

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



PROJET DE FIN D'ETUDE MASTER

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

THEME

**ETUDE DYNAMIQUE D'UNE LIGNE D'ARBRE EN
COMPOSITE CONTROLEE PAR UN PALIER
HYDROSTATIQUE A JEU VARIABLE**

Préparé par :

CHERIF Nassira et DERDER Saida

Soutenu publiquement le : 03 / 06 / 2023, devant le jury composé de :

M. ATHMANI Houari	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. ABOSHIGHIBA Hicham	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. HADJI Lazreg	Professeur "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BOUZIDANE Ahmed	Professeur	Encadrant

Année universitaire : 2022- 2023

Remerciement

En premier lieu et avant tout, nous remercions Dieu le tout puissant qui nous a donné la volonté et le courage pour achever ce modeste travail.

*Au terme de ce modeste travail nous tenons à remercier énormément notre encadreur le professeur **Ahmed BOUZIDANE** pour son aide précieuse et pour ses remarques pertinentes et surtout pour le temps qu'il nous a accordé et ceci malgré ces nombreuses charges. L'expression de notre gratitude pour ses conseils et ses compétences qui ont été extrêmement précieux pour le déroulement de ce travail.*

*Nos vifs remerciements vont à Mr. **ATHMANI Houari**, Maitre Assistant au département de Génie Mécanique, Université de Tiaret pour avoir accepté de présider ce jury.*

*Nos remerciements s'adressent également à tous les professeurs Mr : **ABOSHIGHIBA Hicham** et Mr : **HADJI Lazreg** pour avoir accepté d'examiner ce travail et pour avoir bien voulu faire partie du jury.*

Grand merci à tous nos enseignants de département de génie mécanique pour leurs efforts durant les années théoriques et leurs gentillesse, accepteriez l'expression de notre reconnaissance.

DEDICACES

À

Mes CHERS PARENTS,

Mes FAMILLES,

Mon FRERE ET Ma SŒUR,

DERDER Saida.

JE DEDIE CE TRAVAIL À MA MERE.

CHERIF Nassira

ملخص

مع تطور التكنولوجيا، يصبح استخدام المواد المركبة لخطوط العمود أمرًا حيويًا لمصممي روافع الآلات الدوارة، نظرًا لتحسين خواصها الميكانيكية.

الهدف الرئيسي لهذا البحث هو دراسة السلوك الديناميكي غير الخطي لخطوط العمود المركبة التي تتحكم فيها محامل هيدروستاتيكية ذات تخلخل متغير في الحالة الثابتة. يتم التركيز في هذه الدراسة على تأثير موضع القرص، وعدد الطبقات، وزاوية توجيه الطبقات على تذبذبات الدوار والقوى المنتقلة.

لنمذجة ومحاكاة الهيكل المدروس. يمكن بذلك MATLAB/Simulink لتحقيق ذلك، يتم استخدام منصة المحاكاة برنامج تحديد التمثيلات البيانية التي توضح تأثير المعلمات المختلفة.

كلمات مفتاحية: ديناميكا الدوار، مواد مركبة، اهتزاز، قوة منتقلة، قيمة الموجة، محمل هيدروستاتيكي، برنامج المحاكاة - MATLAB/Simulink.

RESUME

Avec l'évolution des technologies, l'utilisation de matériaux composites pour les lignes d'arbre devient un choix très fondamental pour les concepteurs de rotors des machines tournantes, en raison de leurs propriétés mécaniques améliorées.

L'objet principal de cette recherche est d'étudier le comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre en composite contrôlée par un palier hydrostatique à jeu variable en régime permanent. Cette étude se base sur l'effet de la position du disque, du nombre de plis et de l'angle d'orientation des plis sur les amplitudes des vibrations du rotor et les forces transmises.

Pour ce faire, la plate-forme de simulation utilisée est le logiciel MATLAB/Simulink, afin de modéliser et simuler la structure étudiée. Cela permet de trouver les représentations graphiques qui illustrent l'impact des différents paramètres.

Mots clés : Dynamique des rotors, Matériaux Composite, Vibration, Force Transmise, Amplitude, Palier hydrostatique, MATLAB /Simulink.

ABSTRACT

With the advancement of technologies, the use of composite materials for shaft lines becomes a crucial choice for designers of rotating machine rotors, due to their improved mechanical properties.

The main objective of this research is to study the nonlinear dynamic behavior of a composite shaft line controlled by a hydrostatic bearing with variable clearance in steady-state conditions. This study focuses on the effect of the disk position, number of plies, and ply orientation angle on rotor vibration amplitudes and transmitted forces.

To achieve this, the simulation platform used is MATLAB/Simulink software, which is utilized to model and simulate the studied structure. This enables the identification of graphical representations that illustrate the impact of different parameters.

Keywords: Rotor dynamics, Composite Materials, Vibration, Force transmitted, Amplitude, hydrostatic bearing, MATLAB / Simulink

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENT.....	II
DEDICACES.....	III
RESUME.....	IV
TABLE DES MATIERS.....	V
LISTE DES FIGURES.....	VIII
LISTE DES TABLEAUX.....	XII
NOMENCLATURE.....	XIII
INTRODUCTION GENERALE.....	01

CHAPITRE I : Etude bibliographique

I.1 Introduction.....	04
I.2 La problématique de recherche.....	04
I.3 Dynamique des rotors.....	06
I.3.1 Définition du rotor.....	07
I.3.2 Les problèmes et les inconvénients des rotors.....	08
I.4 Les rotors composites.....	08
I.4.1 Généralités sur les matériaux composites.....	08
I.4.2 L'importance des matériaux composites.....	09
I.4.3 Les constituants des matériaux composites.....	10
I.4.3.1 Les Matrices.....	11
I.4.3.2 Les charges et additifs.....	13
I.4.3.3 Les renforts.....	13
I.4.3.3.1 Les Forme commerciales des renforts.....	14
I.4.4 Classification des matériaux composites.....	16
I.4.5 Mise en œuvre des matériaux composites.....	19

I.4.5.1 Moulages sans pression.....	20
I.4.5.1.1 Moulage au contact.....	20
I.4.5.1.2 Moulage par projection simultanée.....	21
I.4.5.2 Moulage sous vide.....	22
I.4.5.3 Moulage par injection basse pression de résine – RTM.....	23
I.4.5.4 Enroulement filamentaire.....	24
I.4.5.5 Pultrusion.....	25
I.4.5.6 Moulage en continu.....	25
I.5 La dynamique des rotors en matériaux composites.....	26
I.6 Les différences types des paliers.....	26
I.6.1 Les paliers hydrostatiques.....	27
I.6.1.1 Définition.....	27
I.6.1.2 Les avantages et les inconvénients des paliers hydrostatiques.....	27
I.6.2 Les paliers hydrodynamiques.....	28
I.6.3. Les paliers à roulements.....	29
I.6.4 Les Paliers magnétiques.....	30
I.7 Contrôles des vibrations.....	31
I.8 L’objective de recherche.....	32
I.9 Conclusion.....	33

CHAPITRE II : Modélisation d’un rotor en matériaux composites

II.1 Introduction.....	35
II.2 Matériels et les méthodes.....	35
II.2.1 Présentation du logiciel Matlab « Simulink ».....	35
II.2.2 Graphite-epoxy.....	36
II.3 Représentation du modèle.....	36
II.4 Le disque.....	40
II.5 La relation entre la contrainte et la déformation.....	41

II.6 L'énergie cinétique du système de rotor composite.....	43
II.7 l'énergie de déformation.....	47
II.8 L'angle de rotation et la déformation en flexion.....	47
II.9 Conclusion	49

CHAPITRE III : Etude et simulation numérique du comportement vibratoire d'un arbre en matériau composite

III.1 Introduction.....	50
III.2 Etude du comportement dynamique d'un rotor en matériaux composite.....	50
III.3 Configuration du rotor.....	50
III.3.1.Caractéristiques du rotor.....	51
III.4 les caractéristiques du matériau composite.....	52
III.5 Les caractéristiques de fonctionnement du palier hydrostatique.....	52
III.6 Organigramme de calcul.....	53
III.7 La validation.....	55
III.8 Résultats et Interprétation.....	56
III.8.1 Etude de l'effet de la position de disque.....	56
III.8.2 Etude de l'effet de nombre des plis.....	63
III.8.3 Etude l'effet de l'angle de l'orientation des fibres.....	68
III.9 Conclusion.....	73
Conclusion générale.....	75
Reference.....	77

LISTE DES FIGURES

Figure I.1	Description du rotor.....	08
Figure I.2	Matériau composite.....	09
Figure I.3	Digramme illustrant les constituants d'un composite.....	10
Figure I.4	Les différents types des fibres.....	13
Figure I.5	Les principaux types d'armures utilisées pour le tissage des tissus.....	15
Figure I.6	Tissage 3D orthogonal.....	16
Figure I.7	Tissage 4D.....	16
Figure I.8	Classification des matériaux composites.....	17
Figure I.9	Schéma du moulage au contact.....	20
Figure I.10	Principe du moulage par projection simultanée.....	21
Figure I.11	Schéma du moulage sous vide ou « au sec ».....	22
Figure I.12	Schéma du moulage par injection de résine liquide RTM.....	23
Figure I.13	Schéma de la mise en forme par enroulement filamenteux	24
Figure I.14	Schéma du moulage par pultrusion	25
Figure I.15	Moulage en continu de plaques.....	26
Figure I.16	Palier hydrostatique avec orifices.....	27
Figure I.17	Schéma d'un palier hydrodynamique.....	29
Figure I.18	Palier à roulement.....	30
Figure I.19	Schéma de structure et circuit magnétique de RMB à 6 pôles avec deux opposés aimants connectés à la même phase du convertisseur 3 phases.....	31
Figure I.20	(a) squeeze film damper.....	31
	(b) Disque avec masse d'essai.....	
Figure I.21	(a) système de rotor avec paliers actifs utilisant des actionneurs piézoélectriques.....	32
	(b) Configuration du système proposé d'un palier magnétique actif.....	

Figure II.1	Images de microscopie électronique à balayage de graphite: (a) graphite pur..... (b) 65% en poids graphite..... (c) 80% en poids de graphite.....	37
Figure II.2	Schéma montrant les composants d'un système de rotor.....	38
Figure II.3	Modèle simple de rotor.....	39
Figure II.4	Systèmes de coordonnées pour la description du mouvement du rotor.....	40
Figure II.5	Le modèle du système de rotor arbre-disque en matériau composite sans palier du contrôle.....	41
Figure II.6	Axes principaux (1, 2, 3) d'une couche de stratifié.....	42
Figure II.7	La structure de l'arbre en matériau composite.....	43
Figure II.8	Ordre de rotation du disque.....	43
Figure II.9	Système de coordonnées du disque.....	43
Figure III.1	Schéma du modèle étudié.....	50
Figure III.2	Le disque.....	51
Figure III.3	L'arbre cylindrique creux.....	51
Figure III.4	Représentation de l'ensemble arbre-palier.....	52
Figure III.5	Organigramme générale de calcul non linéaire d'une ligne d'arbre en composite.....	53
Figure III.6	Modèle de Simulink.....	54
Figure III.7	L'influence du coefficient d'amortissement externe en fonction de la vitesse de rotation.....	55
Figure III.8	Effet de la position de disque sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).....	57
Figure III.9	Effet de la position de disque sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).....	57
Figure III.10	Effet de la position de disque sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).....	58
Figure III.11	Effet de la position de disque sur les forces transmises en	59

	fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).....	
Figure III.12	Effet de la position de disque sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).....	59
Figure III.13	Effet de la position de disque sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).....	60
Figure III.14	Effet de la position de disque sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).....	61
Figure III.15	Effet de la position de disque sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).....	62
Figure III.16	Effet de nombre des plis sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).....	64
Figure III.17	Effet de nombre de plis sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).....	64
Figure III.18	Effet de nombre des plis sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).....	65
Figure III.19	Effet de nombre de plis sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).....	65
Figure III.20	Effet de nombre des plis sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).....	66
Figure III.21	Effet de nombre de plis sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).....	66
Figure III.22	Effet de nombre des plis sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).....	67
Figure III.23	Effet de nombre de plis sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).....	67
Figure III.24	Effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).....	69
Figure III.25	Effet l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).....	69
Figure III.26	Effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).....	70
Figure III.27	Effet l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour	70

	$\beta_0=0.50$).....	
Figure III.28	Effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).....	71
Figure III.29	Effet l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).....	71
Figure III.30	Effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).....	72
Figure III.31	Effet l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).....	72

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1	Principales différences entre matrices TP et TD	11
Tableau I.2	Caractéristiques principales du moulage au contact.....	21
Tableau I.3	Caractéristiques principales du moulage par projection simultanée.....	22
Tableau I.4	Caractéristiques principales du moulage sous vide.....	23
Tableau I.5	Caractéristiques principales du moulage par injection basse pression de résine – RTM.....	24
Tableau III.1	Présente les propriétés géométriques du rotor.....	51
Tableau III.2	Présente les propriétés mécaniques du matériau en composite utilisé pour la simulation.....	52
Tableau III.3	Caractéristiques de fonctionnement du palier en régime hydrostatique ($P_s=1\text{bar}$, $\mu=0.05$, $S=135\text{E}-05\text{m}^2$).....	52
Tableau III.4	Résultats d'erreur relative (pour $C=50\text{N.s/m}$).....	56
Tableau III.5	Résultats d'erreur relative (pour $C=100\text{N.s/m}$).....	56
Tableau III.6	Résultats principaux de simulation de l'effet de la position de disque sur les amplitudes.....	61
Tableau III.7	Résultats principaux de simulation de l'effet de la position de disque sur les forces transmises	62
Tableau III.8	Résultats principaux de simulation de l'effet du nombre des plis sur les amplitudes.....	67
Tableau III.9	Résultats principaux de simulation de l'effet du nombre des plis sur les forces transmises	67
Tableau III.10	Résultats principaux de simulation de l'effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes	72
Tableau III.11	Résultats principaux de simulation de l'effet de l'angle d'orientation des fibres sur les forces transmises.....	72

NOMENCLATURE

Symbole	Désignation
Ψ, θ, ϕ	Angles d'Euler entre les repères R et R0. [rad]
$[T_{R_b}^R], [R_R^{R_b}]$	Matrices de passage
$\omega_x, \omega_y, \omega_z$	Composantes de la vitesse angulaire absolue du repère R exprimées dans R. [Hz]
T_d^{Rot}	Energie cinétique en rotation du disque. [N. m]
T_d^{trans}	Energie cinétique en translation du disque. [N. m]
T_d	Energie cinétique du disque. [N. m]
I_{Sx}, I_{Sz}	Moments d'inertie quadratiques de la section de la masse élémentaire de l'arbre. [m ⁴]
T_a	Energie cinétique de l'arbre. [N. m]
E	Module de Young. [N /m ²]
$M_z(y)$	Moment de flexion dans le plan x *Oy * . [N/m]
$M_x(y)$	Moment de flexion dans le plan x *Oz * . [N/m]
h_0	L'épaisseur de film d'huile. [m]
ε	La déformation longitudinale du point M.
$[\bar{Q}_{ij}]$	la matrice de transformation de rigidité composite.
$[T]$	la matrice de transformation
n	pli angulaire.
I_s	Le moment d'inertie diamétral de l'arbre. [m ⁴]
M_d	La masse de disque. [kg]
Ω	Vitesse de rotation de l'arbre. [rad/s]
T_u	L'énergie cinétique de la masse excentrique. [N.m]

T_d	Energie cinétique en translation du disque. [$N. m$]
T_a	Energie cinétique de l'arbre. [$N. m$]
T_R	L'énergie cinétique de système rotor. [$N.m$]
ρ	La masse volumique. [Kg/m^3]
ν	Coefficient de poisson.
W	Déplacement vertical.
V	Déplacement transversal longitudinal.
U	L'énergie de déformation. [$N.m$]

k_a	Rigidités de l'arbre. [N/m]
S	L'aire de la section droite de l'arbre. [m^2]
L	Longueur de l'arbre. [m]
H	Epaisseur du disque. [m]
β_0	Rapport de pression.
$\gamma_{x\theta}$	Déformation angulaire.
A	L'amplitude. [m]
k	Le nombre de couche.
τ	Volume de l'arbre. [m^3]
δW	Le travail virtuel.
F_u, F_w	Composantes de la force généralisée [N]
m_b	Masse du balourd. [$Kg.m$]
q_1 et q_2	Coordonnées généralisées indépendantes

R_{d1}	Rayon intérieur du disque. [m]
R_{d2}	Rayon extérieur du disque. [m]
R_a	Rayon de la section droite de l'arbre. [m]
I_S	Le moment d'inertie diamétral de l'arbre. [m ⁴]
k_{xx}, k_{zz}	Les rigidités selon les directions x et z de l'arbre. [N/m]
k_{xz}, k_{zx}	Rigidités dans une direction (x ou z) mais affectés par l'autre direction. [N/m]
c_{xx}, c_{zz}	Amortisseurs selon les directions x et z de l'arbre. [N. s/m]
c_{xz}, c_{zx}	Amortissements dans une direction (x ou z) mais affectés par l'autre direction
ω	Pulsation. [rad/s]
d	Excentricité [m]
<i>Les unités</i>	
[rpm]	tour par minute
[rad]	Radian
[Hz]	Hertz

INTRODUCTION GENERALE

La dynamique des rotors constitue une branche fondamentale de la mécanique appliquée qui revêt une importance capitale dans le maintien de l'intégrité vibratoire. L'objectif principal est de minimiser autant que possible l'énergie vibratoire. L'incorporation de matériaux composites au sein de la dynamique des rotors revêt une importance cruciale pour la conception d'arbres composites en rotation d'une efficacité optimale. Les expressions énergétiques relatives à un cadre de rotor composite sont obtenues par le biais de l'application du système de coordonnées de Lagrange. L'équation de Lagrange permet d'obtenir les conditions de mouvement, tandis que la méthode des éléments finis est employée pour résoudre ces conditions et obtenir les expressions énergétiques correspondantes.

Les composites jouent un rôle vital dans la conception structurelle des machines tournantes, où la masse et l'accélération sont des facteurs importants. Grâce à leur légèreté et à leurs propriétés élevées, les composites ont la capacité d'absorber les vibrations jusqu'à 20 fois mieux que l'acier. Cela améliore la stabilité de la machine et permet un fonctionnement précis des mécanismes. Les matériaux composites offrent de nombreux avantages, ce qui en fait une option privilégiée pour la fabrication d'arbres.

La modélisation de la dynamique du rotor tout au long du processus de conception et d'installation de la machine permet d'améliorer les performances du système. Les concepteurs doivent s'assurer de maintenir les vibrations des machines tournantes dans une tolérance acceptable.

La simulation des structures physiques est une étape clé de la conception basée sur des modèles, permettant de vérifier si le système peut fonctionner de manière optimale sans subir de pertes matérielles. La simulation permet d'effectuer des tests dans des conditions qui pourraient endommager le matériel ou mettre en danger le personnel. De plus, la simulation permet de réduire les coûts et de réaliser des tests de manière continue.

L'objectif majeur de cette étude se concentre sur l'analyse approfondie du comportement des rotors en matière de traçage de graphiques représentant l'évolution des amplitudes de vibrations et des forces transmises en fonction de la vitesse de rotation. Pour atteindre cet objectif, nous avons utilisé le logiciel MATLAB/Simulink pour modéliser et simuler le système de rotor.

Ce travail est structuré en trois chapitres. Le premier chapitre débute par une recherche bibliographique approfondie portant sur la dynamique des rotors en matériaux composites. Cette revue de littérature permet de comprendre les fondements théoriques et les avancées récentes dans ce domaine.

Le deuxième chapitre se concentre sur l'analyse du contrôle dynamique et des caractéristiques vibratoires non linéaires d'un rotor composite. L'objectif principal de ce chapitre est de présenter les différentes démarches essentielles pour modéliser un rotor. Nous nous attachons notamment à déterminer les expressions énergétiques ainsi que le travail virtuel correspondant aux éléments de base constituant le rotor.

Le troisième chapitre est entièrement consacré à la simulation du comportement dynamique du rotor. Cette étude vise à évaluer l'influence de la position du disque, du nombre de plis et de l'angle d'orientation des plis sur le comportement non linéaire d'un arbre en matériaux composites. Nous utilisons le logiciel MATLAB/Simulink pour simuler le système rotorique et analyser les résultats obtenus.

Enfin, nous concluons notre travail. En présentant une synthèse générale des principales conclusions et résultantes obtenus tout au long de cette étude. Cette conclusion met en évidence les principales contributions de notre recherche et souligne les perspectives futures pour approfondir la compréhension du comportement des rotors en matériaux composites.

I

CHAPITRE

Recherche bibliographique

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à présenter une recherche bibliographique concernant la dynamique des rotors, les rotors en composite, les différences types des paliers et les contrôles des vibrations.

La première partie est concernée par la dynamique des rotors, en présentant l'historique des rotors, la définition des rotors et les problèmes des rotors. La deuxième partie concerne les rotors composites, en présentant l'historique des matériaux composites et définitions des matériaux composites. La troisième partie concerne la dynamique des rotors en matériaux composites. La quatrième partie, nous présentons la différence types des paliers. Alors que dans la cinquième partie est présenté la contrôle des vibrations des rotors.

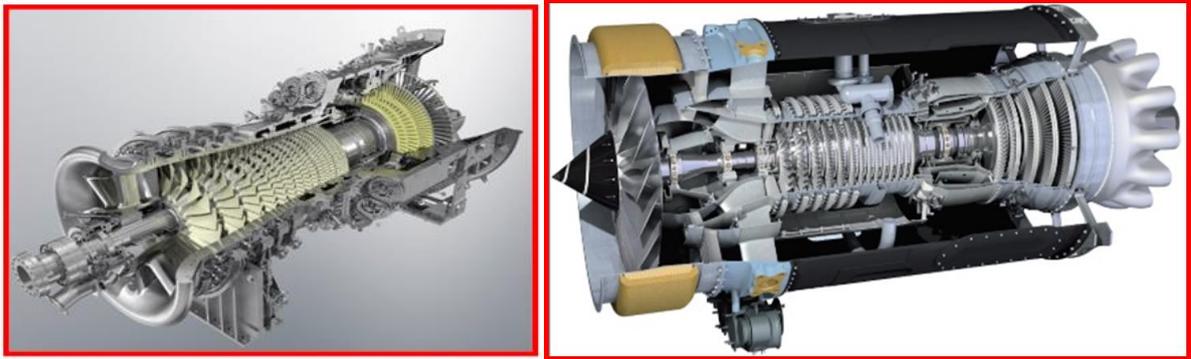
En terminant le chapitre avec une proposition comme solution au problème, et une conclusion.

