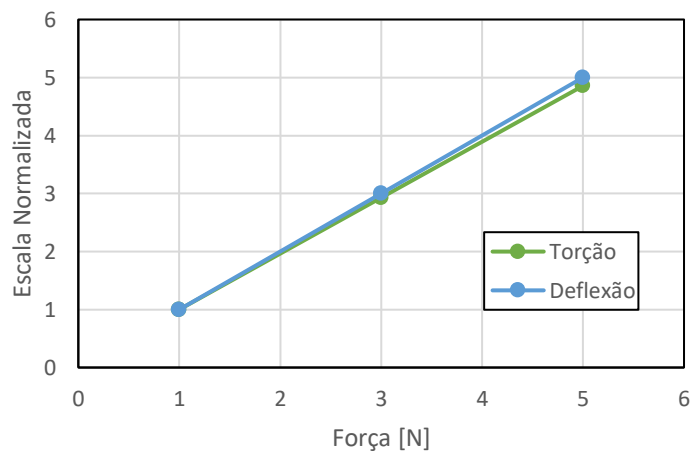


Figura 32 Torção e deflexão médias para 3N e 5N normalizadas em relação a 1N

É possível concluir que a relação entre torção/deflexão e força é linear de forma 1:1. A pequena divergência para a torção pode ser atribuída à qualidade da malha seleccionada para os testes.

#### 4.4 Efeito da Espessura

Da mesma forma que para a força, o efeito da variação da espessura é estudado em duas etapas, primeiramente mantendo as relações previstas na Tabela 3, e em seguida mantendo o comprimento da pá em 800 mm.

No primeiro estudo utilizam-se espessuras de 1,8 mm e 3,0 mm, resultando em comprimentos de pá de 600 mm e 1000 mm respectivamente. Juntamente com os resultados da lâmina com 2,4mm de espessura, pode-se visualizar o ângulo de torção e deflexão na Figura 33.

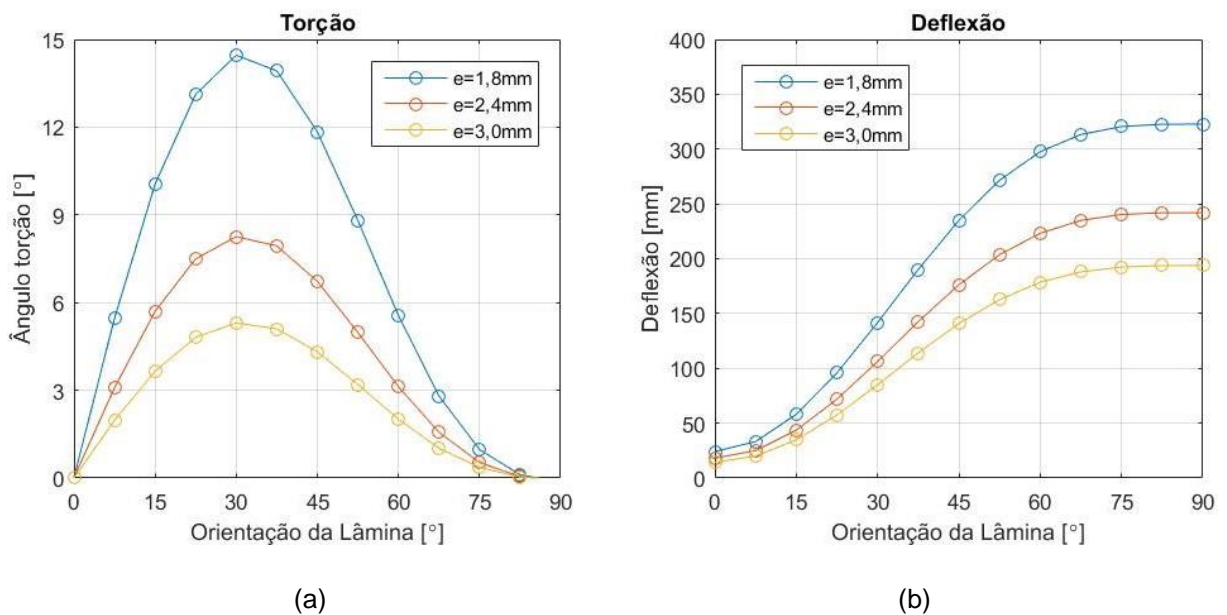
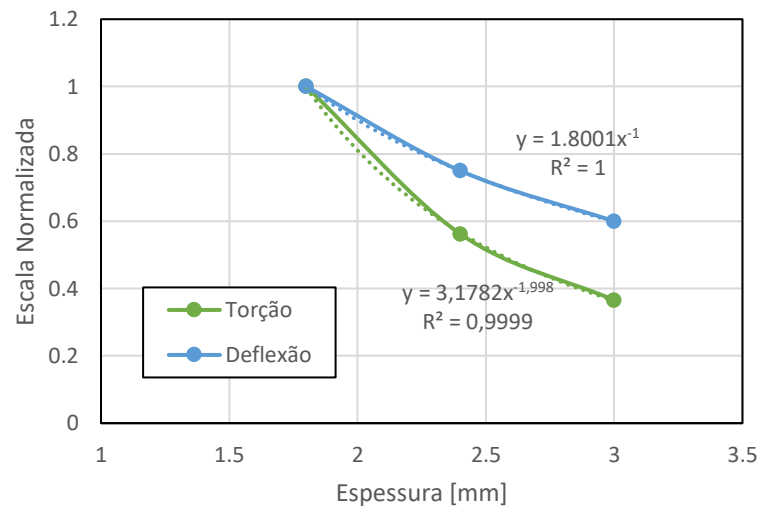