I.2 La problématique de recherche

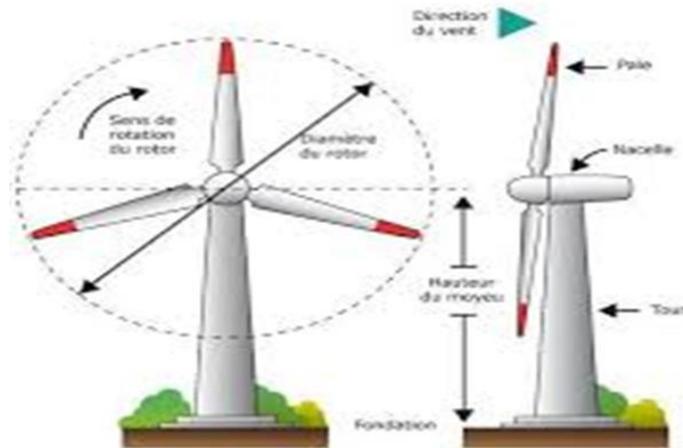
- Les lignes d'arbre jouent un rôle crucial dans la transmission de puissance dans de nombreuses applications industrielles, notamment dans les secteurs de l'automobile, de l'aérospatiale et de l'énergie.
- Avec l'évolution des technologies, l'utilisation de matériaux composites pour les lignes d'arbre devient un choix très fondamental pour les concepteurs de rotors des machines tournantes, en raison de leurs propriétés mécaniques améliorées, telles que leur légèreté, leur résistance et leur rigidité.
- Cependant, **l'analyse de la dynamique des lignes d'arbre en composite présente des défis spécifiques** en raison de l'anisotropie de leurs propriétés **qui doivent être étudiés et résolus...**

Les rotors en composites sont des éléments de rotation utilisés dans diverses applications, notamment dans:

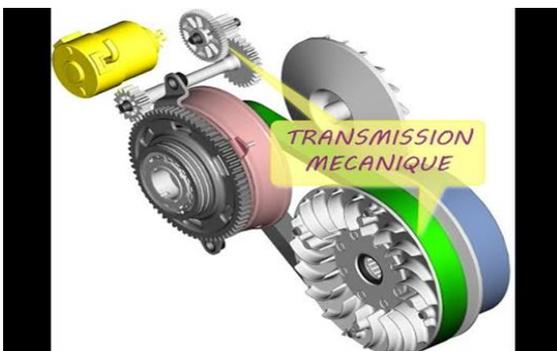
a) L'industrie aérospatiale



b) Energie éolienne



c) Les systèmes de transmission de puissance



1) Les matériaux composites sont généralement plus légers que les métaux usagés tels que les aciers, les fontes et les aluminiums, ... etc., ce qui permet une réduction significative du poids des rotors. Cela se traduit par une meilleure:

- Efficacité énergétique;
- Une grande Rigidité;
- Une réduction de la consommation de carburant et des coûts opérationnels plus faibles;
- Réduction des vibrations et bruits;
- Réduction de forces transmises.

2) De plus, les matériaux composites offrent une meilleure résistance à la corrosion et à la fatigue, ce qui augmente la durée de vie des rotors et réduit les besoins de maintenance.

I.3 Dynamique des rotors

L'étude du rotor a une histoire notable, en grande partie due à l'interaction entre sa théorie et son application. La dynamique du rotor a commencé au cours du dernier quart du XIXe siècle en raison des problèmes liés à la turbine à grande vitesse.

Dans les années 1920, il y avait un progrès considérable dans le plan de turbomachines et la plupart des problèmes actuels du rotor ont été distingués. [1]

La dynamique du rotor, l'étude de l'énergie vibratoire dans les rotors, a une riche histoire qui remonte à l'Amérique du Nord dans les années 1750. Cette branche de la mécanique appliquée a commencé avec des théories, mais a progressé rapidement en raison des pratiques – à commencer par M. W.J.M Rankine en 1869 et son expérience de l'arbre rotatif. [1]

Les problèmes de conception et de fonctionnement des machines tournantes ont été étudiés séparément par divers chercheurs. [2]

Le premier article enregistré sur ce sujet a été introduit par Rankine en 1869[3]. Il a examiné les conditions d'équilibre neutres ou indifférentes d'un arbre fonctionnant à sa première vitesse critique. Sa conclusion a conduit les ingénieurs des décennies suivantes à croire que les systèmes de rotor n'étaient pas capables de fonctionner au-delà de leur première vitesse critique.[2]

En 1919, Jeffcott [4] a présenté les concepts de tourbillonnant d'arbre tels qu'ils sont compris aujourd'hui ; c'est-à-dire que l'équation de la trajectoire du tourbillon doit être exprimée en

termes de composantes de force orthogonales, et l'amortissement, le déséquilibre, l'élasticité et la masse doivent être pris en compte.

En 1954, Yamamoto [5] a présenté son étude sur le tourbillon avant et arrière du rotor sous l'effet gyroscopique. Son rapport a donné aux chercheurs un aperçu plus approfondi du comportement dynamique des systèmes de rotor simples. Avec le développement ultérieur des ordinateurs numériques, la simulation de systèmes complexes de rotor-palier a été rendue possible.

D'autres méthodes telles que la différence finie et l'approche par éléments finis ont également été utilisées dans l'étude de la dynamique du rotor. Le système de rotor est simulé par la combinaison d'un grand nombre de petits éléments d'arbre élastiques. [2]

C'est grâce à ces innovateurs précédents que des entreprises comme SoftInWay ont pu développer les modules de rotors dynamiques avancés que nous utilisons aujourd'hui.[1]

I.3.1 Définitions des rotors

Par définition, un rotor est un élément tournant autour d'un axe fixe. Le champ d'application des rotors est vaste, nous les trouvons dans les satellites géostationnaires animés d'une rotation libre, dans les machines tournantes industrielles qui constituent des structures assez complexes à analyser. Le rôle principal des rotors est de transformer un mode d'énergie selon les applications auxquelles ils sont destinés (l'aéronautique, l'industrie pétrolière, centrale électrique et hydraulique, l'industrie électronique et pharmaceutique, ...etc), ils sont souvent composés de plusieurs tronçons et soumis à des sollicitations d'origines diverses. [7]

- Les éléments de base d'un rotor sont (voir **Figure I.1**) ;
 - L'arbre : élément de commande mécanique rotatif.
 - Les paliers : éléments de support et guidage.
 - Le balourd.
 - Le disque.

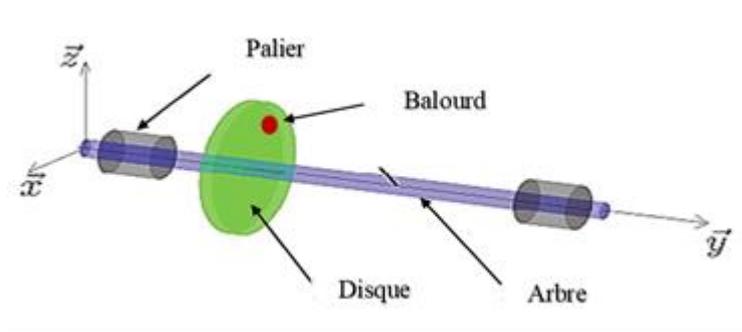


Figure I.1. Description du rotor [7]

I.3.2 Les problèmes des rotors et les inconvénients des rotors

Tous les arbres rotatifs, même en l'absence de charges externes, sont déviés pendant la rotation. Une masse déséquilibrée provoque une déviation, qui se traduit par des vibrations à certaines vitesses appelées vitesse critique. L'ampleur de l'écart dépend de:

- Rigidité de l'arbre et les éléments de support (palier, roulement, ... etc.).
- Masse totale d'arbre et ses éléments qui est relié
- Masse déséquilibrée par rapport à l'axe de rotation.
- La quantité d'amortissement dans le système [9]

Les vibrations sont l'un des problèmes les plus importants dans la dynamique des rotors, elles affectent négativement les performances, ce qui réduit la durée de vie de la machine. Même si les systèmes sont équilibrés avant l'application, par l'utilisation de vitesses théoriques, qui ne sont souvent pas égales aux vitesses réelles utilisées en fonctionnement, entraîne un manque de précision qui est à l'origine de nombreux problèmes techniques.

L'une des solutions pour réduire les vibrations liées à la masse du rotor est l'utilisation de **matériaux composites** qui présentent de nombreux avantages, dont le plus important est la légèreté.

I.4 Les rotors composites

I.4.1 Généralités sur les matériaux composites

Au cours de ces dernières années, l'industrie de la transformation des matériaux composites a bénéficié d'une croissance rapide et régulière. L'objectif de cette partie du chapitre est de répondre à plusieurs questions liées à l'étude des matériaux composites. Premièrement : que signifie les termes matériaux composites ? Pourquoi sont-ils utilisés comme un remplacement des matériaux métalliques dans la plupart des industries modernes ?

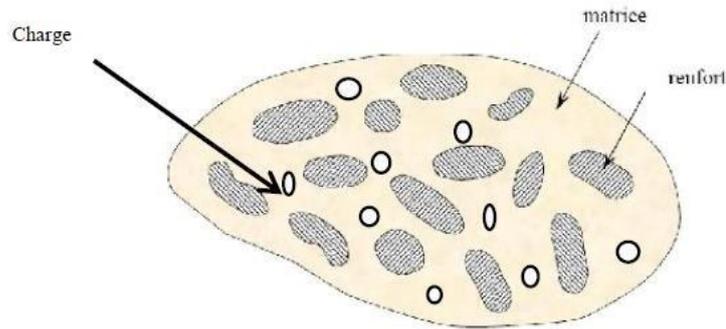


Figure I.2 Matériau composite. [10]

Matériaux composites « Les composites », aussi connus comme les fibres renforcées, sont combinés à une échelle macroscopique nettement inférieure à celle de la pièce pour former un troisième matériau. Le mélange donne des avantages bien conçus, qu'il possède des propriétés supérieures à celle des éléments qui le constituent.

I.4.2 L'importance des matériaux composites

Les composites, plus performants que les matériaux homogènes ?

Le marché des matériaux composites est apparu au milieu des années 90. Depuis, sa progression est impressionnante. Le nombre de composites produits chaque année augmente de presque 6% par an depuis 1995. Cette évolution fulgurante n'est pas le fruit du hasard, les ingénieurs ne s'intéressent pas à ce type de matériau juste par un effet de mode. Nous allons donc voir quelles sont les qualités et les inconvénients des matériaux composites par rapport aux matériaux dits "classiques". [11]

Les composites présentent plusieurs avantages principaux plus ou moins importants en fonction de leur composition. L'utilisation des fibres, non solides, qui possèdent des propriétés très différentes d'un produit homogène, liées à la matrice permet des utilisations techniques intéressantes dans des domaines extrêmement exigeants tels que l'aéronautique. Dans un cahier des charges, pour un matériau présent dans un moyen de transport, on retrouve très souvent une problématique de légèreté. Les différents types de composites sont généralement très légers par rapport aux matériaux de base. Pour une rigidité équivalente, les fibres de carbone sont deux fois plus légères que l'aluminium et cinq fois plus légères que l'acier; les fibres de nylon sont moitié moins lourdes que l'acier. La plupart des composites sont plus résistants à la traction et à la compression que l'acier et l'aluminium et possèdent donc un avantage de solidité et rigidité. [11]

Pendant, les matériaux composites ont tout de même des défauts par rapport aux matériaux habituels. La fabrication d'un composite est particulièrement difficile et demande des contraintes de pression, de température et de temps très supérieures à la fabrication d'un matériau comme l'aluminium où la fonte. De plus, l'usinage d'un produit hétérogène composé de fibres rend la tâche très compliquée par rapport à un matériau classique. Les fibres haut de gamme comme le carbone sont quant à elles six fois plus chères que l'acier. [11]

Les matériaux composites possèdent donc des atouts indéniables, notamment la légèreté et la solidité, mais sont malgré tout plus chers et difficiles à concevoir que les matériaux homogènes.[11]

I.4.3 Les constituants des matériaux composites

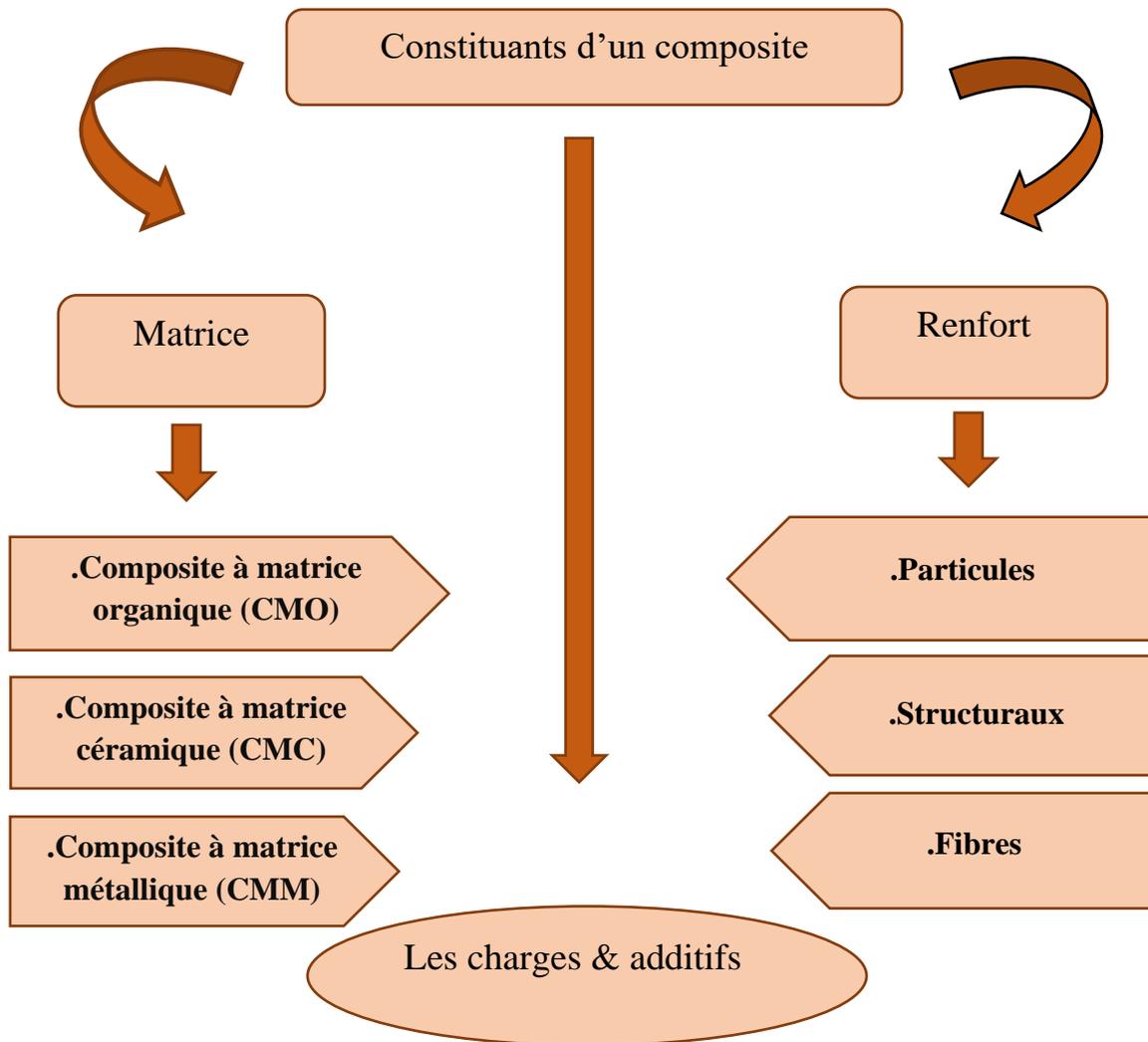


Figure I.3. Digramme illustrant les constituants d'un composite.

I.4.3.1 Les Matrices

La matrice (aussi appelé résine) a pour rôles d'enrober les renforts produisant le lien entre ceux-ci. Elle transmet les efforts aux fibres et les répartit dans les différentes directions. De plus, la matrice protège les fibres des agressions extérieures et permet l'obtention de la forme désirée par un procédé de moulage. [6]

Le rôle de la matrice est de lier les fibres de renfort entre elles, de répartir les contraintes qu'elle reçoit, d'apporter une résistance chimique à la structure, et de donner au produit la forme souhaitée. **Les polymères thermodurcissables** à fibres longues (**TD**) sont utilisés fréquemment, mais l'utilisation de **polymères thermoplastiques (TP)** renforcés de fibres courtes connaît également une croissance significative. [13]

Tableau I.1 : Principales différences entre matrices **TP** et **TD**. [13]

Matrices	Thermoplastiques TP	Thermodurcissables TD
Etat de base	solide prêt à l'emploi	liquide visqueux à polymériser
Stockage	illimité	réduit
Mouillabilité renforts	difficile	aisée
Moulage	chauffage + refroidissement	chauffage continu
Cycle	court	long
Tenue au choc	assez bonne	limitée
Tenue thermique	réduite	bonne
Chutes et déchets	recyclables	perdus ou recyclés en charges
Conditions de travail	propreté	émanation pour "méthode humide"

a) Les matrices thermodurcissables

- 1. Polyesters insaturés** : C'est la résine la plus utilisée dans l'application composite de grande distribution. Une résine de polyester insaturé contenant un monomère (généralement le styrène) est réticulée à température ambiante par addition d'un catalyseur de type peroxyde organique et d'un accélérateur. Elle passe successivement de l'état liquide visqueux initial à l'état de gel, puis à l'état de solide infusible.
- 2. Vinylesters** : On peut la considérer comme une variante des polyesters produite à partir d'acides acryliques. Elles possèdent une bonne résistance à la fatigue et un excellent comportement à la corrosion, mais demeure combustible.

3. **Phénoliques** : Elles sont issues de la polycondensation du phénol et du formol et se caractérisent par une bonne tenue au feu, sans fumée. Elles restent fragiles, sensibles à l'humidité, difficiles à colorer et à mettre en œuvre.
4. **Epoxydes** : Elles résultent de la polyaddition de l'épichlorhydrine sur un polyalcool et constitue la résine type des composites hautes performances HP. On distingue deux classes de résines en fonction : - du durcissement à chaud ou à froid. De la tenue en température (120-130 °C, ou 180-200 °C).
5. **Polyuréthanes et polyurées** : Dans la fabrication de pièces composites, on utilise surtout des formules élastomériques dont la faible viscosité permet un bon remplissage du moule. Les constituants sont livrés à l'état de prépolymères liquides :
Polyols + polyisocyanates = polyuréthanes ; Polyéthers + polyamines = polyur.
6. **Polyimides** : Ces résines sont surtout utilisées dans les composites HP, lorsque l'on cherche une bonne stabilité sous hautes températures (> 250 °C). Elles restent toutefois très onéreuses et difficiles à mettre en œuvre. [13]

b) Les matrices thermoplastiques

Les polymères utilisés sont essentiellement des thermoplastiques techniques qui présentent à l'état vierge de bonnes caractéristiques mécaniques. Un renforcement à l'aide de fibres courtes leur confère une tenue thermique et mécanique améliorée et une bonne stabilité dimensionnelle.

Les principales matrices TP utilisées (possédant tous une tenue en température supérieure à 100°C, hors POM) sont les suivantes :

- Polyamide (PA) : tenue au choc, bonne résistance à la fatigue et aux hydrocarbures.
- Polytéraphthalate éthylénique et butylénique (PET, PBT) : bonne rigidité, bonne ténacité.
- Polycarbonate (PC) : tenue au choc.
- Polysulfure de phénylène (PPS) : résistance à l'hydrolyse.
- Polyoxyméthylène (POM) : bonne tenue à la fatigue.
- Polysulfurés (PSU et PPS) : bonne stabilité chimique et à l'hydrolyse, peu de fluage, tenue au chaud.
- Polypropylène (PP) : peu onéreux et assez stable en température, mais combustible.

[13]

I.4.3.2 Les charges et additifs

Les charges et additifs ont principalement comme rôle de donner des propriétés particulières aux matériaux composites. Ainsi, ils servent à attribuer la couleur, à réduire le coût, à faciliter le démoulage, à changer les propriétés (abaissement du poids, stabilité dimensionnelle, résistance au feu, conductibilité thermique ou électrique, etc.). [6]

On définit arbitrairement les charges et les additifs avec les quantités que l'on utilise:

- plus petit que 5% massique on dit que c'est un additif
- plus grand que 5% massique on dit que c'est une charge. [6]

I.4.3.3 Les renforts

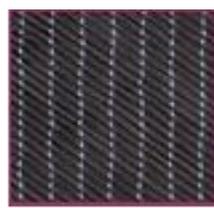
- **Définition**

Les renforts assurent les propriétés mécaniques du matériau composite et un grand nombre de fibres sont disponibles sur le marché en fonction des coûts de revient recherchés pour la structure réalisée. Les renforts constitués de fibres se présentent sous les formes suivantes : linéique (fils, mèches), tissus surfaciques (tissus, mats), multidirectionnelle (tresse, tissus complexes, tissage tri directionnel ou plus). La classification des types de renforts couramment rencontrés est indiquée sur la **Figure I.4**. [14]

* Il existe différentes type des fibres ;



Fibres de verre



Fibres de carbone



Fibre d'aramide

Figure I.4 : différentes type des fibres. [13]

1. Fibres de verre

Les fibres de verre ont un excellent rapport performance–prix qui les placent de loin au premier rang des renforts utilisés actuellement dans la construction de structures composites. [14]

2. Fibres de carbone

Les fibres de carbone ont de très fortes propriétés mécaniques et sont élaborées à partir d'un polymère de base, appelé précurseur. Actuellement, les fibres précurseurs utilisées sont des fibres acryliques élaborées à partir du polyacrylonitrile (PAN). La qualité des fibres de carbone finales dépend fortement des qualités du précurseur. Le principe d'élaboration est de faire subir aux fibres acryliques une décomposition thermique sans fusion des fibres aboutissant à une graphitisation. Quelques exemples de fibres de carbone classiquement rencontrées : T300, T800, MR40, TR50, IM6, IM7, GY, M55J. [14]

3. Fibres aramides

Les fibres aramides ont des propriétés mécaniques élevées en traction comme les carbones mais leurs résistances à la compression est faible. La faible tenue mécanique en compression est généralement attribuée à une mauvaise adhérence des fibres à la matrice dans le matériau composite. [14]

4. Fibres céramiques

Les matériaux composites de type céramiques sont souvent constitués de renforts et de matrice en céramique. Les fibres sont élaborées par dépôt chimique en phase vapeur sur un filsupport. Ces fibres sont rencontrées dans des applications où la température est très élevée entre 500°C et 2 000°C. Ces matériaux sont utilisés notamment dans les parties chaudes des moteurs d'avions. Quelques exemples de fibres céramiques : – fibres de Carbone de Silicium – fibres de Bore – fibres de Bore carbure de silicium. [14]

I.4.3.1 Les Formes commerciales des renforts

Les matériaux de renfort confèrent aux composites leurs caractéristiques mécaniques: rigidité, résistance à la rupture, dureté, etc. Les renforts fibres se présentent sous diverses formes commerciales [10] :

- ◆ sous forme linéique (fils, mèches, etc.),
- ◆ sous forme de tissus surfaciques (tissus simples, mats, etc.),
- ◆ sous forme multidirectionnelle (tresses, tissus complexes, etc.).

a) forme linéique

Les fibres sont élaborées suivant un diamètre de quelques micromètres (une dizaine), et ne peuvent par conséquent pas être utilisées sous forme unitaire. Pour leur utilisation pratique,

ces fibres sont réunies en fils ou en mèches de différentes formes. La nomenclature générale des diverses formes linéiques est encore mal déterminée, et généralement dérivée de celle utilisée pour les fibres de verre. La fibre unitaire est généralement appelée filament élémentaire ou monofilament. Les monofilaments sont ensuite réunis en fils ou mèches [10] montre trois types de fibre très utilisés dans la construction aéronautique.

b) Formes surfaciques:

Les fils peuvent être utilisés pour réaliser des formes surfaciques de divers types : mats, tissus ou rubans, essentiellement développés dans le cas de fibres de verre. [10]

- **Les mats:**

Les mats sont des nappes de fils continus ou discontinus, disposés dans un plan sans aucune orientation préférentielle. L'absence d'orientation préférentielle des fibres conduit à une isotropie des propriétés mécaniques du mat dans son plan. [10]

- **Les tissus et rubans:**

Un tissu (ou ruban) est un ensemble surfacique de fils, de mèches, etc., réalisé sur un métier à tisser. Il est constitué : [10]

- d'une chaîne, ensemble de fils parallèles répartis dans un plan suivant la longueur du tissu, d'une trame, ensemble de fils s'entrecroisant avec les fils de chaîne.

c) Structures tissées multidirectionnelles

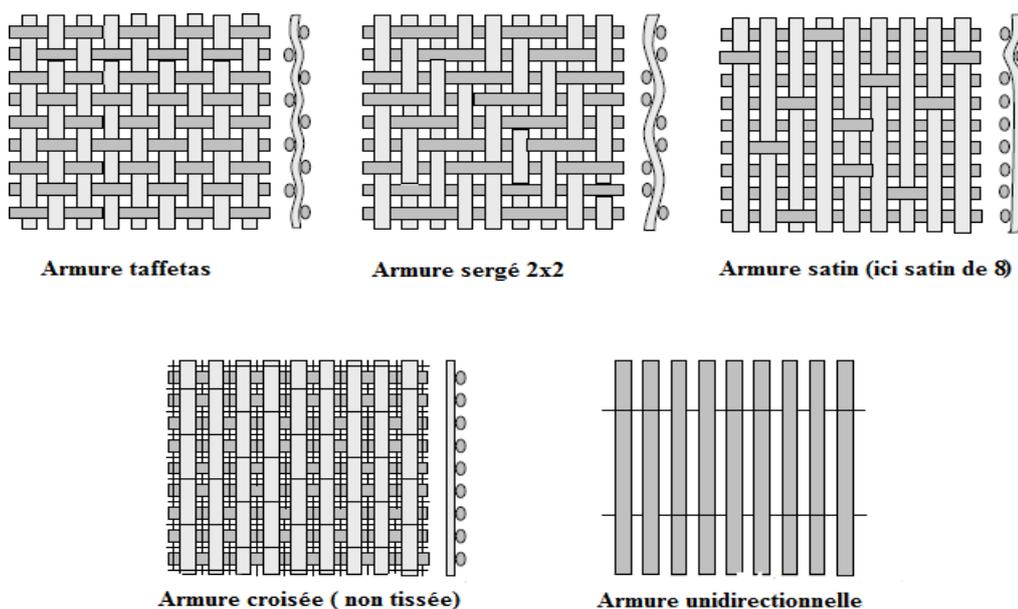


Figure I.5 Les principaux types d'armures utilisées pour le tissage des tissus. [10]

- **Tresses et préformes**

Il est possible de réaliser des tresses ou préformes par tissage cylindrique ou conique d'un tissu tubulaire. Les fils s'entrecroisent en hélice, dont la variation du pas permet d'ajuster la tresse à la forme qu'elle doit recouvrir. Il est ainsi possible de réaliser une pièce de révolution ayant un diamètre variable le long de son arc. [10]

- **Tissus multidirectionnels**

Des tissages volumiques sont également utilisés, et caractérisés par le nombre de directions de tissage : 3D, 4D, etc. La structure la plus simple est celle du tissage 3D, où les fils sont disposés suivant 3 directions orthogonales (**figure 1.7**). Dans un tissage 4D, les fils sont disposés suivant 4 directions (**figure 1.7**). L'objectif est d'obtenir des matériaux composites isotropes. [10]

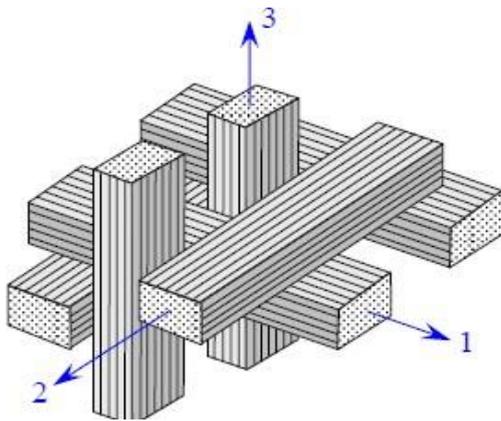


Figure I.6 Tissage 3D orthogonal. [10]

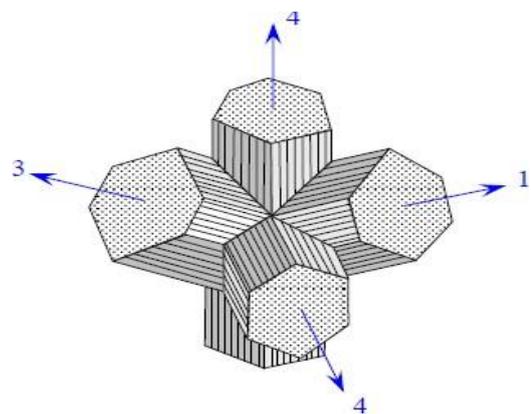


Figure I.7 Tissage 4D. [10]

I.4.4 Classification des matériaux composites

Les composites sont classés selon la forme ou la nature des composants, On les classe aussi selon leurs performances et leurs couts.

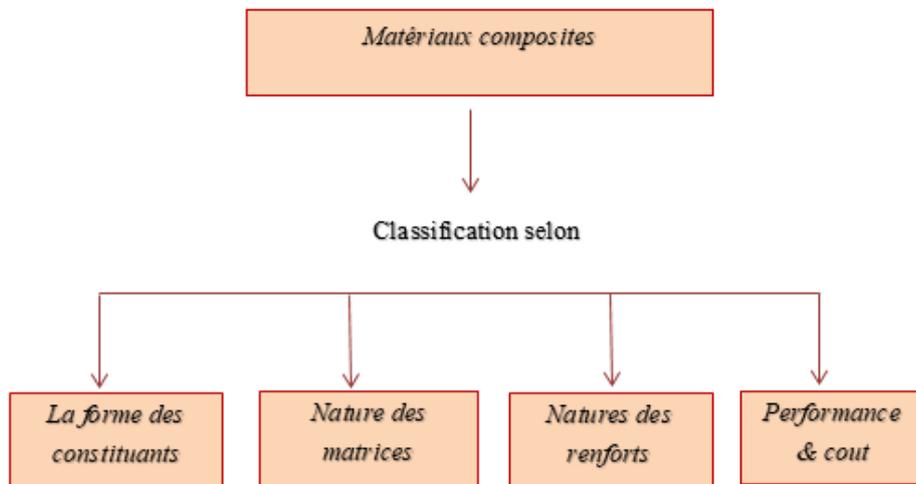


Figure I.8 Classification des matériaux composites

➤ **Classification selon la forme des constituants**

En fonction de la forme des constituants, les composites sont classés en deux grandes classes :

1. Composites à fibres

Les renforts sont sous formes de fibres continues ou discontinues (coupées, courtes, etc...). L'arrangement des fibres, leurs orientations permettent de moduler à la carte les propriétés mécaniques des matériaux composites, pour obtenir des matériaux allant de matériaux fortement anisotropes à des matériaux isotropes dans un plan.

Le concepteur possède donc là un type de matériaux dont il peut modifier et moduler à volonté les comportements mécanique et physique en agissant sur : la nature, la proportion des constituants et l'orientation des fibres. [15]

2. Composite à particules

Les renforts se trouvent sous formes de particules. Les particules au contraire des fibres ne possèdent pas de dimensions précise ou privilégiée

Ils sont généralement utilisées pour améliorer certaines propriétés des matériaux ou des matrices comme la rigidité, la tenue à la température, la résistance à l'abrasion, la diminution du retrait, etc.

Assez souvent les particules sont utilisées comme charges pour réduire le coût du matériau sans en diminuer les caractéristiques.

Par exemple l'addition des particules d'élastomères dans des matrices polymères fragiles améliore les propriétés à la rupture et au choc par diminution de la sensibilité à la fissuration. [15]

➤ **Classification en fonction des natures des matrices**

En fonction de la nature de la matrice, les matériaux composites sont classés en :

1. Composites à matrices organique (CMO)

Utilisé pour des $T^{\circ} < 300^{\circ}\text{C}$, ils constituent de loin les volumes les plus importants en industries

Possédant des coûts de revient généralement assez bas pour permettre une production de masse, il s'agit des composites les plus courants, et qui vont être décrits par la suite. [15]

2. Composites à matrices métallique (CMM)

Utilisé pour des $T^{\circ} < 600^{\circ}\text{C}$, la matrice de ces matériaux est un métal léger tel que l'aluminium, le magnésium ou le titane. [15]

3. Composites à matrices céramique (CMC)

Utilisé pour des $T^{\circ} < 1000^{\circ}\text{C}$, réservé aux applications de pointes et travaillant à haute températures (spatial, nucléaire et militaire, etc.)

Beaucoup plus coûteux, il s'agit d'une matrice de céramique renforcée de fibres courtes ou de filaments. [15]

➤ **Classification en fonction des natures des renforts**

A ces types de matrices sont associés divers renforts, seuls certains couples d'association ont un usage industriel et d'autres font toujours l'objet de recherche dans les laboratoires. Parmi ces composites nous citerons :

1. Composites à matrices organique (résines et charges) avec

- Des fibres minérales : verre, Carbone, etc.
- Des fibres organique : Kevlar, polyamides, etc.

- Des fibres métalliques : bore, aluminium, etc. [14]

2. Composites à matrices métallique

- Des fibres minérales : Carbone, carbure de silicium(SiC).
- Des fibres métalliques : bore.
- Des fibres métallo-minérales : fibres de bore revêtues de SiC. [15]

3. Composites à matrices céramique

- Des fibres métalliques : bore ;
- Des particules métalliques : cermets ;
- Des particules minérales : carbures, nitrures, etc. [15]

➤ Classification selon leur performance et leurs couts

1. Composite de Grande Diffusion GD

Ils représentent actuellement les plus gros volumes d'emploi avec un bon compromis performance/cout voisin du coût du matériau de base.

Les matériaux dits de « grande diffusion GD » dont les propriétés mécaniques sont plutôt faibles mais d'un cout compatible avec une production en grande série. [15]

2. Composite de Haute Performance HP

Leurs résistances mécaniques étant supérieurs aux matériaux conventionnels, ils présentent des propriétés mécaniques spécifiques élevées et un cout unitaire important. Peu développé, issue surtout des associations de fibres longues de verre R, Carbone ou aramide(KEVLAR) avec des résines époxydes et des taux élevés de renfort supérieur à 50%. [15]

I.4.5 Mise en œuvre des matériaux composites

L'objectif de ce partie de chapitre n'est pas de faire une étude approfondie de la technologie de mise en œuvre des matériaux composites. Il se propose simplement de dégager les principes de différents processus de mise en œuvre, et de constituer une introduction à l'étude du comportement mécanique des matériaux composites.

La plupart des méthodes de mise en œuvre consistent à élaborer les pièces en matériaux composites par couches successives comportant matrice et renfort. Cette technique générale

appelée stratification, conduisant à l'élaboration de stratifiés, nous amènera ensuite à nous intéresser à l'architecture des matériaux composites.[11]

I.4.5.1 Moulages sans pression

Les méthodes de moulage à froid et sans intervention d'une presse sont les méthodes les plus simples à mettre en œuvre. Elles nécessitent un minimum d'équipement et par conséquent d'amortissement. Cette facilité a été à l'origine du succès des matériaux composites à fibres de verre, dans l'industrie et l'artisanat.

Ces méthodes permettent la réalisation de pièces en petites et moyennes séries, sans restriction de formes et dimensions. Bien que la proportion de fibres puisse varier, elle reste toutefois limitée. Les pièces comportent une seule face lisse, reproduisant l'aspect du moule. Enfin, la qualité de la pièce moulée dépend dans une large mesure du savoir-faire du mouleur. [10]

I.3.5.1.1 Moulage au contact

- **Principe**

Procédé manuel pour la réalisation de pièces à partir de résines thermodurcissables, à température ambiante et sans pression. Les renforts sont déposés sur le moule et imprégnés de résine liquide, accélérée et catalysée. Après durcissement de la résine, la pièce est démoulée et détournée. [13]

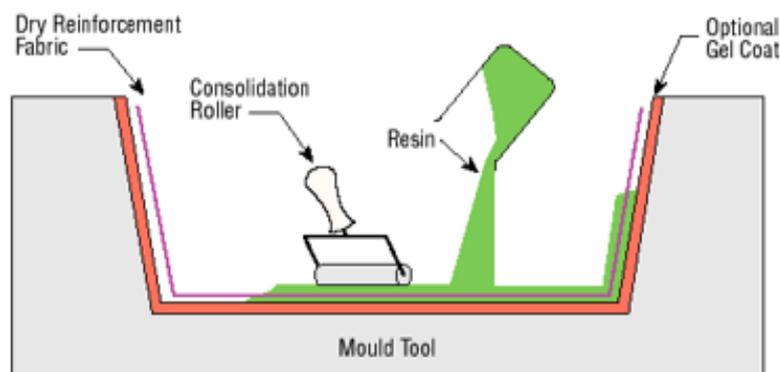


Figure I.9 Schéma du moulage au contact. [16]

- **Cas d'utilisation**

- Procédé pour petites séries : de 1 à 1000 pièces / an.
- Pièces de grandes à très grandes dimensions.
- Revêtement sur supports divers et in situ.

• **Caractéristiques principales**

Tableau I.2 : Caractéristiques principales du moulage au contact. [13]

Avantages	Limites
Très larges possibilités de forme Pas de limite dimensionnelle. Une surface lisse gelcoatée (aspect, tenue à la corrosion). Propriétés mécaniques moyennes à bonnes Investissements spécifiques très faibles. Moules simples, peu onéreux, rapides à réaliser en interne.	Une seule face lisse. Nécessité de finition (détourage, perçage, etc.). Qualité tributaire de la main d'œuvre. Faible cadence de production par moule. Espace de travail important. Conditions de travail médiocres.

I.3.5.1.2 Moulage par projection simultanée

• **Principe**

Procédé manuel ou robotisé permettant la réalisation de pièces à partir de résines thermodurcissables à température ambiante et sans pression. Les matières premières sont mises en œuvre à l'aide d'une machine dite "de projection" comprenant : [13]

- un dispositif de coupe - projection du renfort (roving).
- un ou deux pistolets projetant simultanément la résine.

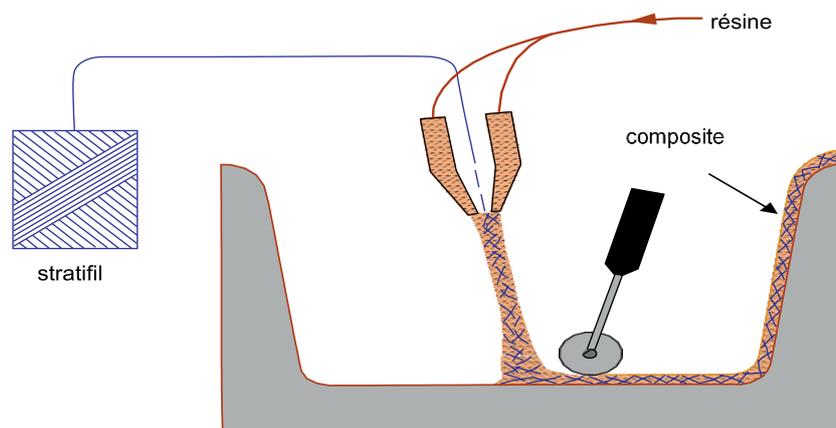


Figure I.10 Schéma du moulage par projection simultanée. [10]

• **Cas d'utilisation**

- Production de pièces de moyennes à grandes dimensions.
- Recherche de réduction des coûts par rapport au contact.
- Petite et moyenne série.

• **Caractéristiques principales**

Tableau I.3 : Caractéristiques principales du moulage par projection simultanée. [13]

Avantages	Limites
Très larges possibilités de forme et dimensions Travail simplifié, suppression de la mise en forme obtenue directement par la projection Productivité plus élevée qu'au contact Coût du roving < mat Investissements très modérés Moules simples, peu onéreux, rapides à réaliser en interne	Une seule face lisse Propriétés mécaniques moyenne Qualité tributaire de la main d'œuvre Conditions de travail très médiocres absence d'agencements nécessaires

I.3.5.2 Moulage sous vide

• **Principe**

Le moulage sous vide s'effectue entre moule et contre-moule rigide, semi-rigide ou souple suivant la technologie de mise en œuvre. Le renfort (mat, tissu, préforme) est placé à l'intérieur du moule ; la résine catalysée est versée sur le renfort. On utilise la pression qui s'exerce sur le moule lors de la mise sous vide pour répartir la résine et imprégner le renfort.

La résine peut également être injectée par l'aspiration consécutive au vide. [13]

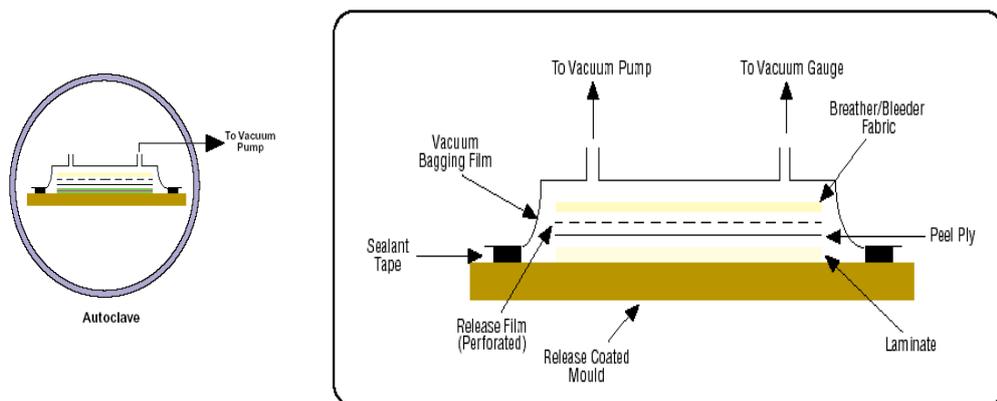


Figure I.11 Schéma du moulage sous vide ou « au sec ». [16]

• **Cas d'utilisation**

- Production en petites séries de pièces nécessitant deux faces lisses
- Amélioration des conditions de travail et d'hygiène (réduction des émanations de styrène).

• **Caractéristiques principales**

Tableau I.4 : Caractéristiques principales du moulage sous vide. [13]

Avantages	Limites
Deux faces lisses, éventuellement gelcoatées Qualité non tributaire de la main d'œuvre Qualité constante Bonne cadence de production Nécessite peu de surface Investissements très modérés Bonnes conditions de travail et d'hygiène	Possibilités de formes plus réduites qu'au contact Mise au point parfois difficile

I.3.5.3 Moulage par injection basse pression de résine – RTM

• **Principe**

Le moulage par injection de résine liquide RTM (Résine Transfert Molding) s'effectue entre moule et contre-moule rigides. Le renfort (mats, préforme, éventuellement tissus) est disposé dans l'entrefer du moule. Une fois celui-ci solidement fermé, la résine, accélérée et catalysée, est injectée sous faible pression (1.5 à 4 bars) à travers le renfort jusqu'au remplissage complet de l'empreinte. Après durcissement de la résine, le moule est ouvert et la pièce démoulée. [13]

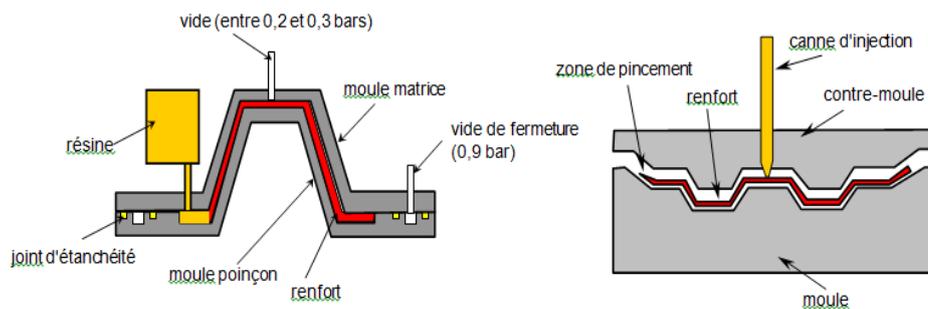


Figure I.12 Schéma du moulage par injection de résine liquide RTM [13]

• **Cas d'utilisation**

- Procédé pour moyennes séries : 1000 - 10000 pièces/an.
- Pièces demandant une reproductibilité d'épaisseur.

- **Caractéristiques principales**

Tableau I.5 Caractéristiques principales du moulage par injection basse pression de résine – RTM. [13]

Avantages	Limites
Deux faces lisses, éventuellement gelcoatées Dimensions jusqu'à 7 m ² . Qualité non tributaire de la main d'œuvre Qualité constante. Cadence de production élevée Nécessite peu de surface. Investissements très modérés. Bonnes conditions de travail et d'hygiène.	Limité aux formes peu ou moyennement complexes. Taux de renforcement et caractéristiques mécaniques moyennes à élevées. Nécessité d'effectuer des finitions postmoulage.

I.3.5.4 Enroulement filamentaire

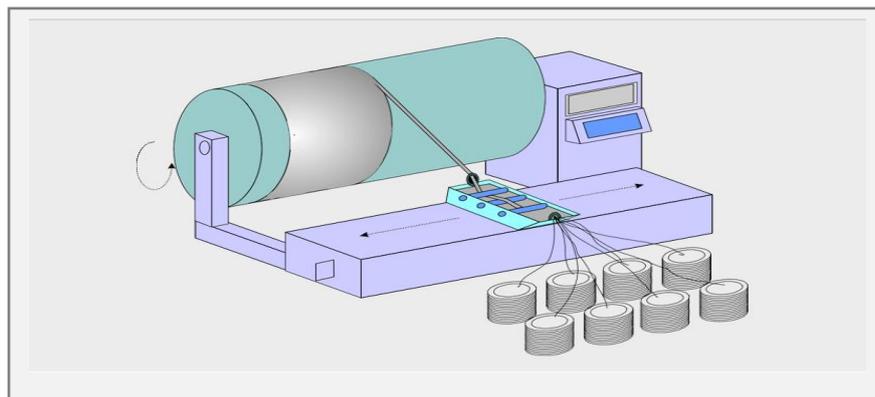


Figure I.113 Schéma de la mise en forme par enroulement filamentaire. [6]

La mise en forme par enroulement filamentaire ou “ filament winding ” consiste à enrouler les renforts imprégnés de la matrice sur un mandrin. Généralement, l’enroulement se fait par mouvement linéaire du groupe de fibre sur le mandrin en rotation (bobinage circonférentiel et hélicoïdale). Ce procédé permet de fabriquer des pièces cylindro-coniques. [6]

- **Particularité**

Taux de renfort: 50 à 75 % massique

Aspect de surface: 1 beau côté fini (face intérieure) Grandeur des pièces: jusqu'à 5 m de diamètre

- **Applications typiques** : aérospatial, anticorrosion, industriel, militaire, récréatif, transport, ...

I.3.5.5 Pultrusion

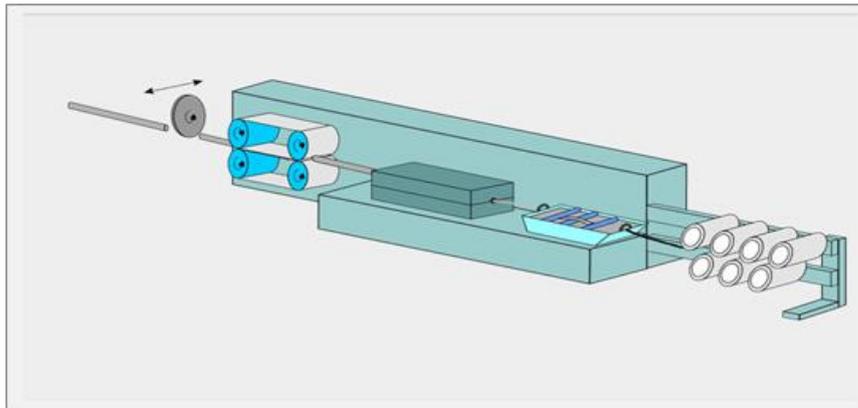


Figure I.14 Schéma du moulage par pultrusion. [6]

Le moulage par pultrusion consiste à tirer les renforts imprégné de la matrice à l'intérieur d'un mandrin (filière) qui est chauffé où se déroule le processus de polymérisation. Ce procédé en continu permet la fabrication de pièce à profile plus ou moins complexe où la majorité des renforts sont dans l'axe. [6]

- **Particularité**

Taux de renfort: 30 à 75 % massique.

Aspect de surface: beau fini sur surfaces en contact avec la filière.

Type de série: plus de 5 000 mètre.

Grandeur des pièces: jusqu'à 0,3 m de diamètre

- **Applications typiques** : anti-corrosion , bâtiments, électrique, industriel, récréatif, ...

I.4.5.6 Moulage en continu

Le moulage en continu permet la fabrication de plaques planes, panneaux, sandwiches (figure I.4), de panneaux ondulés pour toitures, plaques nervurées, etc. Schématiquement, ce procédé peut être séparé en plusieurs phases.