Figura 33 (a) Torção e (b) deflexão para espessuras de 1,8mm, 2,4mm e 3,0mm mantendo as relações geométricas

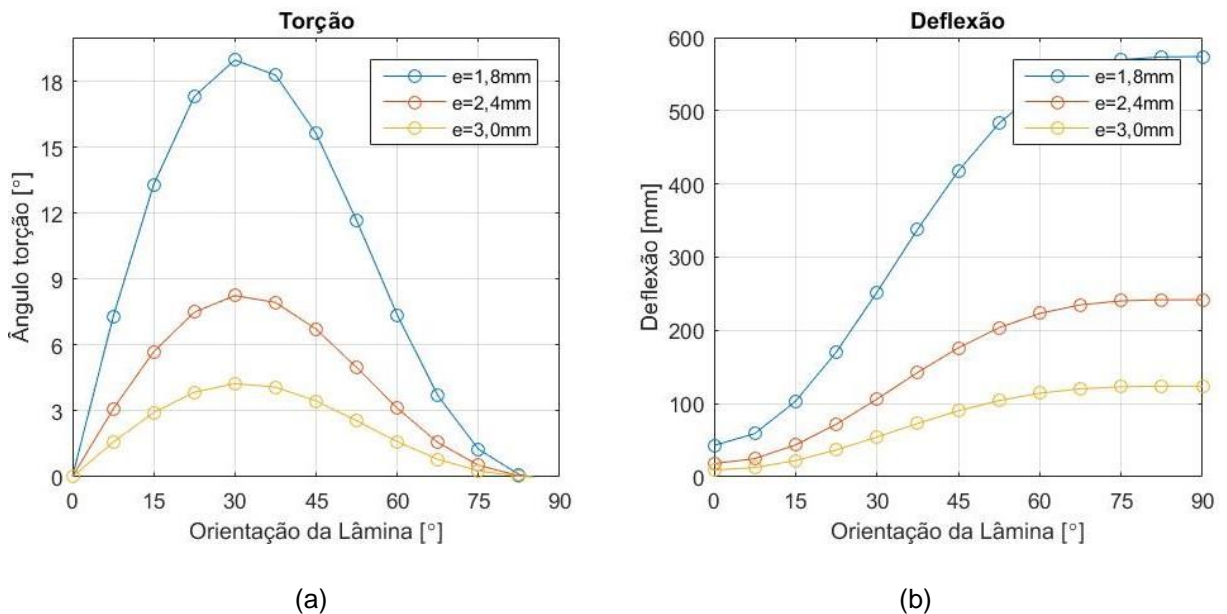
O comportamento da torção e deflexão médias normalizadas em relação à espessura de 1,8mm está representado na Figura 34.