- 1 Une phase d'imprégnation des renforts : fibres, mats ou tissus. La résine catalysée et le renfort sont véhiculés sur un film de démoulage (cellophane, mylar, polyéthylène, etc.).
- 2 Une phase de mise en forme.
- 3 Une phase de polymérisation, effectuée dans une étuve (60 à 150 °C) en forme de tunnel, dont la longueur est fonction de la température et de la résine (15 à 50 m de long).
- 4 Une phase de refroidissement et découpage. [10]

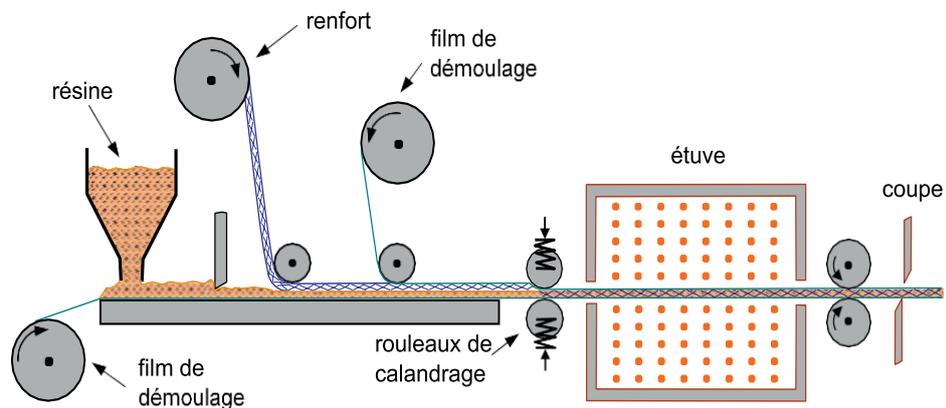


Figure .I.15 Moulage en continu de plaques. [10]

Le procédé de moulage en continu peut être entièrement automatisé, et permet alors d'élaborer des plaques ou panneaux en continu. Il nécessite toutefois un investissement très important en matériel. [10]

I.5 La dynamique des rotors en matériaux composites

Les matériaux composites sont très utilisés dans les domaines des machines tournantes. Nous pouvons citer leur utilisation dans les arbres de transmission des véhicules à moteur à vitesse réduite aux rotors de queue d'hélicoptère fonctionnant au-dessus de la deuxième vitesse critique. Avec le fonctionnement aux vitesses supercritiques, une quantité substantielle de profits et les réductions nettes de poids de système sont possibles. En même temps, les aspects de la dynamique des rotors prennent plus d'importance, et l'analyse détaillée est exigée. Certains problèmes technologiques liés à l'exécution, telle que les joints des roulements, les balourds, les couplages, la fourniture des amortisseurs externes peuvent apparaître, et les solutions proposées sont simples et adéquates, mais exigent des améliorations substantielles, qui pourraient expliquer certaines expériences différentes de divers auteurs. [17]

I.6 Les différences types des paliers

Un palier peut être simplement défini comme un support ou un guide qui permet le mouvement relatif entre deux surfaces, ce mouvement est freiné par une force résistance qui à pour effet de : provoquer de l'usure, consommer de l'énergie et engendrer des échauffements pouvant conduire à des soudures entre les surfaces. Le remède de ces problèmes nécessite, pour de nombreux mécanismes de diminuer les frottements et de réduire l'usure, le rendement

des machines sera meilleur et les pertes d'énergie seront minimales. Ces pertes d'énergie sont liées, généralement à la sélection d'un palier en fonction des caractéristiques du mouvement, l'intensité de la charge, les conditions d'ambiance et de nombreux autres aspects.

Il existe plusieurs solutions comme les paliers à roulements, les paliers hydrodynamiques et hydrostatiques sont les plus couramment utilisés. [18]

I.6.1 Les paliers hydrostatiques

I.6.1.1 Définitions

Les paliers hydrostatiques peuvent être utilisés quel que soit la charge et la vitesse. Ils sont utilisés avec succès dans un grand nombre de machines fonctionnant à faibles vitesses et supportant de fortes charges. Cependant, l'utilisation d'un palier hydrostatique dans des machines fonctionnant aux hautes vitesses en tant que support « ressort -amortisseur » par rapport aux autres types de paliers n'est pas répandue. Depuis l'avènement du contrôle des vibrations des rotors, le palier hydrostatique est nettement plus étudié en tant que structure contrôlable. [19]

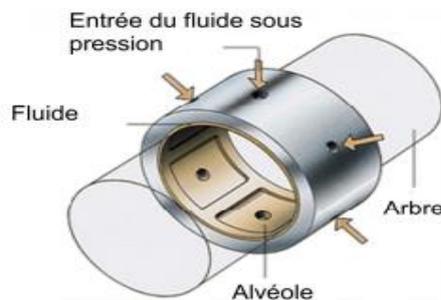


Figure I.16 Palier hydrostatique avec orifices. [20]

I.6.1.2 Les avantages et les inconvénients des paliers hydrostatiques

- **Les avantages**
 - ✓ Une très grande raideur permettant de conserver un positionnement précis malgré des fluctuations de charge importantes.
 - ✓ L'existence d'un film lubrifiant quel que soit la vitesse des surfaces, même au démarrage, il n'y a pas de contact métal- métal ; l'usure est donc théoriquement nulle et la durée de vie du mécanisme est infinie.
 - ✓ L'inexistence de variation de la pression d'huile car la pression est sensiblement constante dans l'alvéole et la charge est supportée par une

grande surface.

- ✓ Les défauts de forme des surfaces en présence ont moins d'importance qu'en régime hydrodynamique car la pression dans l'alvéole est fonction du débit global, et de sa géométrie et non pas de l'épaisseur du film.
- ✓ Les problèmes thermiques sont très souvent secondaires car, on est en présence d'un Écoulement forcé à débit important, et ainsi, l'hypothèse d'un régime d'écoulement isotherme est justifiée.

Ces avantages ont fait l'objet de nombreuses études qui ont permis d'appréhender assez bien leur comportement pendant le fonctionnement. [19]

- **Les inconvénients**

Les inconvénients majeurs des paliers hydrostatiques sont :

- ✓ Le coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc.
- ✓ La fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces. [19]

I.6.2 Les paliers hydrodynamiques

Les paliers hydrodynamiques sont les éléments de base utilisés pour le guidage ou le support des rotors. Ils sont généralement alimentés en fluide lubrifiant, issu d'un réservoir externe, au moyen d'orifices ou de rainures.

Les paliers hydrodynamiques sont fréquemment utilisés dans l'industrie. On les rencontre dans les moteurs à combustion interne, les compresseurs et les turbines. La vitesse maximale d'un palier hydrodynamique supportant un arbre de diamètre de 100 mm ayant une charge maximale de 400 kN peut atteindre 60 krpm. Cependant, l'emploi de paliers hydrodynamiques résulte en des seuils de vitesses supercritiques au-delà desquelles ils rendent le système instable ; ce qui découle des termes de couplage de la rigidité du film d'huile.

Cette instabilité, dénommée " oil whip", apparaît à une vitesse égale au double de la première vitesse critique du rotor et est caractérisée par un régime sous-synchrone qui dégrade dangereusement la performance de l'ensemble mécanique. [21]

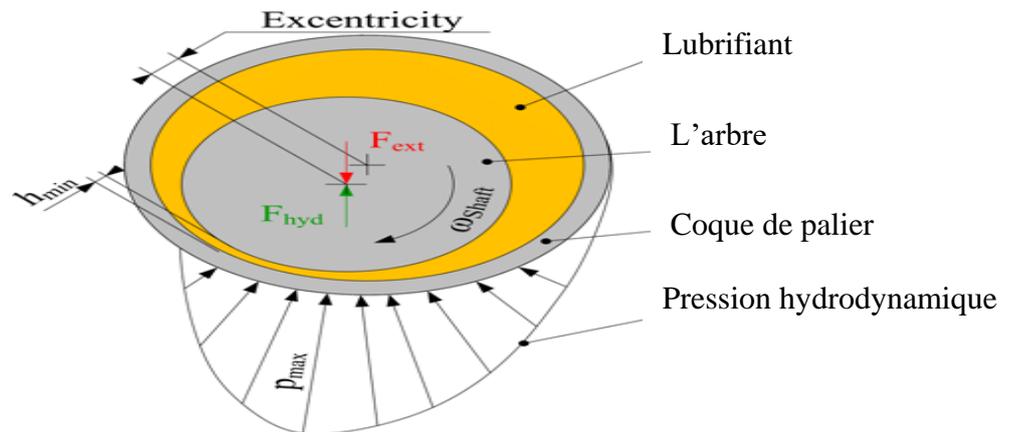


Figure I.17 Section droite d'un palier hydrodynamique. [22]

I.6.3 Les paliers à roulements

Le roulement est constitué de deux bagues (une bague intérieure et une bague extérieure), d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles) et d'une cage séparant les éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles) et d'une cage séparant les éléments roulants (figure I.18), Les roulements sont caractérisés par une rotation rapide avec un minimum de frottement et une capacité de supporter des charges radiales ou axiales importantes avec des conditions de fonctionnement normales, les coefficients de frottement des roulements sont généralement entre 0.01 et 0.002 [24]

Pour une question de fiabilité et de sécurité, le guidage du rotor est généralement assuré par des roulements à billes ou à rouleaux lesquels ne fournissent qu'un amortissement très faible. Il en résulte des pics de vibration d'amplitude dangereusement importante lorsque des vitesses critiques sont traversées. La vitesse maximale d'un palier à roulement croît lorsque le diamètre du rotor et la charge diminuent. A titre d'exemple, la vitesse maximale d'un palier à roulement ordinaire supporté par un arbre de diamètre de **100 mm** ayant une charge maximale de **400 KN** peut atteindre **30 krpm**. [19]

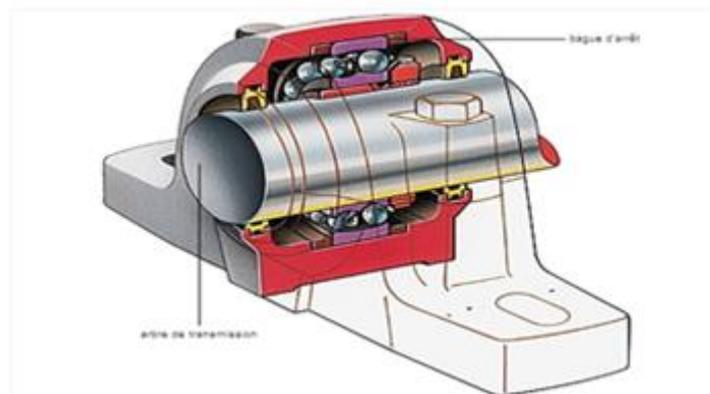


Figure I.18 Palier à roulement [25]

I.6.4 Les Paliers magnétiques

Les paliers magnétiques génèrent des forces à travers des champs magnétiques. Il existe deux types de ces paliers, les paliers passifs et les paliers actifs (**figure I.19**).

Les paliers passifs fonctionnent par les forces permanentes d'interaction entre deux aimants. Malgré que leur système soit simple et facile à utiliser, leur inconvénient majeur est que l'amortissement fourni est très faible. Pour cela, les paliers magnétiques actifs sont favorisés à cause de leur rigidité, amortissement et l'atténuation des forces de d'équilibrage dans les systèmes tournants. [28]

Un palier actif est généralement constitué de :

- Des électroaimants où le courant est appliqué à chaque bobine pour produire des forces d'attraction.
- Un capteur qui mesure le déplacement du rotor de sa position de référence.
- Un microprocesseur en tant que contrôleur qui obtient un signal de contrôle à partir de la mesure.

Un amplificateur de puissance qui transforme ce signal en un courant de contrôle. Ce dernier génère un champ magnétique dans les électroaimants, ce qui entraîne des forces magnétiques d'une telle manière que le rotor reste dans sa position de vol stationnaire.

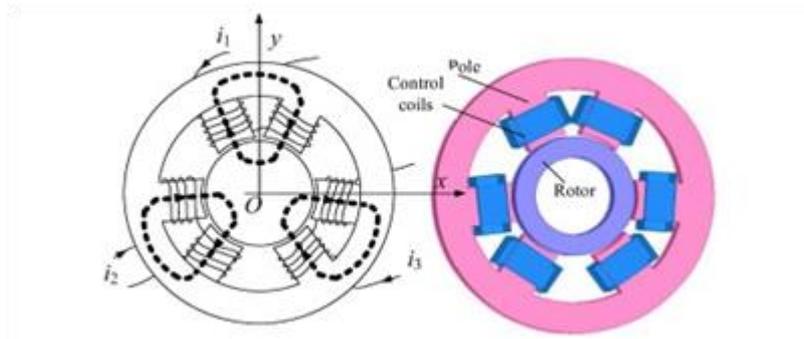


Figure I.19 Schéma de structure et circuit magnétique de RMB à 6 pôles avec deux opposés aimants connectés à la même phase du convertisseur 3 phases. [28]

I.6 Contrôles des vibrations

Les machines à rotation, telles que les turbines à gaz et les turbomachines, sont confrontées à des vibrations pendant leur fonctionnement, en particulier si le rotor accélère ou décélère et passe souvent par des vitesses critiques.

Ces vibrations influent sur les performances des machines et sur leur durée de vie. En plus, ils peuvent conduire à l'endommagement de la machine. Plusieurs chercheurs essayaient de trouver des solutions à ces vibrations, parmi ces solutions. [29]

- a. **Le control passif.** ou il faut ajouter des masses pour réduire le décentrage du rotor, et minimiser les vibrations, ou bien utiliser un squeeze film damper, pour amortir les vibrations. [29] (**Figure I.20**).

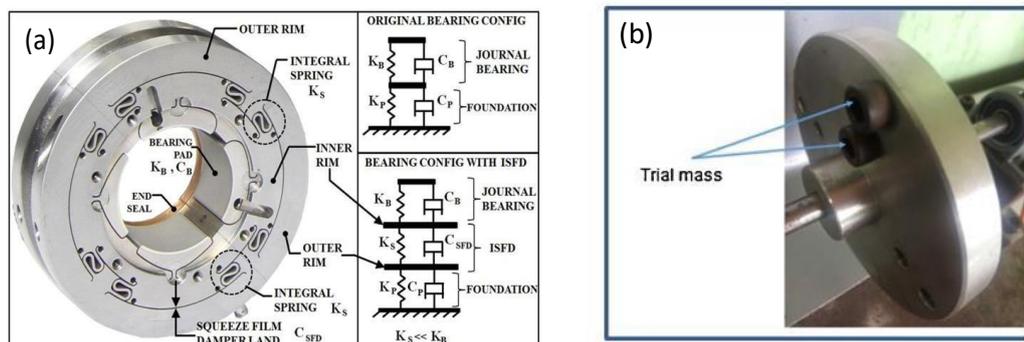


Figure I.20: (a) squeeze film damper. [30] (b) Disque avec masse d'essai. [31]

- b. Le control actif.** ou il faut utiliser un système qui détecte et puis annule les vibrations. L'utilisation des actionneurs piézoélectriques est l'un des solutions actives. Ou bien utiliser un palier magnétique active. [29](Figure I.21).

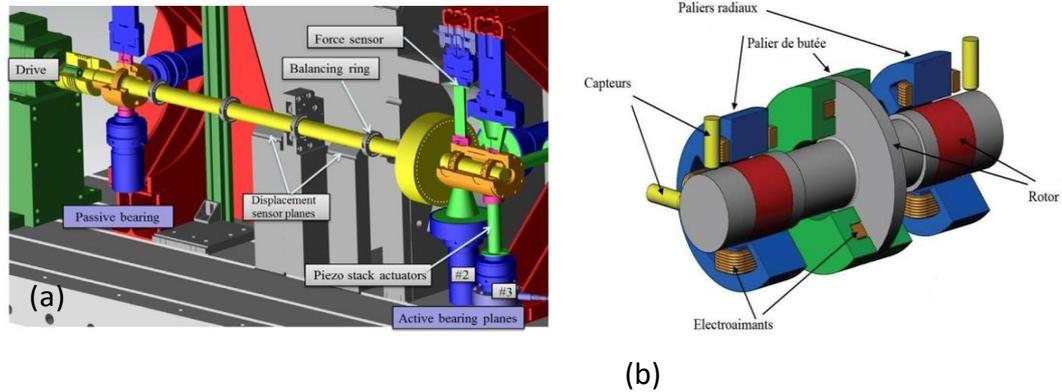


Figure I.21 :(a) système de rotor avec paliers actifs utilisant des actionneurs piézoélectriques.[32] (b) Configuration du système proposé d'un palier magnétique actif .[33]

I.7 L'objective de recherche

Dans le cadre de notre étude intitulé « Etude dynamique d'une ligne d'arbre en composite contrôlée par un palier hydrostatique à jeu variable », notre problématique va être concernée sur les rotors composites. L'objective global de notre recherche est spécialisée dans le domaine de l'analyse dynamique des rotors en matériaux composite. En outre, et comme il est connu que les matériaux composites sont caractérisés par des propriétés mécaniques exceptionnellement élevées qui les rendent capables de résister à la sollicitation appliquée plus qu'un matériau métallique.

Nous avons réalisé une étude intégrée sur les matériaux composites et les dynamique des rotors, tous été mentionnés et expliqués pour transmettre l'idée liée à cette recherche.

I.8 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre une étude bibliographique sur la dynamique des rotors, les matériaux composites, les différences types des paliers et les contrôles des vibrations

Le chapitre a été divisé en plusieurs parties, on commence par une brève introduction, après cela les dynamique des rotors sont mentionnées, la définition de rotor et tous les problèmes qui y sont liés. Le troisième partie est intéressé à étudier les matériaux composites (définition, les constituantes, mise en œuvre ...) en général et le graphite / époxy en particulier. Dans la dernière partie concernait les types des paliers et les contrôles des vibrations.

Comme point final, en terminant cette étude bibliographique par l'objectif de cette recherche.

II

CHAPITRE

Modélisation d'un système rotor en matériaux composites

II.1 Introduction

Lorsque la vitesse de rotation des rotors s'est étendue et que leur largeur a été désinfectée, différents types de vibrations non linéaires ont été ressentis. Le but de ce chapitre est de donner les principales démarches permettant de modéliser un rotor.

Dans ce chapitre, nous allons développer un modèle mathématique pour étudier le comportement dynamique non linéaire d'un rotor composite « arbre-disque » contrôlé par un palier hydrostatique à jeu variable.

Tout d'abord, nous dérivons l'équation d'énergies cinétiques de rotor composite, du disque avec l'excentricité. Ensuite, nous dérivons l'équation décrivant les énergies de déformation de rotor composite.

Nous présentons le concept et la théorie d'une étude de simulation, utilisant le logiciel de simulation dynamique Matlab/simulink.

II.2 Matériels et les méthodes

II.2.1 Présentation du logiciel Matlab Simulink

1. MATLAB

Matlab est à la fois un langage de programmation et un environnement de développement, commercialisé et développé par la Société américaine The Math Works. Il est utilisé dans le domaine de l'éducation, de la recherche et de l'industrie pour le calcul numérique mais aussi dans les phases de développement d'un projet. Les résultats de recherche obtenus après simulation sur MATLAB sont validés et reconnus par plusieurs entités développeurs. A travers ce chapitre, nous allons d'abord présenter le logiciel Matlab dans sa globalité, ensuite nous allons traiter en particulier, avec de brèves explications les outils Matlab nécessaires pour la simulation numérique de notre étude. [34]

2. Simulink

- Définition

Simulink est une plate-forme de simulation multi-domaine et de modélisation de système dynamique. Il fournit un environnement graphique et un ensemble de bibliothèque contenant des blocs de modélisation qui permettent la simulation, l'implémentation et le contrôle de système de communication et de traitement de signal. Comme Simulink est intégré à MATLAB, il fournit ainsi un accès immédiat aux nombreux outils de développement algorithmique, de visualisation (ce qui est notre cas) et d'analyse de données. La simulation permet de s'assurer que le système correspond aux spécifications voulues. La simulation est alors paramétrée de manière à optimiser les performances d'une installation. Simulink peut modéliser des données simples ou multicanaux et des composants linéaires ou non. Il peut aussi simuler des composantes numériques, analogiques ou mixtes. Il peut modéliser des sources de signaux et les visualiser.[34]

- Utilisation de Simulink

Simulink se lance sous MATLAB par la commande Simulink. Ensuite, il faut créer un nouveau modèle, implémenter des composants et simuler. Cette boîte à outils de MATLAB permet de visualiser les signaux créés.[34]

II.2.2 Graphite epoxy

- Qu'est-ce que l'époxy de graphite?

Le graphite-époxy est le matériau composite le plus populaire appliqué aux structures des engins spatiaux. La résistance et la rigidité sont fournies par des fibres de graphite qui sont imbriquées dans une matrice époxy. Les fibres de carbone (graphite) sont des filaments très rigides, forts et légers utilisés dans les composites de matrice polymère (habituellement époxy) pour les structures d'aéronefs et les pièces de moteurs à réaction. Les composites de polymères contenant des fibres de carbone sont jusqu'à cinq fois plus solides que l'acier doux pour les pièces de structure, **mais cinq fois plus légers.** [35]

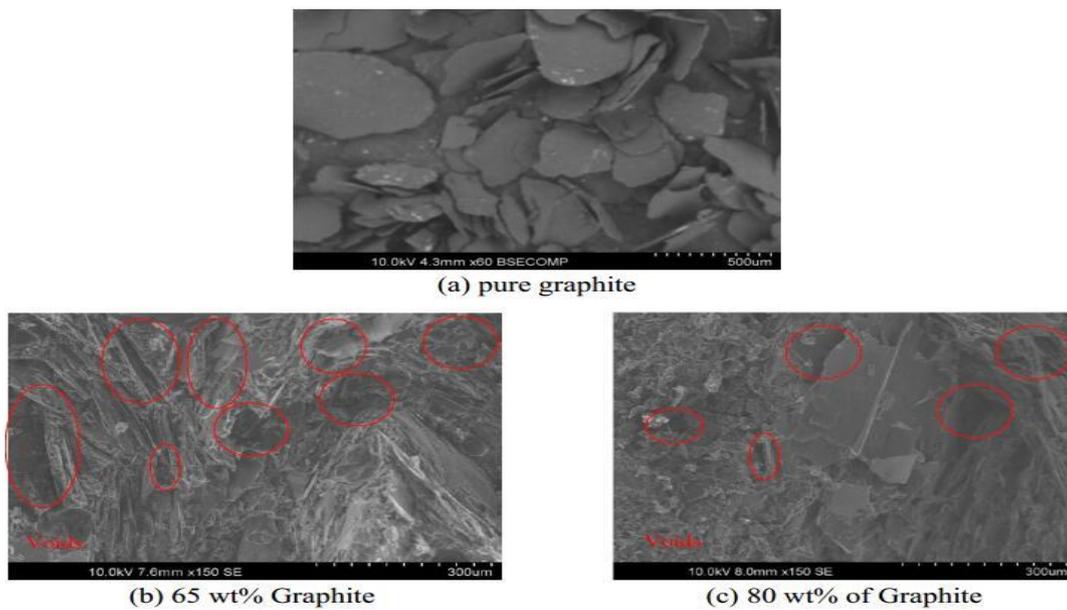


Figure II.1 Images de microscopie électronique à balayage de graphite: (a) graphite pur, (b) 65% en poids graphite et (c) 80% en poids de graphite.[36]

➤ **Méthode de fabrication**

Les composites conducteurs de graphite et de résine époxy ont été préparés par mélange et moulage, en utilisant du graphite et de la résine époxy comme matières premières, en remplissant un tissu en fibre de carbone et en mélangeant une petite quantité de poudre métallique[35]

➤ **Types de graphite**

Il existe trois types de graphite, les trois formes sont le graphite amorphe, le graphite flocon et le graphite de veine cristalline, et ils ont chacun des propriétés uniques qui les rendent bien adaptés à certaines applications.[35]

➤ **Le graphite présente de nombreux avantages qui en font le matériau le plus utilisé.**

- Il est facile à usiner.
- Il est très résistant aux chocs thermiques.
- Il présente un faible coefficient de dilatation thermique (3 fois plus faible que le cuivre) qui garantit la stabilité de la géométrie des électrodes pendant l'usinage par électro décharge.

- Il est disponible en gros blocs.
- Il ne fond pas, mais passe directement de l'état solide au gaz à 3 400 °C.
- qui réduit l'usure.
- Sa densité est 5 fois inférieure à celle du cuivre, ce qui donne des électrodes plus légères.
- Il procure un taux d'enlèvement du métal plus élevé que le cuivre avec moins d'usure.
- Il a la caractéristique unique que le rapport d'usure tend à diminuer à mesure que le courant de pointe augmente. [37]

II.3 Représentation du modèle

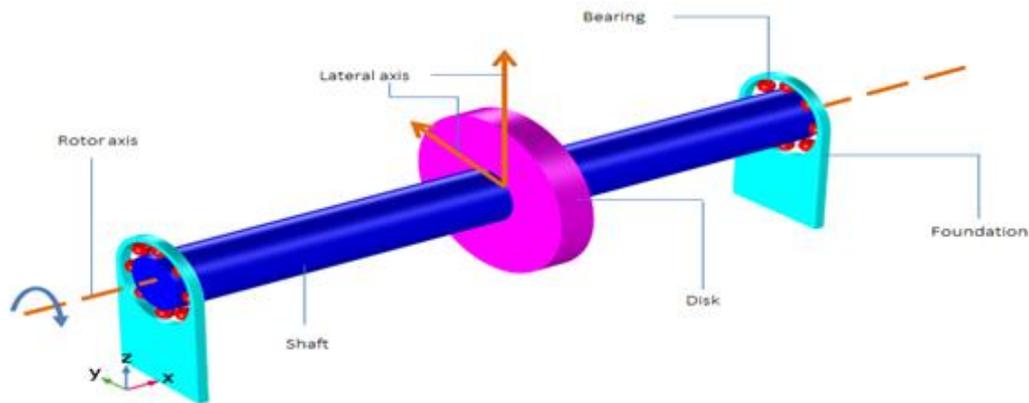


Figure II.2 Schéma montrant les composants d'un système de rotor. [38]

D'une manière générale le modèle simple de rotor est constitué de l'arbre, le disque, le balourd et les paliers. Ces éléments sont visibles à la **figure II.2**. D'abord il faut définir des systèmes de référence qui simplifient l'étude. Le référentiel (O,x,y,z) est un référentiel galiléen avec l'axe du rotor le long de l'axe y . Le point O représente l'origine de repère. On suppose que le rotor est supporté à ses deux extrémités (2 paliers rigides) par des paliers hydrostatiques situés à une certaine longueur ℓ_2 . Il est constitué :

— d'un arbre de longueur L et de section circulaire constante.

— d'un disque symétrique comportant un balourd, situé à $y = \ell_1$.

— d'un palier situé à $y = \ell/2$

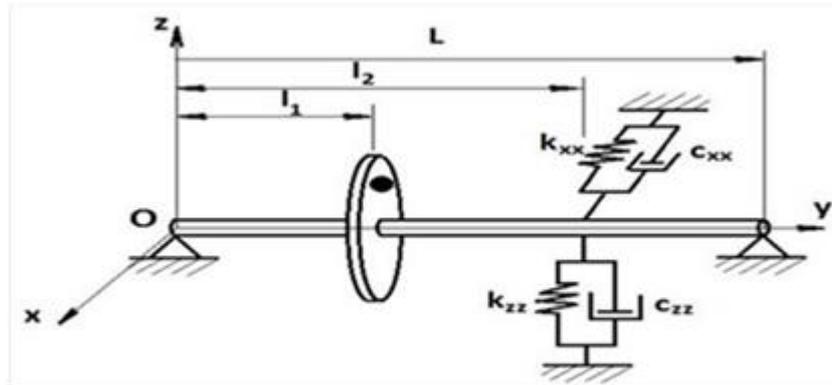


Figure II.3 Modèle simple de rotor. [39]

Il s'agit d'un rotor composé d'un arbre flexible, d'un disque rigide placé au milieu de l'arbre, de deux paliers roulements rigides à l'extrémité de l'arbre et contrôlé par un palier hydrostatique situé à $y=l/2$. Le nombre de chacun des composants du rotor peut être supérieur à 1. Cependant, dans le cadre de cette thèse, le rotor contenant un seul arbre sera étudié.

Le balourd est distribué de manière continue et quelconque sur le rotor et provient des défauts de symétrie qui peuvent avoir plusieurs origines. Une opération appelée « équilibrage de rotors » conduit à minimiser le balourd installé sur le rotor mais ne peut pas complètement l'annuler. Les excitations prises en comptes sont alors dues au balourd inévitable et aux mouvements imposés au support. [40]

La mise en équation commence par la détermination des caractéristiques des éléments du rotor. Il s'agit de déterminer les expressions des énergies ainsi que du travail virtuel correspondant aux éléments de base : disque, arbre, palier, balourd. , le calcul des différentes énergies et du travail virtuel des composants du rotor étudié est effectué comme suit :

- L'énergie cinétique T , caractérise le disque, l'arbre et les balourds.
- L'énergie de déformation U , caractérise l'arbre
- L'expression du travail virtuel δW des forces dues aux paliers permet de déterminer les forces généralisées.

De plus, une méthode numérique est choisie afin de décrire le mouvement d'un rotor en fonction des coordonnées généralisées utilisées dans l'étude. C'est pourquoi deux principales approches sont distinguées :

- la méthode de RAYLEIGH-RITZ utilisée dans un premier temps pour mettre en place un modèle permettant de traiter des cas simples et d'étudier les phénomènes de base.
- la méthode des éléments finis utilisée dans un deuxième temps pour l'étude des systèmes réels et des applications industrielles.

II.4 Le disque

Dans l'hypothèse d'un disque rigide, celui-ci sera caractérisé seulement par l'énergie cinétique. La **Figure II.4** présente les repères de référence utilisés dans l'étude du rotor. Le repère $R_0(O_0, x, y, z)$ défini comme un repère galiléen, et une autre référence mobile $R(O_d, X, Y, Z)$ est liée au disque.

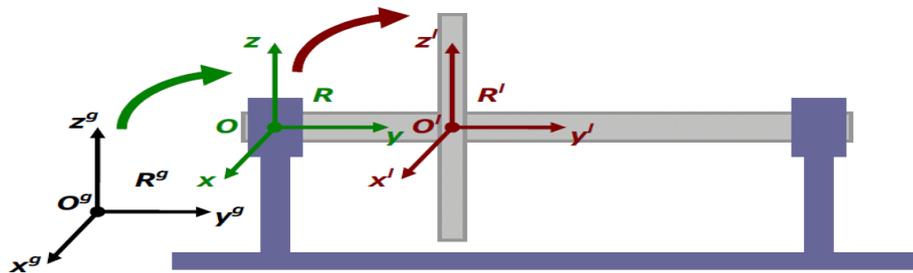


Figure II.4 Systèmes de coordonnées pour la description du mouvement du rotor. [40]

Considérons un disque rigide, représenté en **Figure II.4**, avec les repères fixe et tournant notés respectivement (X, Y, Z) et (x, y, z) . Nous étudions les caractéristiques de vibration latérale non linéaire d'un système de rotor arbre-disque rotatif, comme le montre la **Figure II. 1**.

Le système de rotor à disque d'arbre adopte un matériau composite en graphite époxy, Les matériaux composites possèdent un plus grand nombre de caractéristiques que les matériaux classiques. L'origine de ce fait se trouve dans l'anisotropie et dans une moindre mesure de l'hétérogénéité de ces matériaux. [42]

En conséquence, la mécanique des matériaux composites, pour prendre en compte de façon complète ce nombre important de paramètres, doit faire appel à des notions et des techniques assez complexes. Les mesures expérimentales confirment que les propriétés mécaniques des matériaux composites varient suivant la direction des fibres, donc ils se comportent comme des matériaux anisotropes. L'étude du comportement d'un tel matériau devient alors plus complexe que si l'on fait certaines hypothèses sur la géométrie de la répartition du renforcement. [42]

Supposons que la longueur totale de l'arbre composé est L , son rayon intérieur est R_0 et son rayon extérieur est R_1 . De plus, le disque rigide est situé au centre de l'arbre avec un rayon extérieur R_2 et un rayon intérieur R_1 . La masse excentrée m est située au diamètre extérieur d_1 du disque. Selon les hypothèses ci-dessus, l'énergie totale du système se compose de quatre parties : l'énergie cinétique du disque, la masse excentrique, l'arbre composite et l'énergie de déformation non linéaire de l'arbre. En **Figure II.5**. XYZ est un système de coordonnées de référence fixe et xyz est un système de coordonnées rotatif fixé sur le disque. Avant la rotation du système, les deux systèmes de coordonnées se chevauchent

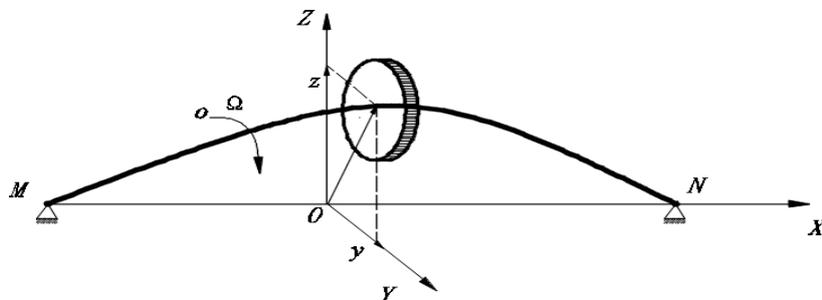


Figure II.5 Le modèle du système de rotor arbre-disque en matériau composite sans palier de contrôle. [43]

II.5 La relation entre la contrainte et la déformation

- **Loi de Hooke généralisée**

Dans le cas des matériaux composites, la plupart des fibres présentent un comportement élastique fragile linéaire ; les résines par contre ont un comportement élastique visqueux. Des méthodes analytiques utilisées pour déterminer les différentes propriétés des composites. La relation d'élasticité linéaire peut s'écrire sous la forme condensée :

$$[\sigma]=[Q]\{\varepsilon\} \quad (II.1)$$

Cette loi, généralement appelée la loi de Hooke généralisée, introduit la matrice de rigidité $[Q]$, symétrique. Le comportement élastique d'un matériau composite orthotrope est décrit en introduisant les constantes de rigidité Q_{ij} , la loi de Hooke s'écrit suivant la forme matricielle dans la base principale (1, 2, 3) illustrée dans la **Figure II.6** comme suit : [42]

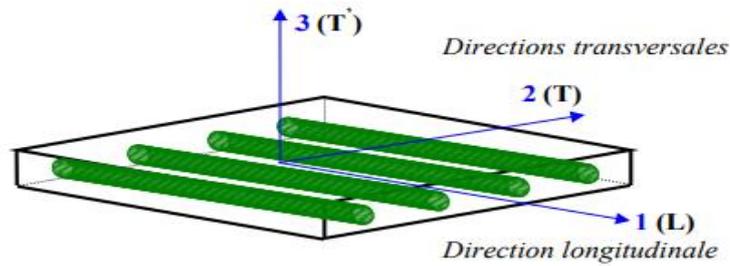


Figure II.6 Axes principaux (1, 2, 3) d'une couche de stratifié. [42]

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \sigma_{r\theta} \\ \sigma_{xr} \\ \sigma_{x\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{13} & 0 & 0 & \overline{Q}_{16} \\ \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{22} & \overline{Q}_{23} & 0 & 0 & \overline{Q}_{26} \\ \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{11} & 0 & 0 & \overline{Q}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \overline{Q}_{44} & \overline{Q}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \overline{Q}_{45} & \overline{Q}_{55} & 0 \\ \overline{Q}_{16} & \overline{Q}_{26} & \overline{Q}_{36} & 0 & 0 & \overline{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{\theta\theta} \\ \varepsilon_{rr} \\ \gamma_{r\theta} \\ \gamma_{xr} \\ \gamma_{x\theta} \end{bmatrix} \quad (II.2)$$

Où sous forme condensée :

Où, $[\overline{Q}_{ij}]$ est la matrice de transformation de rigidité composite, $[\overline{Q}_{ij}]$ est déduit par

$[\overline{Q}_{ij}] = [T]^{-1}[Q_{ij}][T]^{-T}$, $[T]$ est la matrice de transformation entre la direction hors axe et les directions principales, qui peut être représentée comme ci-dessous.

$$[T] = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 0 & 0 & 0 & 2mn \\ n^2 & m^2 & 0 & 0 & 0 & -2mn \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m & -n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & n & m & 0 \\ -mn & mn & 0 & 0 & 0 & (m^2 - n^2) \end{bmatrix} \quad (II.3)$$

Où, $m = \cos n, n = \sin n, n$ est pli angulaire.

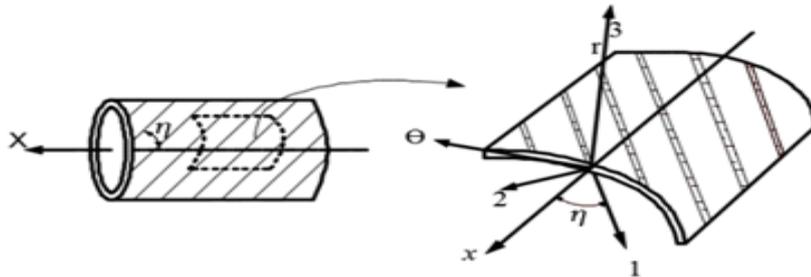


Figure II.7 La structure de l'arbre en matériau composite. [43]

II.6 L'énergie cinétique du système de rotor composite

Énergie cinétique d'un système de rotor composite arbre-disque. En admettant que le disque tourne θ_z degrés autour de l'axe Z, puis θ_y degrés autour de l'axe y_1 , et enfin θ_x degrés autour de l'axe X (comme illustré à la **Figure II.8**). Pour calculer l'énergie cinétique du disque par rapport à son centre, il faut d'abord connaître la vitesse angulaire ω_0' dans le repère (o,x,y,z) lié au disque. Il peut s'écrire comme suit, compte tenu des tours effectués

$$\omega_0' = \theta_z Z + \theta_y y_1 + \theta_x x \tag{II.4}$$

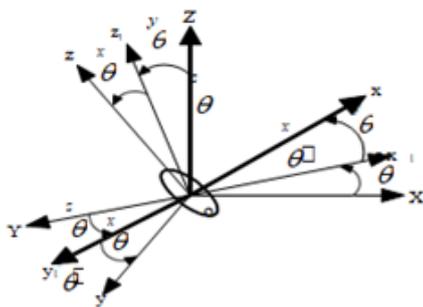


Figure.II.8 Ordre de rotation du disque. [43]

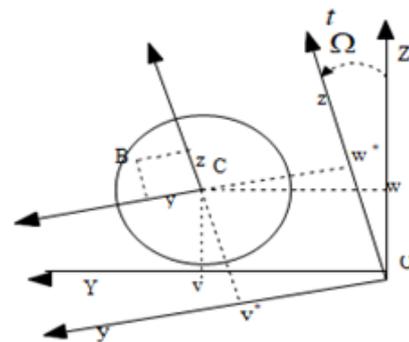


Figure.II.9. Système de coordonnées du disque. [43]

En fonction de la projection de la vitesse angulaire du système de coordonnées xyz en rotation (voir **Figure II.9**), la vitesse angulaire peut être obtenue autour de l'axe x, y, z, c'est-à-dire de l'équation. **II.5**

$$\omega = \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{\theta}_x + \dot{\theta}_z \sin \theta_y \\ \dot{\theta}_y \cos \theta_x - \dot{\theta}_z \cos \theta_y \sin \theta_x \\ \dot{\theta}_y \sin \theta_x + \dot{\theta}_z \cos \theta_y \cos \theta_x \end{pmatrix} \quad (\text{II.5})$$

Supposer que u, v et w est le déplacement du système dans le repère fixe X, Y et Z. Si le déplacement du disque dans la direction de l'axe X n'est pas considéré, alors u=0. Par conséquent, l'énergie cinétique totale du système de rotor se compose de parties, c'est-à-dire l'énergie cinétique du disque dans la direction Y, Z, l'énergie cinétique du système de coordonnées de rotation dans la direction x, y, z. L'énergie cinétique du disque est définie par équation **II.6**.

$$T_d = \frac{M_d}{2} (\dot{v}^2 + \dot{w}^2) + \frac{I_{dx}}{2} \omega_x^2 + \frac{I_{dy}}{2} \omega_y^2 + \frac{I_{dz}}{2} \omega_z^2 \quad (\text{II.6})$$

Alors que M_d est la masse du disque, I_{dx} , I_{dy} , I_{dz} est le moment d'inertie autour de l'axe de x,y,z .respectivement.

Remplacez les éléments ω_x^2 , ω_y^2 , ω_z^2 dans l'équation. **II.6** et en simplifiant l'équation. Prenons donc l'équation **II.7**

$$T_d = \frac{M_d}{2} (\dot{v}^2 + \dot{w}^2) + \frac{I_{dx}}{2} (\dot{\theta}_y^2 + \dot{\theta}_z^2) + \frac{1}{2} I_{dx} (\Omega^2 + 2\Omega \dot{\theta}_z \theta_y) \quad (\text{II.7})$$

En suivant une méthode similaire[44], l'équation d'énergie cinétique de l'arbre composite est obtenue, c'est-à-dire équation **II.8**

$$T_z = \frac{1}{2} \int_0^L \{ I_m (\dot{v}^2 + \dot{w}^2) + I_d (\dot{\theta}_y^2 + \dot{\theta}_z^2) + 2\Omega I_p \theta_y \dot{\theta}_z + \Omega^2 I_p \} dx \quad (\text{II.8})$$

Dans lequel, L est la longueur de l'arbre, $2QI_pOyOz$ est la force de Coriolis, I_d (6y t 62) est le coefficient de force d'inertie, I_m est la masse de l'arbre composite par unité

de longueur, I_d est le moment d'inertie de diamètre de l'arbre composite, I_p est le moment polaire d'inertie de l'arbre composite.

L'énergie cinétique de la masse excentrique est obtenue à l'aide de la littérature, qui s'exprime par équation **II.9**

$$T_u = \frac{1}{2} m_u (\dot{v}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d_1^2 + 2\Omega d_1 \dot{v} \cos \Omega t - 2\Omega \dot{w} d_1 \sin \Omega t) \quad (\text{II.9})$$

Quand nous collectons l'énergie cinétique du disque, l'énergie cinétique de l'arbre composite et de l'énergie cinétique de la masse excentrique, par la somme nous pouvons obtenir L'énergie cinétique totale du système rotor arbre-disque composite, qui peut être exprimée en équation **II.10**.

$$T_R = T_d + T_s + T_u \quad (\text{II.10})$$

Énergie de déformation de l'arbre composite. Tel qu'énonce par la littérature [43], l'arbre sera déformé de manière non linéaire sous la force externe. Et la déformation non linéaire peut s'exprimer formellement comme équation **II.11**.

$$\varepsilon_{xx} = -y \frac{\partial^2 v^*}{\partial x^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial x^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v^*}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w^*}{\partial x} \right)^2 \quad (\text{II.11})$$

Depuis la **Figure II.8**, nous pouvons voir la relation de le système de coordonnées rotatif xyz avec le système de coordonnées fixe XYZ qui peut s'exprimer par les équations **II.12**.

$$\begin{aligned} v^* &= v \cos \Omega t - w \sin \Omega t \\ w^* &= v \sin \Omega t + w \cos \Omega t \end{aligned} \quad (\text{II.12})$$

Les équations **II.13** ci-dessous expriment La relation entre l'angle de rotation et le déplacement.

$$\theta_y = -\frac{\partial w^*}{\partial x} \quad ; \quad \theta_z = \frac{\partial v^*}{\partial x} \quad (\text{II.13})$$

Nous substitutions à la fois d'équation **II.12** et **II.13** dans l'équation **II.10**, on peut avoir l'équation. **II.14**

L'équation que nous obtenons décrit la déformation non linéaire variable secondaire de l'arbre sous la force externe.

$$\varepsilon_{xx} = z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} - y \frac{\partial \theta_z}{\partial x} + \frac{1}{2} \theta_y^2 + \frac{1}{2} \theta_z^2 \quad (\text{II.14})$$

L'équation **II.15** [55] exprimée l'énergie de déformation de l'arbre composite.

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \int_S \sigma_{xx} \varepsilon_{xx} ds dx \quad (\text{II.15})$$

Là que, **S** est la section transversale de l'arbre composite, σ_{xx} est la force de déformation. Equation **II.16** est la contrainte et la déformation de la couche **k** dans le repère cylindrique.

$$\sigma_{xx}^k = \bar{Q}_{11}^k \varepsilon_{xx} + k_s \bar{Q}_{16}^k \gamma_{x\theta} \quad (\text{II.16})$$

Replacer l'équation **II.16** dans l'équation **II.14**, nous pouvons donc obtenir l'équation **II.17**.

$$u = u_1 + u_2 \quad (\text{II.17})$$

$$\text{ou } U_1 = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \int_0^L \int_S \bar{Q}_{11}^k \varepsilon_{xx}^2 ds dx, \quad U_2 = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \int_0^L \int_S k_s \bar{Q}_{16}^k \gamma_{x\theta} \varepsilon_{xx} ds dx$$

Replacer l'équation **II.13** en U_1 on obtient aussi l'équation **II.18**.

$$U_1 = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \bar{Q}_{11}^k \int_0^L \int_S \left(z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} - y \frac{\partial \theta_z}{\partial x} + \frac{1}{2} \theta_y^2 + \frac{1}{2} \theta_z^2 \right)^2 ds dx \quad (\text{II.18})$$

Ainsi que, $I_y = \int_S z^2 dS$ et $I_z = \int_S y^2 dS$, si on laisse $I_d = I_y = I_z$, Equation **II.17** est simplifié sous forme Equation **II.19**.

$$U_1 = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \bar{Q}_{11}^k I_d \int_0^L \left[\left(\frac{\partial \theta_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta_z}{\partial x} \right)^2 \right] dx + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \bar{Q}_{11}^k S \int_0^L \left[\frac{1}{4} \theta_y^4 + \frac{1}{4} \theta_z^4 + \frac{1}{2} \theta_y^2 \theta_z^2 \right] dx \quad (\text{II.19})$$

Replacer l'équation **II.13** dans U_2 , nous obtenons l'équation **II.20**.

$$U_2 = \frac{1}{2} k_s \sum_{k=1}^N \bar{Q}_{16}^k \gamma_{x\theta} \int_0^L \int_S \left(z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} - y \frac{\partial \theta_z}{\partial x} + \frac{1}{2} \theta_y^2 + \frac{1}{2} \theta_z^2 \right) ds dx \quad (\text{II.20})$$

Où, k_s est le coefficient de correction de cisaillement, et $\gamma_{x\theta}$ peut être obtenu à partir de la littérature [57], qui est définie comme équation **II.21**.

$$\gamma_{x\theta} = \theta_z \sin \beta + \theta_y \cos \beta - \sin \beta \theta_z - \cos \beta \theta_y \quad (\text{II.21})$$

Nous pouvons obtenir l'équation **II.22** par remplacer l'équation **II.20** en équation **II.19**

$$U_2 = \frac{1}{2} k_s \sum_{k=1}^N \bar{Q}_{16}^k \int_0^L \int_s \left(z \frac{\partial \theta_y}{\partial x} - y \frac{\partial \theta_z}{\partial x} + \frac{1}{2} \theta_y^2 + \frac{1}{2} \theta_z^2 \right) (\theta_z \sin \beta + \theta_y \cos \beta - \sin \beta \theta_z - \cos \beta \theta_y) ds dx = 0 \quad (\text{II.22})$$

II.7 l'énergie de déformation

Pour terminer, selon équation II.23 l'énergie de déformation de l'arbre composite peut être exprimé comme :

$$U = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \bar{Q}_{11}^k I_d \int_0^L \left[\left(\frac{\partial \theta_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta_z}{\partial x} \right)^2 \right] dx + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \bar{Q}_{11}^k S \int_0^L \left[\frac{1}{4} \theta_y^4 + \frac{1}{4} \theta_z^4 + \frac{1}{2} \theta_z^2 \theta_y^2 \right] dx \quad (\text{II.23})$$