**Figura 34 Torção e deflexão médias normalizadas em relação a 1,8mm para relações geométricas constantes**

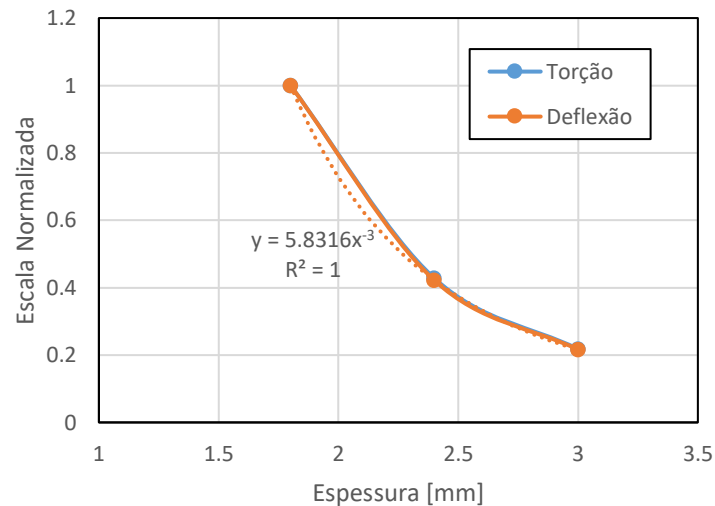
A deflexão varia com o inverso da espessura, enquanto que a torção varia com o quadrado do inverso. As maiores espessuras resultam em menores deflexões e ângulos de torção, mesmo sendo as configurações com maiores comprimentos.

No segundo estudo, o comprimento da pá é mantido constante em 800mm para espessuras de 1,8mm, 2,4mm e 3mm, estando os resultados apresentados na Figura 35.



**Figura 35 (a) Torção e (b) deflexão para espessuras de 1,8mm, 2,4mm e 3,0mm mantendo o comprimento constante**

O comportamento da torção e deflexão médias normalizadas em relação à espessura de 1,8mm, mantendo o comprimento total da pá constante está representado na Figura 34.

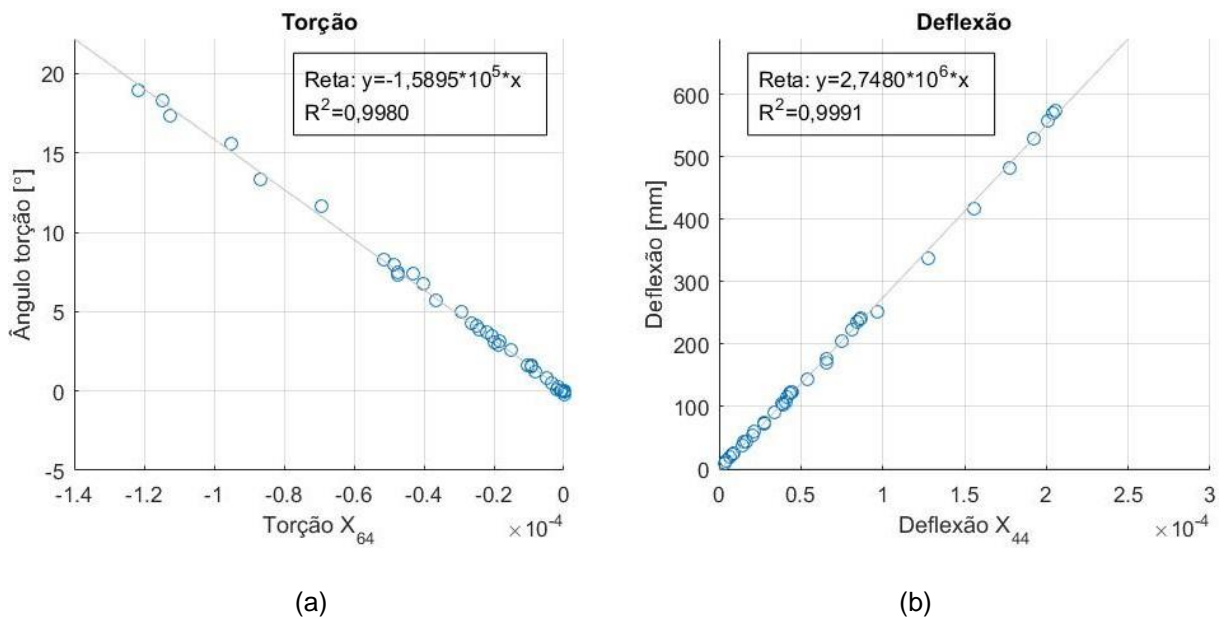


**Figura 36 Torção e deflexão médias normalizadas em relação a 1,8mm para comprimento constante**

A deflexão e a torção variam com o cubo do inverso da espessura, não mais com o quadrado, como no caso em que as relações construtivas da pá eram mantidas idênticas.

É proposto novamente relacionar os coeficientes encontrados no programa desenvolvido em MATLAB com os resultados anteriores, a fim de determinar se a análise proposta, baseada na correlação dos coeficientes, pode ser aplicada para diferentes espessuras, conforme Figura 37.





(a) (b)  
**Figura 37 Correlação entre (a) Torção e (b) Deflexão entre resultados do MATLAB e HyperWorks ao variar a espessura**

É possível perceber que os coeficientes angulares das retas são próximos aos encontrados para as correlações em mesma espessura (Figura 29). Sendo assim, como os coeficientes de torção e deflexão são linearmente relacionados com os ângulos de torção e deflexão simulados no HyperWorks, pode-se dizer que a espessura também não influencia significativamente nessa correlação.