Nous pouvons voir dans la figure 1, le déplacement de l'arbre composite à la position x dans les directions de l'axe y et de l'axe z peut être défini par l'équation ensemble II.24.

$$\begin{cases} v(x, t) = f(x)V(t) = f(x)V \\ w(x, t) = f(x)W(t) = f(x)W \end{cases} \quad (\text{II.24})$$

Où V, W sont le déplacement du disque dans l'axe y, z respectivement. $f(x) = \sin \frac{\pi x}{L}$ est la fonction de mode de vibration du premier ordre de la vibration latérale de l'arbre composite. La dérivée première et la dérivée seconde de $f(x)$ ça peut s'expliquer par les équations II.25.

$$\begin{cases} g(x) = f'(x) = \frac{\pi}{L} \cos \frac{\pi x}{L} \\ h(x) = f''(x) = -\left(\frac{\pi}{L}\right)^2 \sin \frac{\pi x}{L} \end{cases} \quad (\text{II.25})$$

La vitesse de y et z dans la position x de l'arbre composite peut être précisé par les équations II.26.

$$\begin{cases} \dot{v}(x, t) = f(x)\dot{V}(t) = f(x)\dot{V} \\ \dot{w}(x, t) = f(x)\dot{W}(t) = f(x)\dot{W} \end{cases} \quad (\text{II.26})$$

II.8 L'angle de rotation et la déformation en flexion

Quand l'angle de rotation du disque (i.e., θ_y et θ_z) s'écarte légèrement de l'axe y et de l'axe z , l'ensemble d'équations II.27 peuvent expliquer l'angle de rotation et la déformation en flexion de l'arbre en fonction du déplacement.

$$\begin{cases} \theta_z = \partial v / \partial x = f'(x)V = g(x)V \\ \dot{\theta}_z = \partial^2 v / \partial x \partial t = f'(x)\dot{V} = g(x)\dot{V} \\ \partial \theta_z / \partial x = \partial^2 v / \partial x^2 = f''(x)V = h(x)V \\ \theta_y = -\partial w / \partial x = -f'(x)W = -g(x)W \\ \dot{\theta}_y = -\partial^2 w / \partial x \partial t = -f'(x)\dot{W} = -g(x)\dot{W} \\ \partial \theta_y / \partial x = -\partial^2 w / \partial x^2 = -f''(x)W = -h(x)W \end{cases} \quad (\text{II.27})$$

En substituant l'ensemble d'équations **II.27** dans les équations. **II.7**, **II.8**, **II.9** et **II.10**, et en les simplifiant, on peut avoir l'équation **II.28**.

$$\begin{aligned} T = T_d + T_x + T_a = & p_1(\dot{V}^2 + \dot{W}^2) + \frac{1}{2}I_{dx}\Omega^2 - p_2\Omega\dot{V}W + \frac{1}{2}\Omega^2 I_p L + \frac{1}{2}m_a\Omega^2 d_1^2 \\ & + m_u f(x)\Omega d_1 \cos \Omega t \dot{V} - m_u f(x)d_1 \Omega \sin \Omega t W \end{aligned} \quad (\text{II.28})$$

Où,

$$\begin{aligned} p_1 = & \frac{M_d}{2}f(x)^2 + \frac{I_{dx}}{2}g(x)^2 + \frac{1}{2}m_a f(x)^2 + \frac{1}{2}I_{wx}^L \int_0^L f(x)^2 dx + \frac{1}{2}I_d \int_0^L g(x)^2 dx \\ p_2 = & I_{dx}g(x)^2 + I_p \int_0^L g(x)^2 dx \end{aligned}$$

En substituant l'ensemble d'équations **II.27** en équation **II.23** et en le simplifiant, on l'équation suivante :

$$U = k_1(W^2 + V^2) + k_2(W^4 + V^4 + 2V^2W^2) \quad (\text{II.29})$$

Dépend sur l'équation de Lagrange. **II.30** nous prenons les deux variables indépendantes V, W dans la direction y et z et insérons l'équation **II.28** et **II.29** dans l'équation **II.30**, puis enfin obtenir les équations. **II.31** représenté par V, W. L'ensemble d'équations non linéaires composites arbre rotor-disque (c'est-à-dire les équations **II.32**) est obtenu, en simplifiant et en introduisant un coefficient d'amortissement externe **c** et un coefficient de la rigidité **k**.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (\text{II.30})$$

$$\left. \begin{aligned} 2p_1\dot{V} - p_2\Omega W + 2k_1V + 4k_2(V^3 + VW^2) &= m_u d_1 f(x) \Omega^2 \sin \Omega t \\ 2p_1\dot{W} + p_2\Omega \dot{V} + 2k_1W + 4k_2(W^3 + V^2W) &= m_u d_1 f(x) \Omega^2 \cos \Omega t \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.31})$$

Étant donné que, le système d'équations pour un rotor composite en régime permanent s'écrit de cette façon :

$$\left. \begin{aligned} \dot{V} - a_1\Omega W + a_2V + a_3(V^3 + VW^2) + c\dot{V} + kV &= m d_1 f(x) \Omega^2 \sin \Omega t \\ \dot{W} + a_1\Omega \dot{V} + a_2W + a_3(W^3 + V^2W) + c\dot{W} + kW &= m d_1 f(x) \Omega^2 \cos \Omega t \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.32})$$

Où $a_1 = \frac{p_2}{2p_1}$, $a_2 = \frac{k_1}{p_1}$, $a_3 = \frac{2k_2}{p_1}$, $m = \frac{m_u}{2p_1}$

II.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons développé un modèle mathématique pour étudier le comportement vibratoire d'une ligne d'arbre en composite soumis à une excitation de type balourd.

Le système d'équation est obtenu à l'aide de l'application de l'équation de Lagrange. Le système d'équation obtenu du rotor composite est un système d'équation non linéaire nécessitant à une résolution numérique à pas variable.

III

CHAPITRE

*Etude et simulation numérique du
comportement vibratoire d'un arbre en
composite.*

III.1 Introduction

Le Chapitre III a permis d'expliciter les principales approches pour l'analyse numérique d'un système rotor. Nous allons présenter ici une étude numérique sur le comportement dynamique non linéaire d'une ligne arbre en matériaux composite contrôlé par un palier hydrostatique à jeu variable.

Dans cette étude, l'objet principal porte sur l'effet de l'angle d'orientations des plis, la position du disque dans l'arbre et le nombre des plis sur le comportement vibratoire et les forces transmises du rotor en composite. Pour cela, un code de calcul a été développé par le langage de programmation « Matlab/Simulink ». Les résultats obtenus sont présentés dans ce chapitre.

III.2 Etude du comportement dynamique d'un rotor en matériaux composite

Le système des équations différentielles non linéaires du mouvement de rotor en matériaux de composite en régime permanent présenté au Chapitre II :

$$\left. \begin{aligned} \dot{V} - a_1 \Omega W + a_2 V + a_3 (V^3 + VW^2) + c\dot{V} + kV &= md_1 f(x) \Omega^2 \sin \Omega t \\ \dot{W} + a_1 \Omega \dot{V} + a_2 W + a_3 (W^3 + V^2 W) + c\dot{W} + kW &= md_1 f(x) \Omega^2 \cos \Omega t \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.1})$$

III.3 Configuration du rotor

La figure III.1 présente le schéma du modèle étudié comportant un arbre en composite, un disque en acier, deux paliers rigides et un palier hydrostatique à jeu variable.

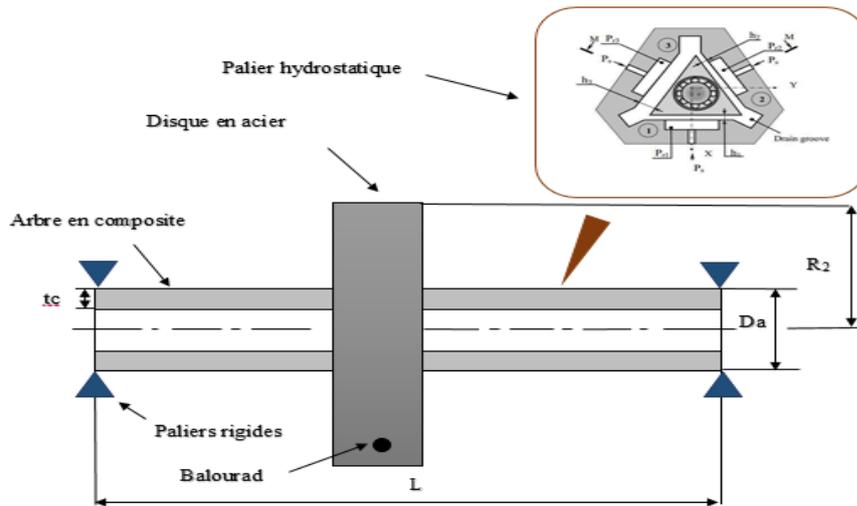


Figure III.1 Schéma du modèle étudié.

- Les propriétés géométriques du rotor sont données comme suit :

Tableau III.1 présente les propriétés géométriques du rotor.

. Diamètre de l'arbre de composite	Da=0.02
. Rayon inférieur du composite	R ₁ =Da/2
. Rayon du disque	R ₂ =0.5
. L'épaisseur des plis	tc=0.003
. Rayon inférieur	R ₀ =R ₁ -tc
. Longueur de l'arbre	L=2.4m
. La masse du disque	MD=122.4731 kg
. La masse du balourad	mb = 0.0005 kg.m

III.3.1. Caractéristiques du rotor

❖ Disque

- Rayon intérieure R₁ = 0.01 m
- Rayon extérieure R₂ = 0.5 m
- Épaisseur H = 0.02 m
- Masse volumique ρ_d = 7800 kg/m³
- Matériau : l'acier
- La masse (MD) et les inerties(I) du disque sont :

$$MD = \pi(R_2^2 - R_1^2) \cdot H \cdot \rho_d = 122.4731 \text{ kg}$$

$$I_{dx} = MD(R_2^2 + R_1^2) / 2$$

$$I_{dy} = MD(3R_1^2 + 3R_2^2 + H^2)$$

$$I_{dz} = I_{dy}$$

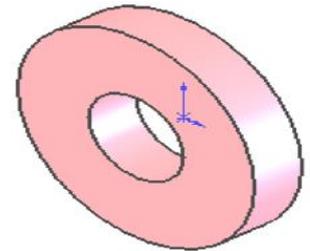


Figure III.2 Le disque [18]

❖ Arbre cylindrique creux en composite

- Longueur L= 2.4 m
- Diamètre extérieur Da = 0.02 m
- Diamètre intérieur D₀ = 2R₀
- Masse volumique ρ_a = 1578 kg/m³
- Matériau : matériau composite

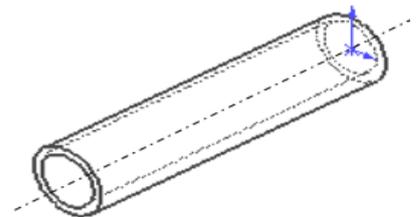


Figure III.3 L'arbre cylindrique creux [18]

❖ Balourd

- La masse mp=0.0005kg.m

III.4 Les caractéristiques du matériau de composite

Tableau III.2 présente les propriétés mécaniques du matériau en composite utilisé pour la simulation.

Caractère	Nomenclature	Valeur
Module de Young	E_1	139GPa
Module de Young	E_2	11GPa
Module de cisaillement	G_{12}	6.05GPa
Coefficient de Poisson	ν_{12}	0.313
La masse volumique du composite	ρ	1578 kg/m ³

III.5 Les caractéristiques de fonctionnement du palier hydrostatique

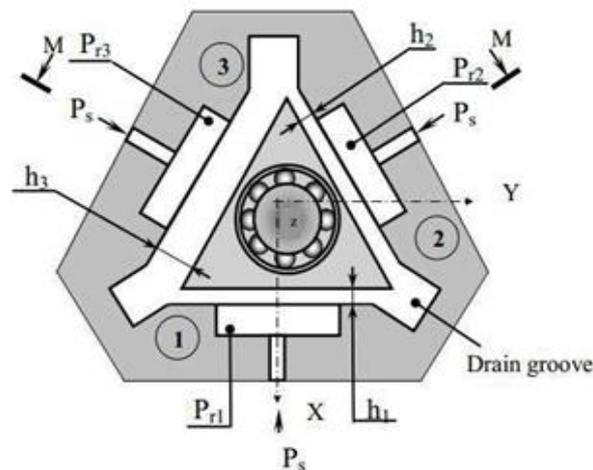


Figure III.4 Représentation de l'ensemble arbre-palier. [18]

Tableau III.3 Caractéristiques de fonctionnement du palier en régime hydrostatique ($P_s=1\text{bar}$, $\mu=0.05$, $S=135\text{E-}05\text{m}^2$). [18]

Rapport de pression β_0	$\bar{K}_{XX} = K_{XX}h_0/(SP_s)$	$\bar{C}_{XX} = C_{XX}h_0^3/(\mu S^2)$	$h_0(\mu\text{m})$
0.45	0.710	0.0599	345
0.50	0.747	0.0600	328
0.58	0.766	0.609	303
0.75	0.710	0.611	255

III.6 Organigramme de calcul

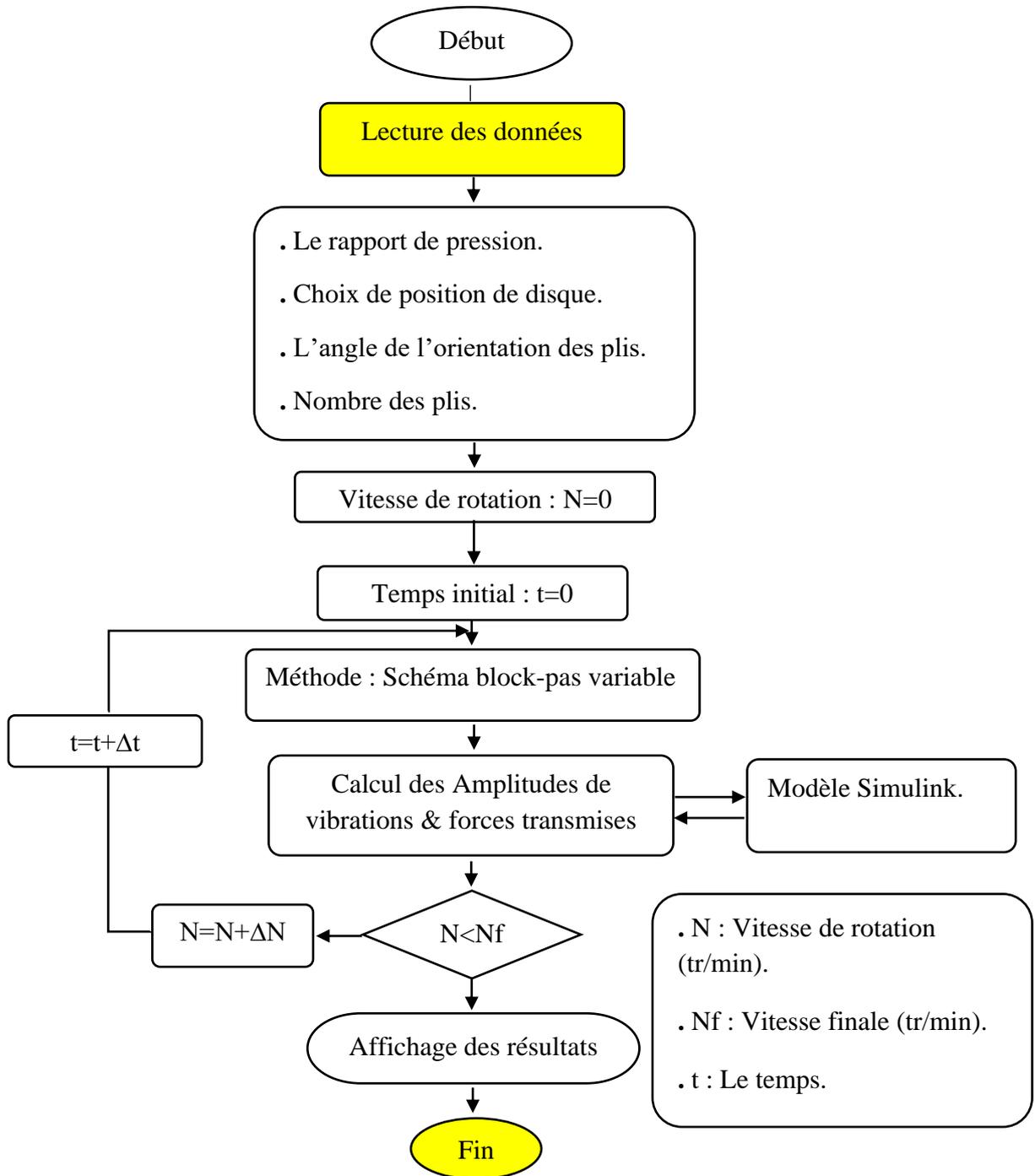


Figure III.5 Organigramme générale de calcul non linéaire d'une ligne d'arbre en composite.

La figure III.6 présente le modèle de Simulink.

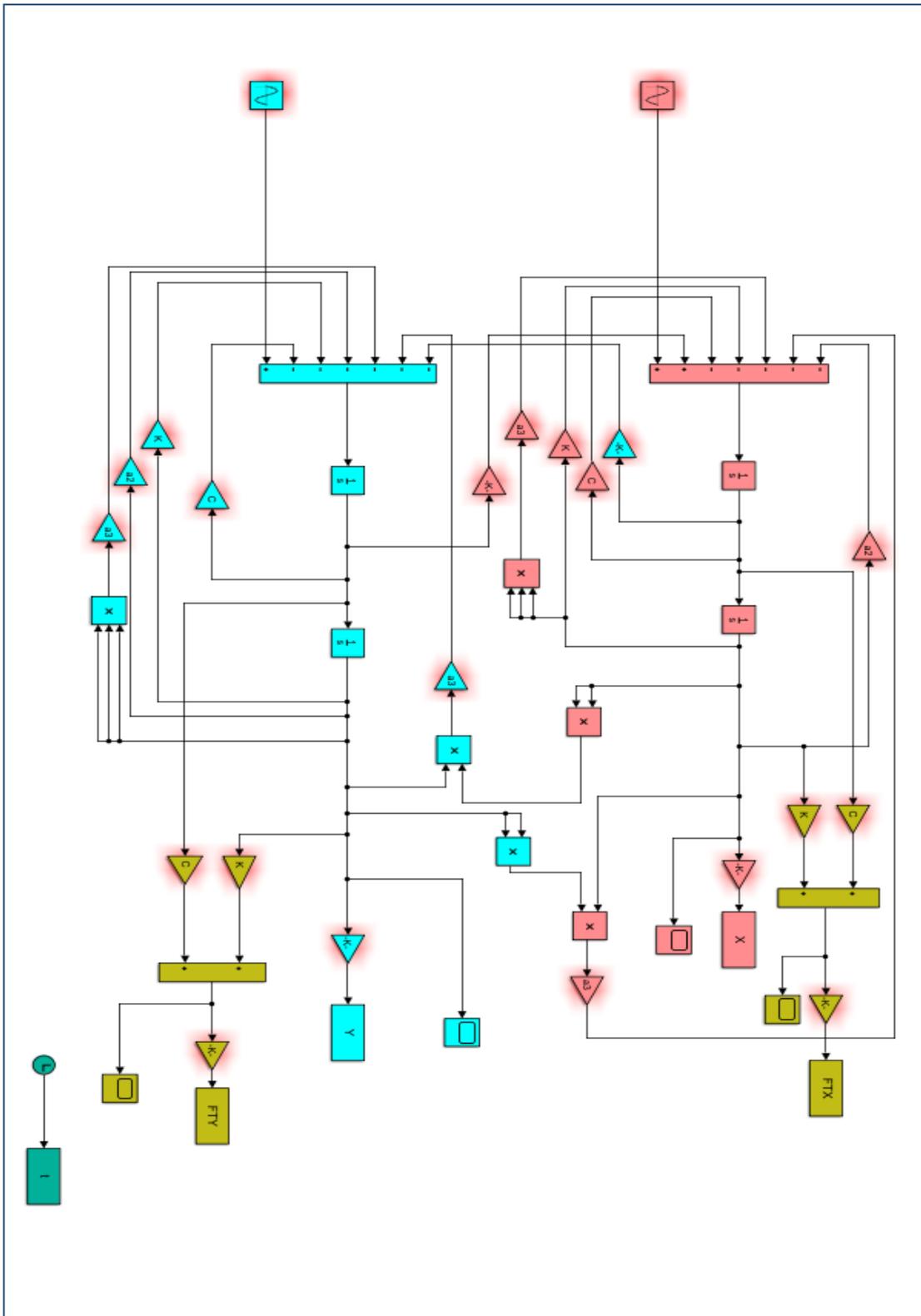
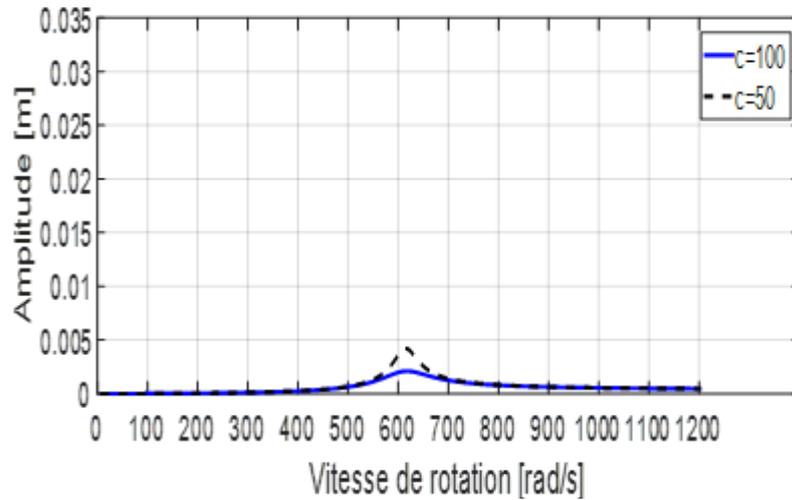


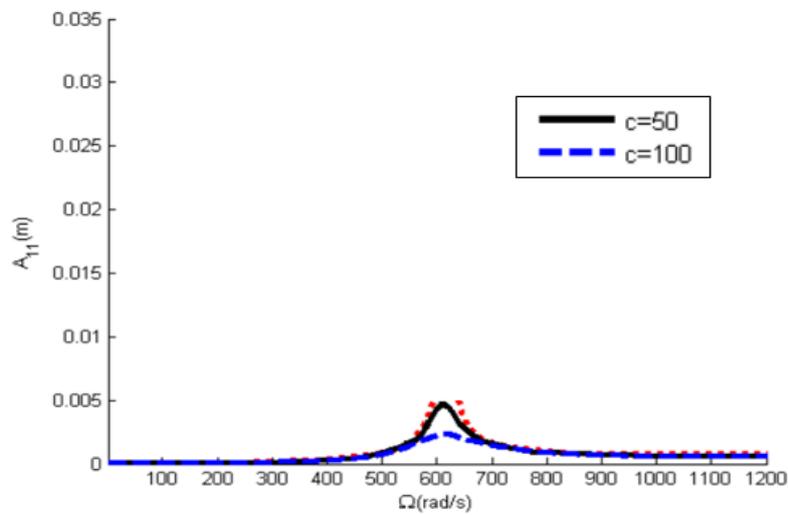
Figure III.6 Modèle de Simulink.

III.7 La validation

Afin de valider le code de calcul développé dans cette recherche, nous nous effectuons une étude comparative entre l'étude présentée dans la référence [43].



Présent l'étude



Reference [43]

Figure III.7 L'influence du coefficient d'amortissement externe en fonction de la vitesse de rotation.

L'influence du coefficient d'amortissement externe en fonction de la vitesse de rotation se résume dans les **Tableaux III.4** et **III.5** ci-dessous.

- L'étude montre une très bonne concordance entre nos résultats et ceux présenté dans le référence [43]. Voire les **tableaux III.5** & **III.6**. L'erreur relative est présentée dans le tableau suivant :
- **Pour C=50 [N.s/m]**

Tableau III.4 Résultat d'erreur relative (pour C=50N.s/m).

	C=50 [N.s/m]			
	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]
Reference [43]	5.97	4.2	6.150	2.85
Présente étude	5.85	4.191	6.150	2.842
Erreur [%]	0.21		0.28	

- **Pour C= 100 [N.s/m]**

Tableau III.7 Résultats d'erreur relative (pour C=100N.s/m).

	C=100 [N.s/m]			
	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]
Reference [43]	5.97	2.2	6.150	1.86
présente étude	5.85	2.109	6.150	1.892
Erreur [%]	4.1		1.7	

Les résultats dans les tableaux **III.6** & **III.7** valide notre code de calculé développé.

III.8 Résultats et interprétation

III.8.1 Etude de l'effet de la position du disque

1^{er} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.45$ et $h_0=345 \times 10^{-6}m=h_1$

Les **figures III.8** et **III.9** illustrent l'évolution de l'amplitude de vibration et des forces transmises en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de position du disque et pour une épaisseur $t_c=0.003mm$, l'angle d'orientations des plis [45 -45] et dont les caractéristiques physiques sont présentées dans le **Tableau III.2**.

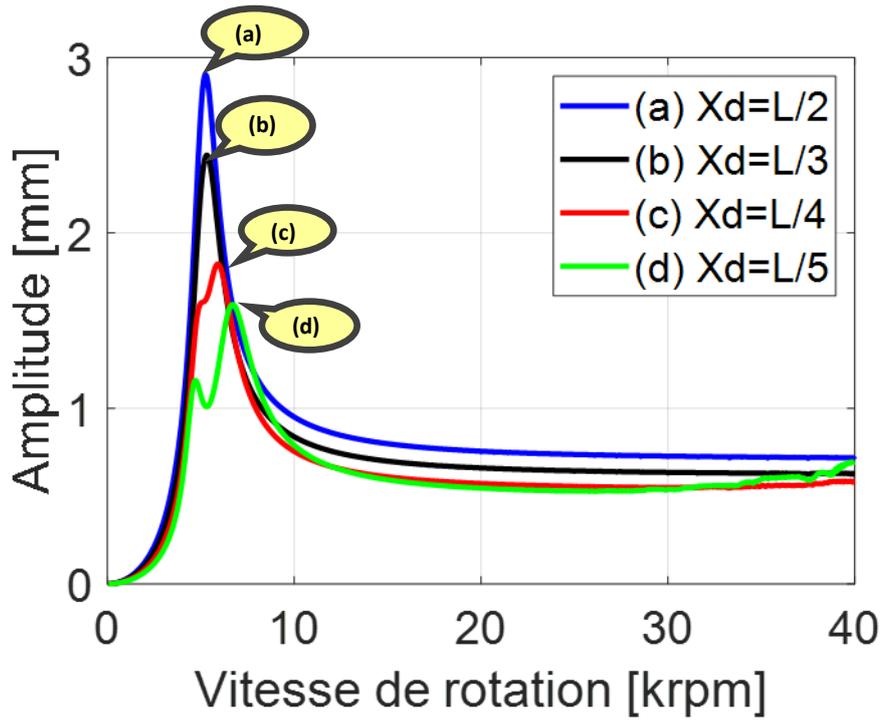


Figure III.8 Effet de la position du disque sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).

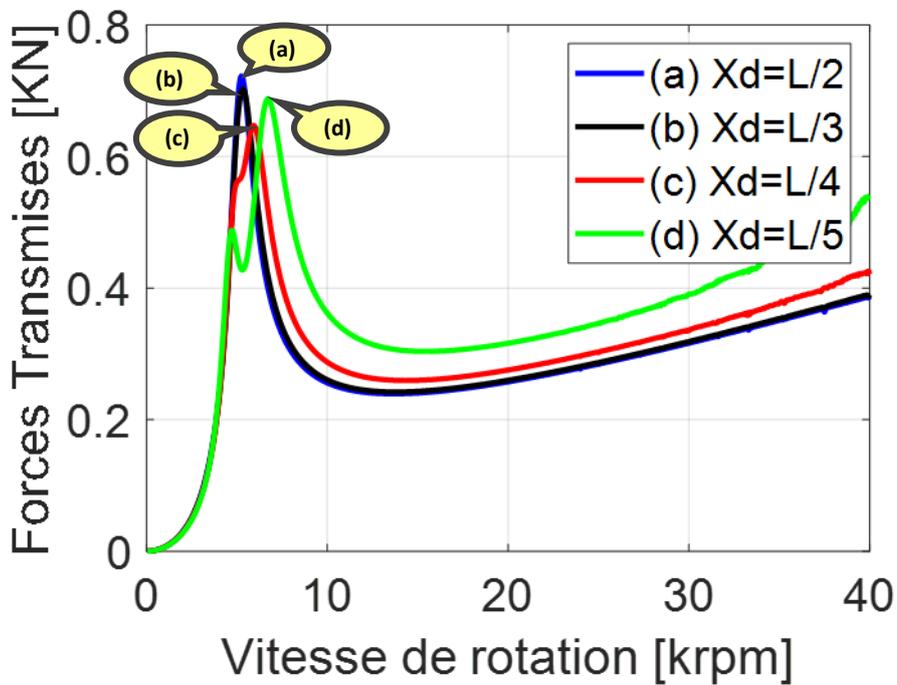


Figure III.9 Effet de la position du disque sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).

2^{ème} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.50$ et $h_0=328 \times 10^{-6} \text{m}=h_2$

L'évolution de l'amplitude de vibration et des forces transmises en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de position du disque et pour un angle d'orientations des plis [45 -45], une épaisseur $t_c=0.003\text{mm}$ est présente dans les figures III.10 et III.11.

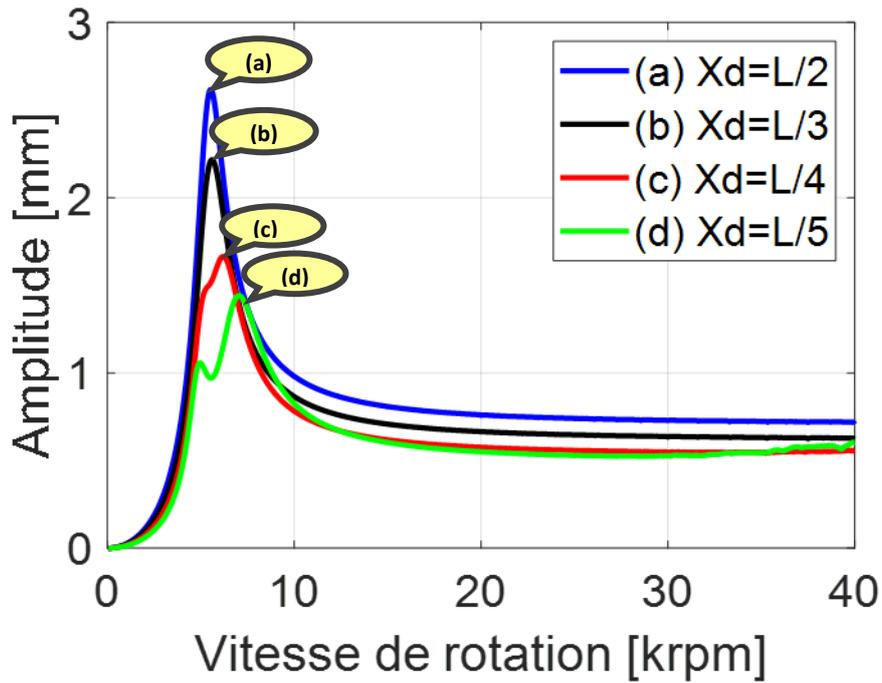


Figure III.10 Effet de la position du disque sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).

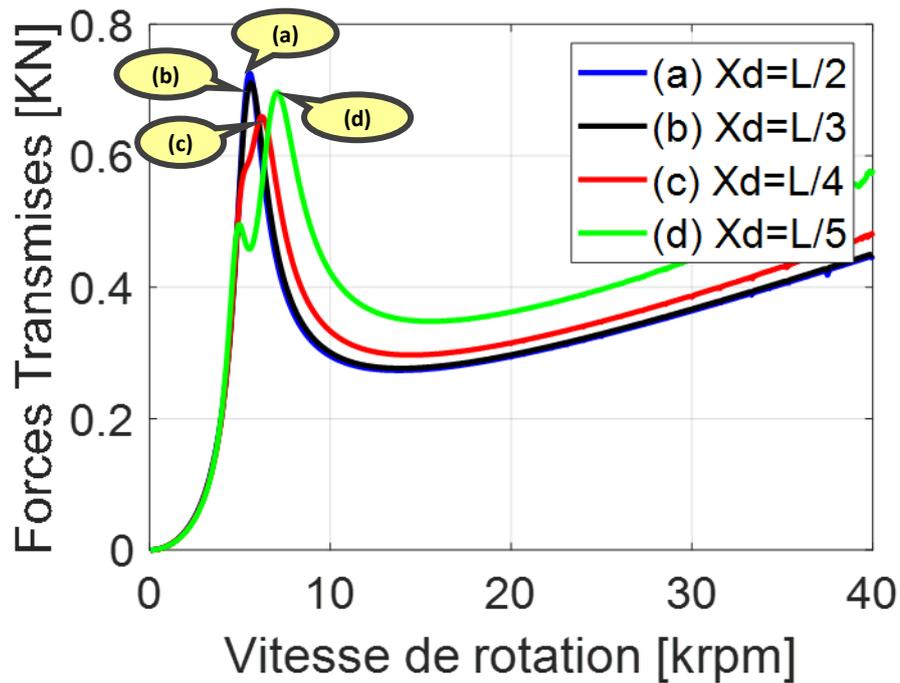


Figure III.11 Effet de la position du disque sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).

3^{ème} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.58$ et $h_0=303 \times 10^{-6} \text{m} = h_3$

Les **figures III.12** et **III.13** montrent l'effet de la position du disque sur le comportement dynamique de rotor en composite et les forces transmises respectivement pour une épaisseur $t_c=0.003 \text{mm}$ et un angle d'orientations des plis [45 -45].

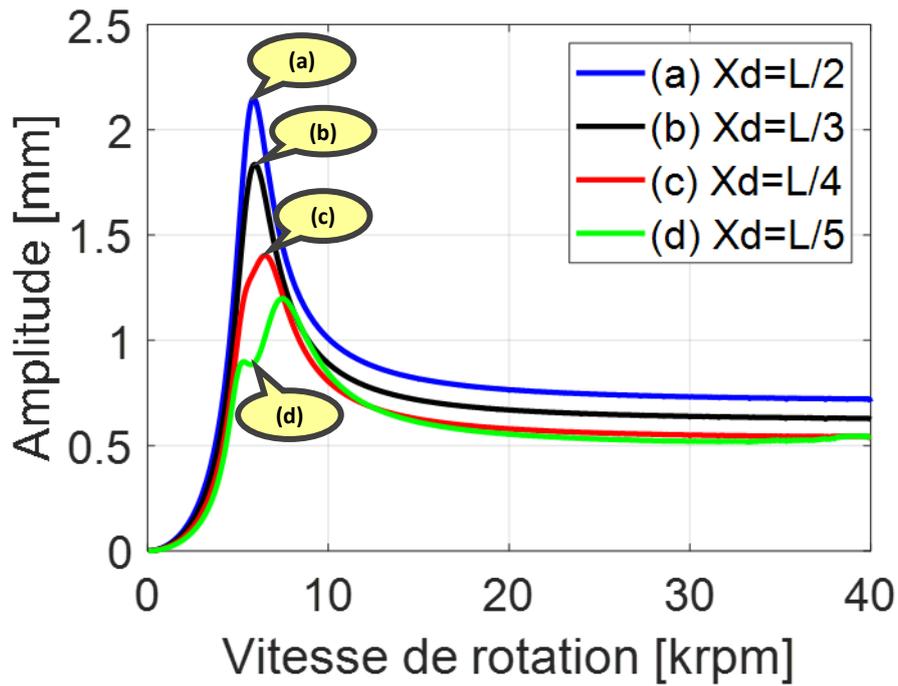


Figure III.12 Effet de la position du disque sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).

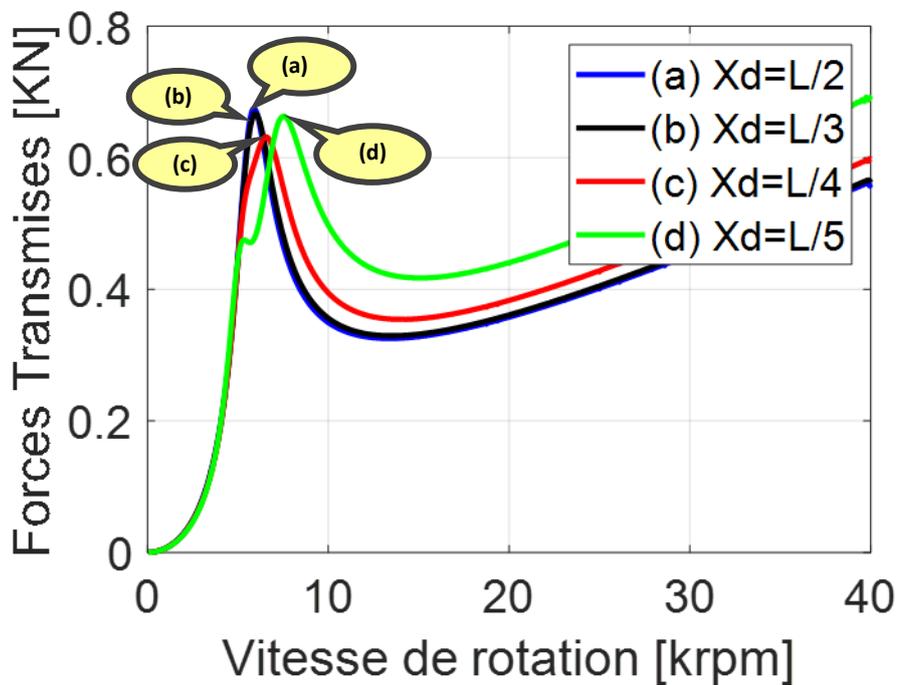


Figure III.13 Effet de la position du disque sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).

4^{ème} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.75$ et $h_0=255 \times 10^{-6} \text{m}=h_4$

Les figures III.14 et III.15 représentent la variation de l'amplitude de vibration et des forces transmises en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de position du disque et pour un angle d'orientations des plis [45 -45] et une épaisseur $t_c=0.003$.

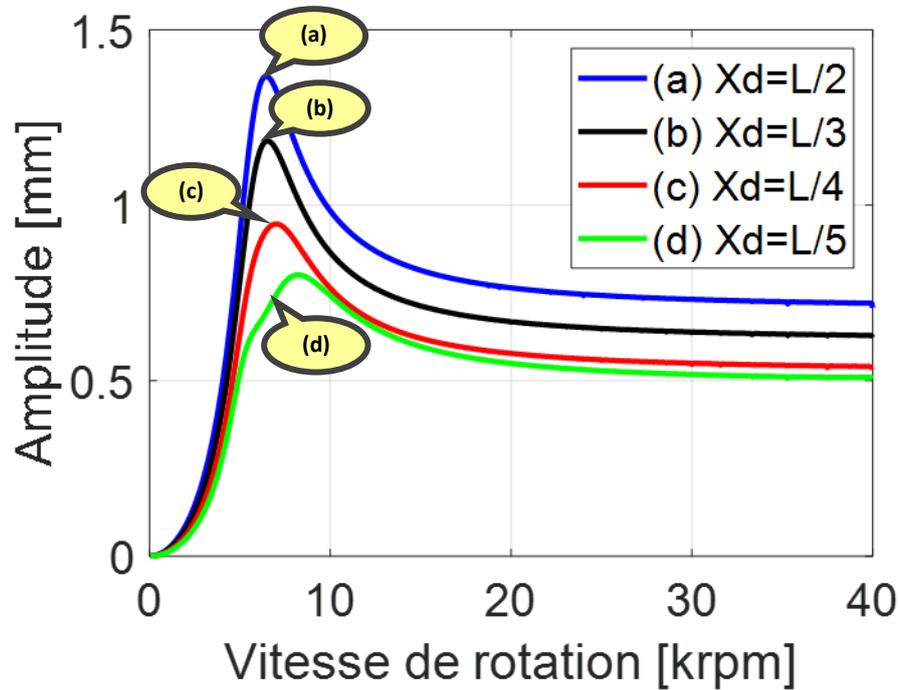


Figure III.14 Effet de la position du disque sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).

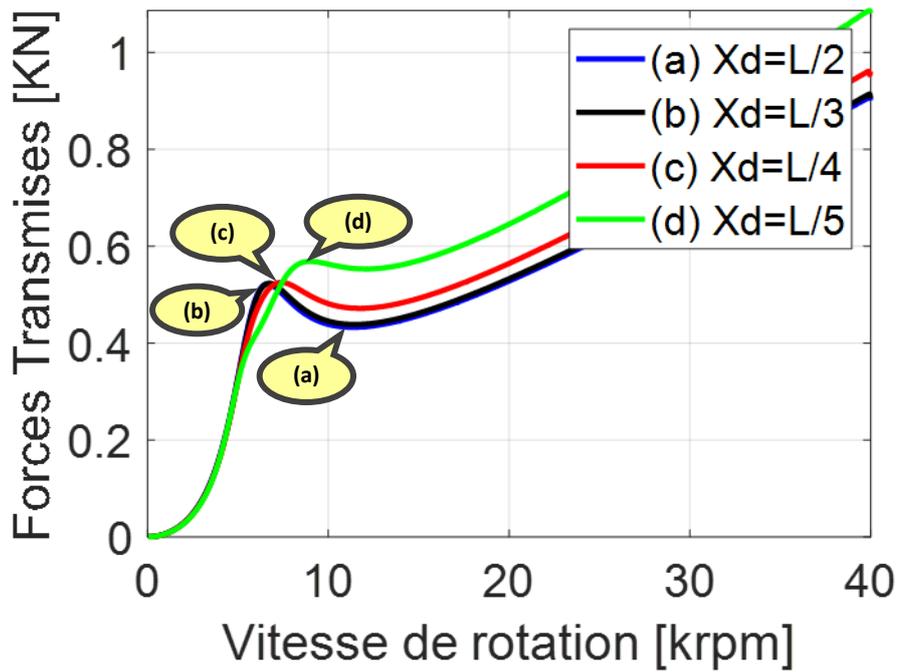


Figure III.15 Effet de la position du disque sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).

- Ces figures montrent que les fréquences critiques diminuent lorsque la position du disque s'éloigne du milieu de l'arbre.

L'effet de la position du disque sur les amplitudes en fonction de la vitesse de rotation se résume dans le **Tableau III.8** ci-dessous.

Tableau III.8 Résultats principaux de simulation de l'effet de la position du disque sur les amplitudes.

	$h_1=345 \times 10^{-6}$		$h_2=328 \times 10^{-6}$		$h_3=303 \times 10^{-6}$		$h_4=255 \times 10^{-6}$	
	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]
$X_d=L/2$	5.25	2.903	5.55	2.617	5.9	2.146	6.45	1.368
$X_d=L/3$	5.3	2.442	5.6	2.217	5.95	1.836	6.5	1.183
$X_d=L/4$	5.9	1.823	6.2	1.665	6.5	1.403	7	0.9466
$X_d=L/5$	6.75	1.591	7.1	1.44	7.45	1.199	8.15	0.8013

L'effet de la position du disque sur les forces transmises en fonction de la vitesse de rotation se résume dans le **Tableau III.9** ci-dessous.

Tableau III.9 Résultats principaux de simulation de l'effet de la position du disque sur les forces transmises.

	$h_1=345 \times 10^{-6}$		$h_2=328 \times 10^{-6}$		$h_3=303 \times 10^{-6}$		$h_4=255 \times 10^{-6}$	
	N[krpm]	Ft[KN]	N[krpm]	Ft[KN]	N[krpm]	Ft[KN]	N[krpm]	Ft[KN]
$X_d=L/2$	5.25	0.7222	5.55	0.7261	5.9	0.6745	6.65	0.523
$X_d=L/3$	5.3	0.702	5.6	0.7109	5.95	0.6668	6.75	0.5234
$X_d=L/4$	5.95	0.647	6.2	0.6596	6.55	0.6316	7.35	0.5251
$X_d=L/5$	6.75	0.6875	7.1	0.6967	7.5	0.6628	9	0.5685

- Ces résultats montrent que les amplitudes de vibrations et les forces transmises diminuent avec la diminution de la valeur de l'épaisseur de film d'huile h .

III.8.2 Etude de l'effet de nombre des plis

Afin d'analyser l'effet de nombre des plis sur le comportement non liniers d'un rotor en composite et les forces transmises pour une épaisseur de plis $t_c=0.003\text{mm}$ et pour une position du disque $X_d=L/2$, une série de simulation a été effectuée.

Les *figures III.16, III.18, III.20* et *III.22* présentant l'effet du nombre des plis sur la réponse vibratoire d'un rotor en composite en fonction de la vitesse de rotation et les *figures III.17, III.19, III.21* et *III.23* représentant l'effet du nombre des plis sur les forces transmises en fonction de la vitesse de rotation. Ces figures montrent que les amplitudes de vibration et les forces transmises ainsi que et les fréquences critiques augmentant avec le nombre des plis. Cela signifie que l'augmentation du nombre des plis augmente la rigidité de rotor ce qui entraîne une diminution de taux d'amortissement.

1^{er} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.45$ et $h_0=345 \times 10^{-6} \text{m}=h_1$

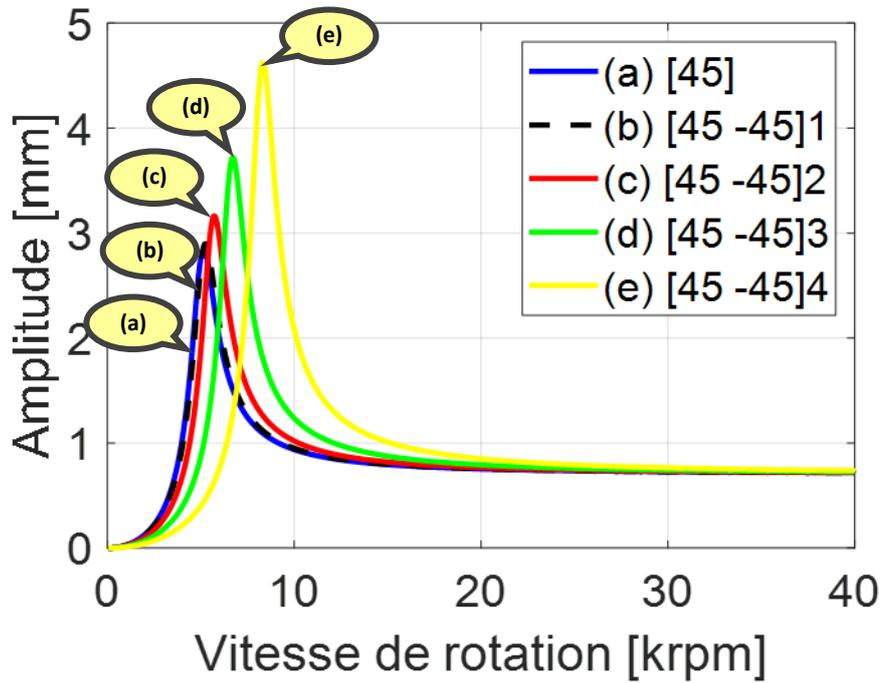


Figure III.16 Effet de nombre des plis sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).