#### 4.5 Análise da Deflexão Máxima Permissível

Os resultados até agora têm como foco apenas indicar o maior ângulo de torção passível de obtenção para uma dada configuração de pá e carregamento, podendo então ser extrapolado este valor em função do conhecimento da relação entre espessura, força, torção e deflexão para demais casos.

Este valor, apesar de ser um bom indicativo da potencialidade de aplicação do *aeroelastic tailoring* ao controle passivo do ângulo de passo em geradores eólicos, ainda não é ideal, visto que não leva em conta a máxima deflexão tolerável ao componente. Usualmente, pás de grandes geradores trabalham sobre deflexões em torno de 10% de seu comprimento, de forma que, para o comprimento de 800 mm

considerado, deve-se obter a configuração com maior ângulo de torção e deflexão de até 80 mm.

Conhecendo as relações 58 e 59, pode-se definir o limite máximo de  $X_{44}$ , selecionando então a configuração com maior  $X_{64}$ . Realizou-se esse estudo em MATLAB limitando a deflexão em 80mm e variando a orientação das pás de -90 graus a 90 graus em intervalos de 15 graus, tendo sido obtidos os resultados da Tabela 6.

**Tabela 6 Configuração com maior torção para deflexão máxima de 80mm**

<b>Número de Laminas</b>	<b>Configuração</b>	<b>Torção [°]</b>	<b>Deflexão [mm]</b>
1	[15]	6,02	45,59
2	[30/15]	6,72	72,65
3	[15/90/30]	7,16	74,21
4	[30/90/90/15]	7,24	74,51
5	[30/90/90/90/15]	7,22	75,54
6	[15/15/90/90/90/30]	7,21	76,27
7	[15/15/90/90/90/30/30]	7,22	74,25

Pode-se perceber o surgimento de camadas localizadas externamente com orientações em 15 graus. Isso se deve ao fato de que, conforme concluído na seção 4.2.1, é nessa faixa de valores que ocorre o melhor acoplamento entre torção e deflexão. Ainda, as lâminas centrais estão orientadas a 90 graus.

Sendo assim, limitando a deflexão da pá a 10% do seu comprimento, é possível obter ângulos de torção em torno de 7,24 graus para o carregamento unitário considerado.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

### 5.1 Conclusões

A utilização da análise dos coeficientes da matriz de flexibilidade dos laminados em MATLAB, segundo a teoria clássica da laminação, mostrou-se satisfatoriamente adequada à determinação da torção e deflexão dos laminados para os casos de flexão pura. Os resultados foram verificados e validados por simulações no software HyperWorks, tendo sido obtidas correlações de interesse com erros máximos de 5% para o caso considerado, mas qualitativamente adequadas.

Num âmbito mais geral, foi possível averiguar que laminados antissimétricos possuem pior desempenho para acoplamento de torção e flexão, lâminas orientadas a 30 graus apresentam a maior torção e que o efeito das camadas das extremidades é muito mais pronunciado que o das situadas próximas ao plano médio. Ao aumentar o número de lâminas, mantendo a espessura total do laminado constante, os valores obtidos para torção máxima tendem a estabilizar. Também, os laminados com maior torção tendem a ser simétricos, numa combinação de camadas orientadas em torno de 30 e 90 graus.

Ainda, a torção e deflexão para uma dada condição (geometria/carregamento) podem ser extrapolados para demais carregamentos e diferentes espessuras, mantendo-se as relações construtivas propostas.

Conclui-se, portanto, que a aplicação dos conceitos de *aeroelastic tailoring* é viável para o controle passivo do ângulo de arfagem de pás de microgeradores, tendo sido obtidos uma torção máxima de 8,254 graus sob carregamento unitário concentrado, e uma torção de 7,22 graus ao se impor restrição para deflexão máxima de 10% do comprimento. Esses valores podem chegar a até 20 graus para a configuração proposta, ainda sob deflexão máxima de 10%, considerando-se, por exemplo, utilização de diferentes espessuras e projeto para diferentes carregamentos máximos na ponta.

## 5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Sugere-se para futuros trabalhos:

- Estudo das tensões atuantes na pá;
- Utilização de carregamentos distribuídos;
- Utilização de geometrias não-simplificadas;
- Avaliação experimental dos resultados;
- Ajuste dos ângulos para condições operacionais específicas do gerador eólico;
- Estudo dinâmico e de fadiga dos materiais compósitos;
- Estudar influência de diferentes propriedades materiais das lâminas aos valores de torção e deflexão obtidos;

## REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil: Energia Eólica**. 2. ed. Brasília: ANEEL, 2005. 243 p. Disponível em: <[http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/06-energia\\_eolica\(3\).pdf](http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/06-energia_eolica(3).pdf)>. Acesso em: 18/04/2016.

AGÊNCIA NACIONAL ENERGIA ELÉTRICA. **Resolução Normativa N° 482, de 17 de Abril de 2012**. ANEEL, 2012. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/cedoc/bren2012482.pdf>>. Acesso em: 18/04/2016.

ALMEIDA, S. F. M. **Teoria Estruturas de Materiais Compósitos**. Notas de Aulas. Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2003.

BURTON, T.; JENKINS, N.; SHARPE, D.; BOSSANYI, E. **Wind Energy Handbook**. 2 ed. Chichester, Reino Unido: Wiley, 2011. 775p.

Composites, Performance. **Mechanical Properties of Carbon Fibre Composite Materials, Fibre/Epoxy resin (120°C Cure)**. Performance Composites Ltd, 2009. Disponível em: <[http://www.performance-composites.com/carbonfibre/mechanical\\_properties\\_2.asp](http://www.performance-composites.com/carbonfibre/mechanical_properties_2.asp)>. Acesso em: 05/09/2016

DANIEL, I. M.; ISHAI, O. **Engineering Mechanics of Composite Materials**. Oxford University Press, Oxford, 1994.

DEILMANN, C. **Passive aeroelastic tailoring of Wind turbine blades – A numerical analysis**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Massachusetts Institute of Technology, 2009.

FEDOROV V.; **Bend-Twist Coupling Effects in Wind Turbine Blades**. Tese de Pós-Doutorado em Energia Eólica. Technical University of Denmark, 2012

FEDOROV V.; BERGGREEN C.; **Bend-Twist Coupling Potential of Wind Turbine Blades**. Journal of Physics 524 (1), 2014.

GREENPEACE; CONSELHO EUROPEU DE ENERGIA RENOVÁVEL. **Revolução Energética: A caminho do Desenvolvimento Limpo**. Pigma, 2010. Disponível em: <<http://www.greenpeace.org/brasil/Global/brasil/report/2010/11/revolucaoenergetica/eslimpo.PDF>>. Acesso em: 18/04/2016.

GREENPEACE; GLOBAL WIND ENERGY COUNCIL. **Global Wind Energy Outlook**. 5. ed. 2014. Disponível em: <[http://www.gwec.net/wp-content/uploads/2014/10/GWEO2014\\_WEB.pdf](http://www.gwec.net/wp-content/uploads/2014/10/GWEO2014_WEB.pdf)>. Acesso em: 18/04/2016.

INOVAÇÃO TECNOLÓGICA. **Turbinas Eólicas Verticais são Melhores para o Mar**. Inovação Tecnológica, 2012. Disponível em: Acesso em: 11/10/2016.

JONES, R. M. **Mechanics of Composite Materials**. McGraw Hill, New York, 1975.

LAMCHICH, M.T.; LACHGU, N. **Matlab Simulink as Simulation Tool for Wind Generation Systems Based on Doubly Fed Induction Machines**. Marrakech, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.5772/48774>>. Acesso em 28/04/2016.

LOVE, M.; BOHLMANN, J. **Aeroelastic Tailoring and Integrated Wing Design**. NASA, 1988. Disponível em: <<http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19890015796.pdf>>. Acesso em: 17/04/2016

LUCZAK M. et al.; **Dynamic Investigation of Twist-Bend Coupling in a Wind Turbine Blade**. Journal of Theoretical and Applied Mechanics 49 (3), Varsóvia, 2011.

MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L. **Wind Energy Explained – Theory, Design and Application**. 2 ed. Chichester, Reino Unido: Wiley, 2009. 705p.

REDDY, J. N. **Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells: Theory and Analysis**. 2. ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2004. 831 p.

REUTER, G; PONTES, N. **Microgeradores eólicos: Em versão mini, turbina eólica começa a ganhar mercado**. EcoDebate, 2011. Disponível em: <<https://www.ecodebate.com.br/2011/04/26/microgeradores-eolicos-em-versao-mini-turbina-eolica-comeca-a-ganhar-mercado/>>. Acesso em 28/04/2016.

SHIRK, M.W.; HERTZ T.J.; WEISSHAAR T.A. **Aeroelastic Tailoring – Theory, Practice, and Promise**. Journal of Aircraft 23 (1), 1986.