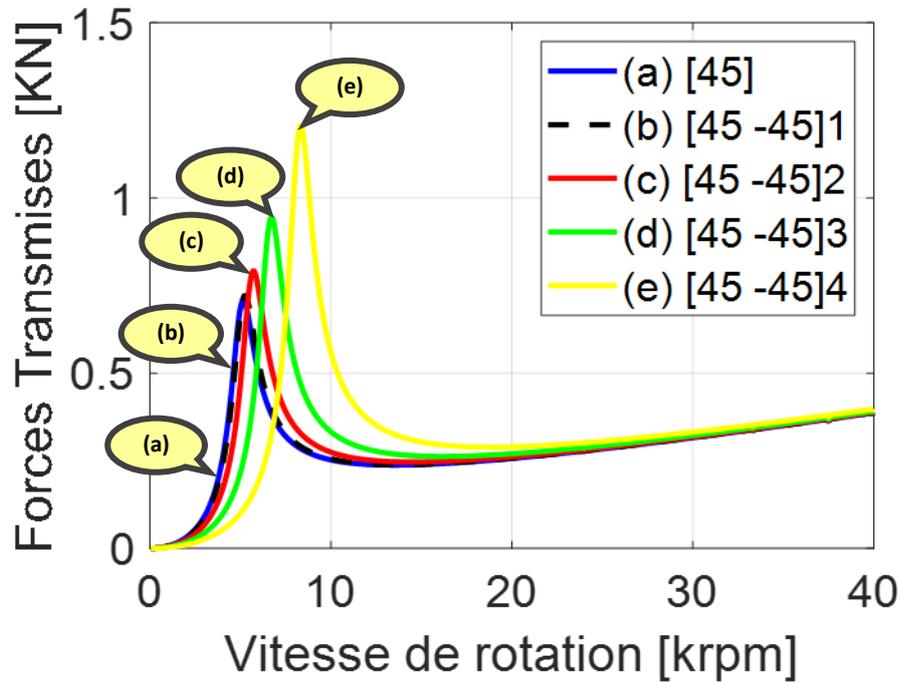


Figure III.17 Effet de nombre de plis sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).

2^{ème} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.50$ et $h_0=328 \times 10^{-6} \text{m}=h_2$

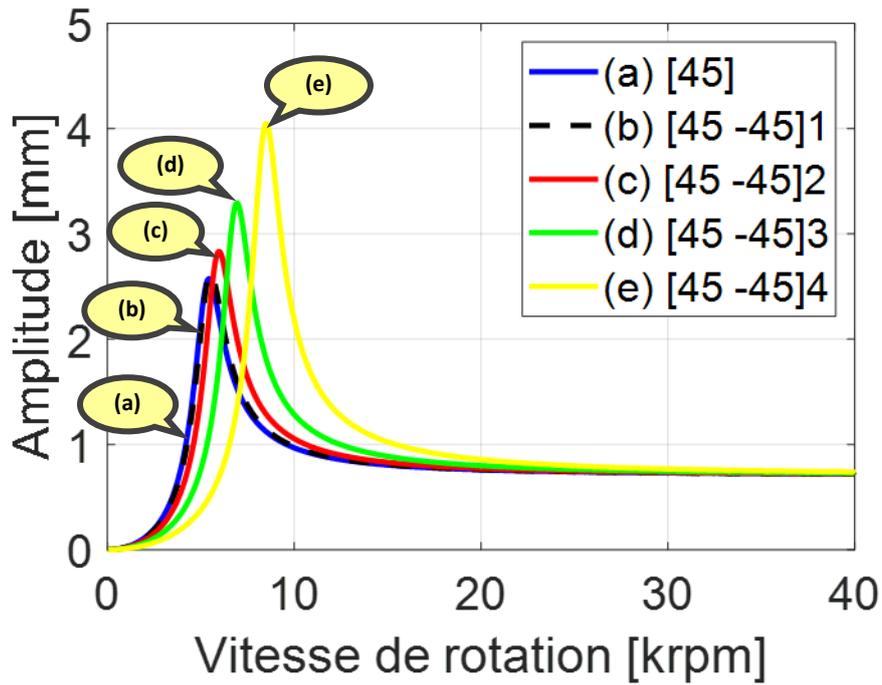


Figure III.18 Effet de nombre des plis sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).

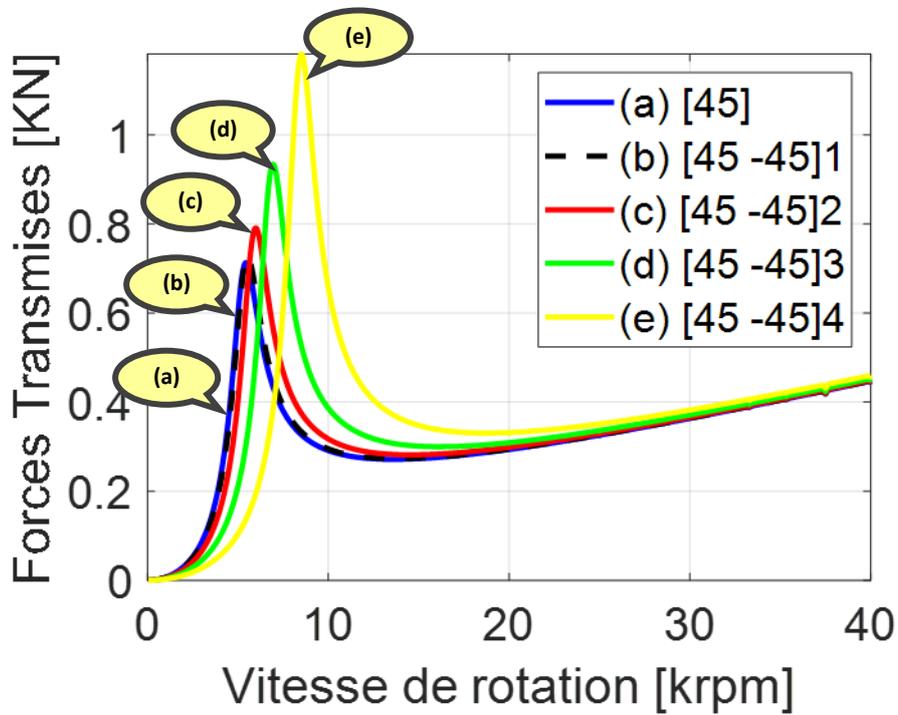


Figure III.19 Effet de nombre de plis sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).

3^{ème} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.58$ et $h_0=303 \times 10^{-6} \text{m}=h_3$

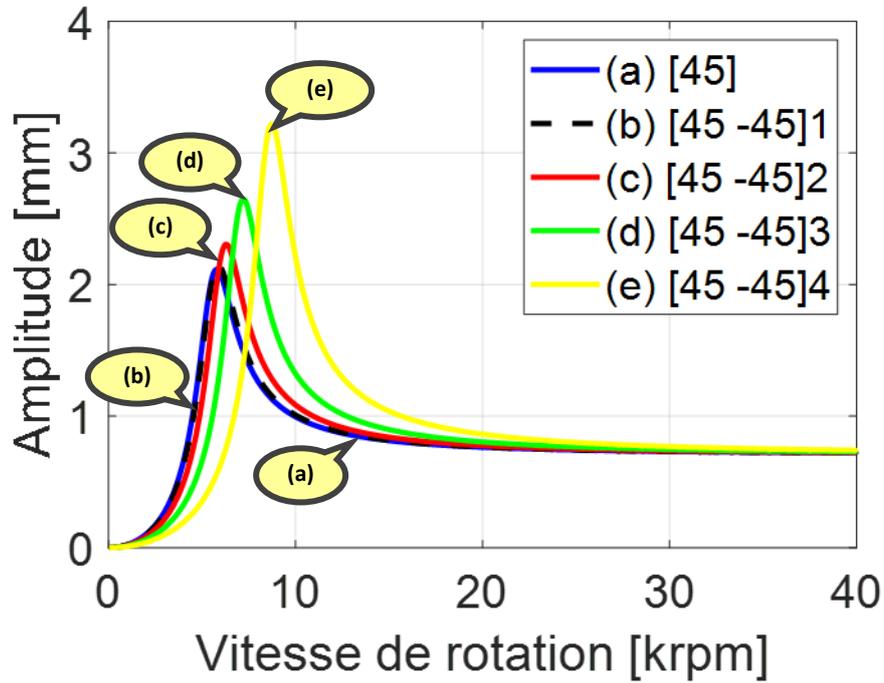


Figure III.20 Effet de nombre des plis sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).

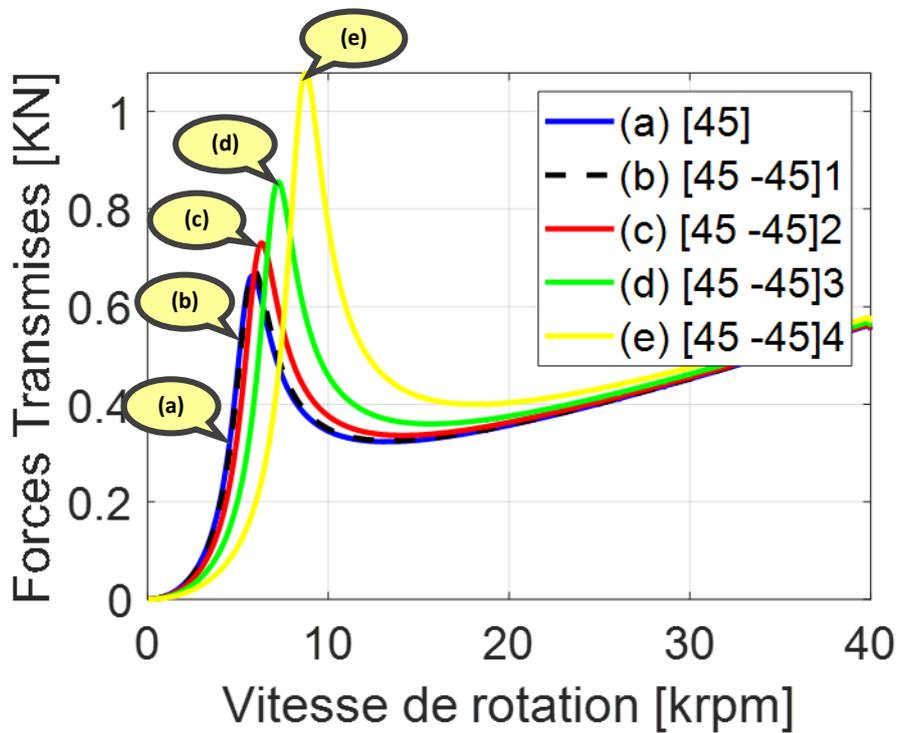


Figure III.21 Effet de nombre de plis sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).

4^{ème} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.75$ et $h_0=255 \times 10^{-6} \text{m}=h_4$

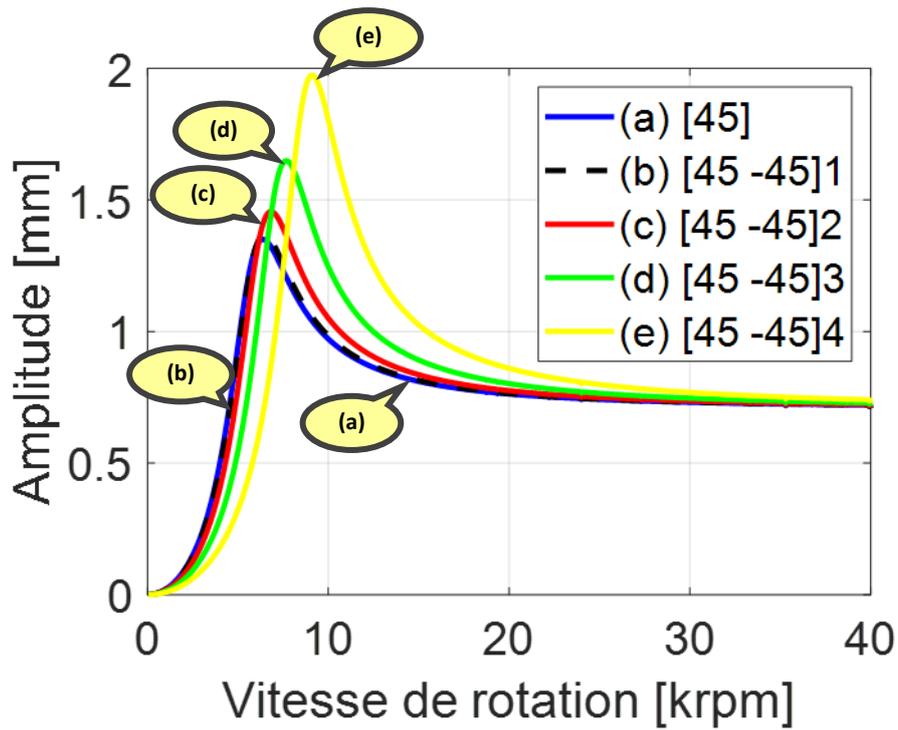


Figure III.22 Effet de nombre des plis sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).

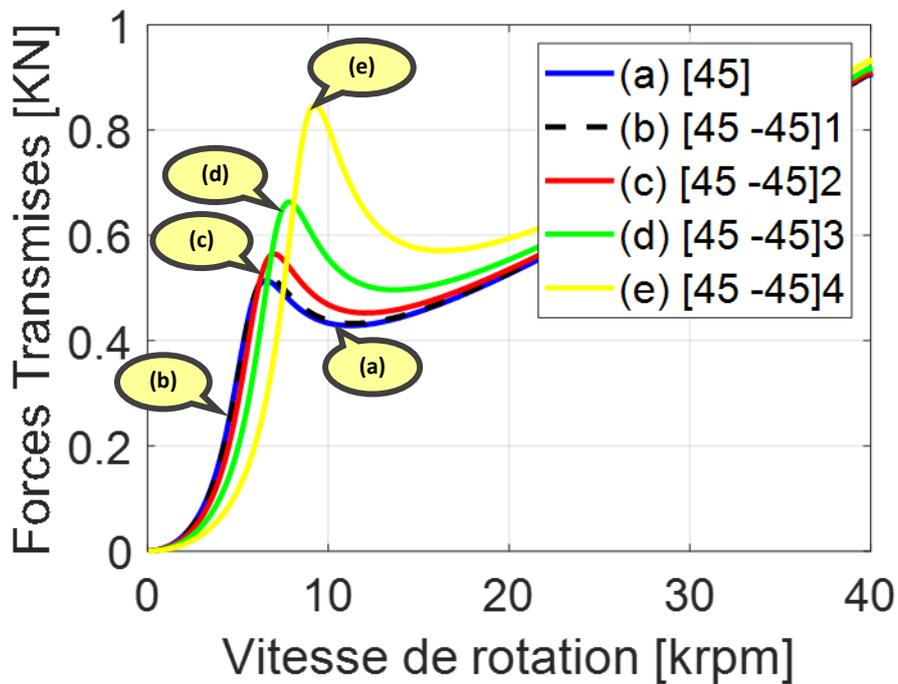


Figure III.23 Effet du nombre de plis sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).

L'effet du nombre des plis sur les amplitudes en fonction de la vitesse de rotation se résume dans le **Tableau III.10** ci-dessous.

Tableau III.10 Résultats principaux de simulation de l'effet du nombre des plis sur les amplitudes.

	$h_1=345 \times 10^{-6}$		$h_2=328 \times 10^{-6}$		$h_3=303 \times 10^{-6}$		$h_4=255 \times 10^{-6}$	
	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]
[45]	5.15	2.849	5.45	2.603	5.75	2.132	6.35	1.35
[45 -45] ₁	5.25	2.903	5.55	2.617	5.85	2.147	6.45	1.368
[45 -45] ₂	5.7	3.164	5.95	2.831	6.3	2.306	6.8	1.455
[45 -45] ₃	6.7	3.722	6.95	3.293	7.2	2.65	7.65	1.649
[45 -45] ₄	8.35	4.622	8.5	4.049	8.75	3.219	9.1	1.974

L'effet du nombre des plis sur les forces transmises en fonction de la vitesse de rotation se résume dans le **Tableau III.11** ci-dessous.

Tableau III.11 Résultats principaux de simulation de l'effet du nombre des plis sur les forces transmises.

	$h_1=345 \times 10^{-6}$		$h_2=328 \times 10^{-6}$		$h_3=303 \times 10^{-6}$		$h_4=255 \times 10^{-6}$	
	N[krpm]	Ft[KN]	N[krpm]	Ft[KN]	N[krpm]	Ft[KN]	N[krpm]	Ft[KN]
[45]	5.15	0.7124	5.45	0.7213	5.75	0.668	6.5	0.5209
[45 -45] ₁	5.25	0.7222	5.55	0.761	5.85	0.674	6.55	0.5215
[45 -45] ₂	5.7	0.7918	5.95	0.7902	6.3	0.7305	7	0.5644
[45 -45] ₃	6.7	0.9447	6.95	0.9341	7.2	0.8559	7.8	0.6629
[45 -45] ₄	8.35	1.206	8.5	1,182	8.75	1.079	9.25	0.8471

- Ces résultats montrent que les amplitudes de vibrations et les forces transmises diminuent avec l'augmentation de la valeur de jeu variable.

III.8.3 Etude de l'effet de l'angle de l'orientation des fibres

Dans cette partie, nous allons présenter une série de simulation sur l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur le comportement dynamique et les forces transmises d'un arbre en composite. Pour cela, une série de simulation est effectuée pour une épaisseur des plis constante $t_c = 0.003\text{mm}$ et pour une position du disque $X_d = L/2$.

Les **figures III.24, III.26, III.28 et III.30** montrent l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les amplitudes de vibration et les **figures III.25, III.27, III.29 et III.31** illustrent l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les forces transmises. Ces figures montrent que les amplitudes des vibrations et les forces transmises augmentent lorsque l'angle de l'orientation des fibres diminue. Cette diminution entraîne une augmentation de rigidité, ce qui traduit pour une augmentation des fréquences critiques.

1^{er} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.45$ et $h_0=345 \times 10^{-6} \text{m}=h_1$

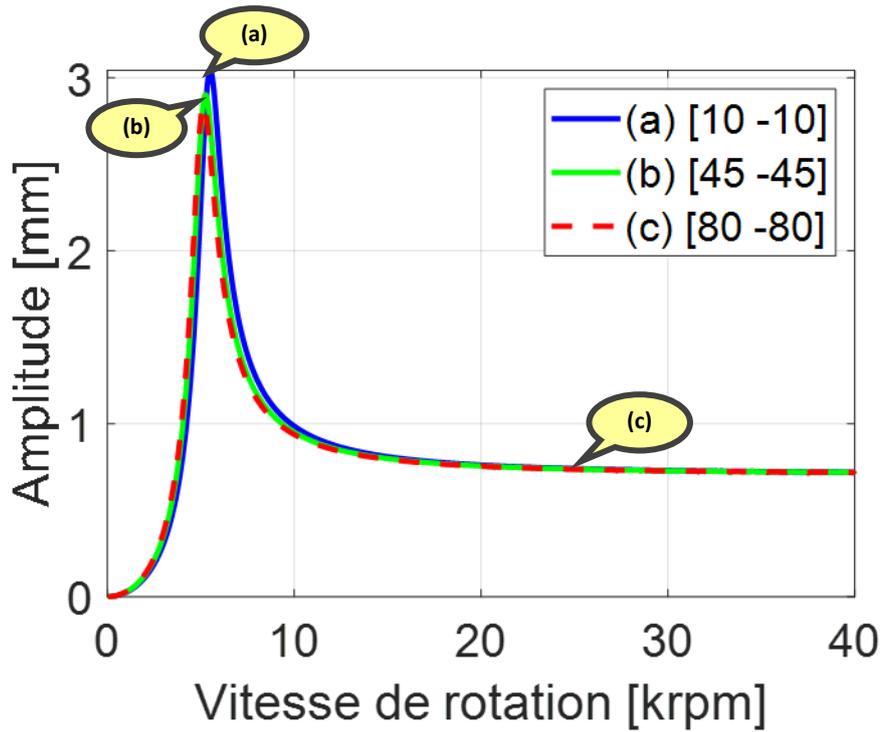


Figure III.24 Effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).

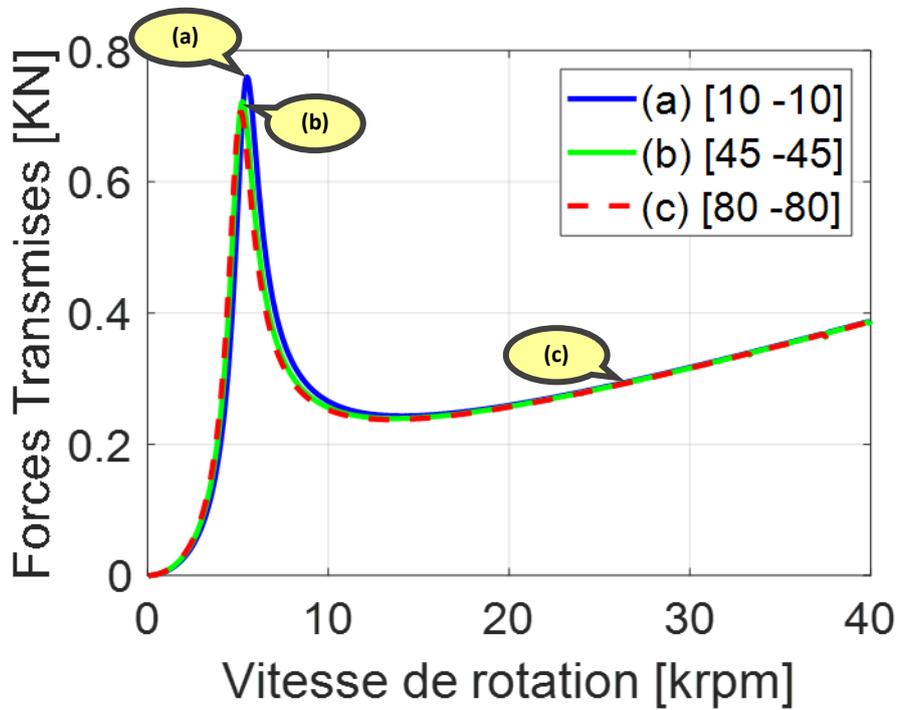


Figure III.25 Effet l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.45$).

2^{ème} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.50$ et $h_0=328 \times 10^{-6} \text{m}=h_2$

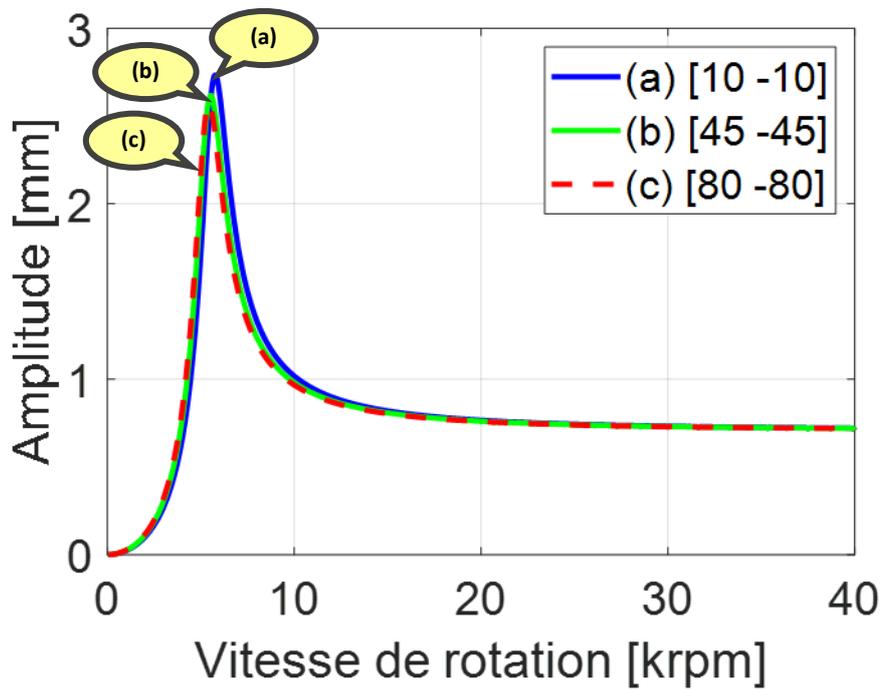


Figure III.26 Effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).

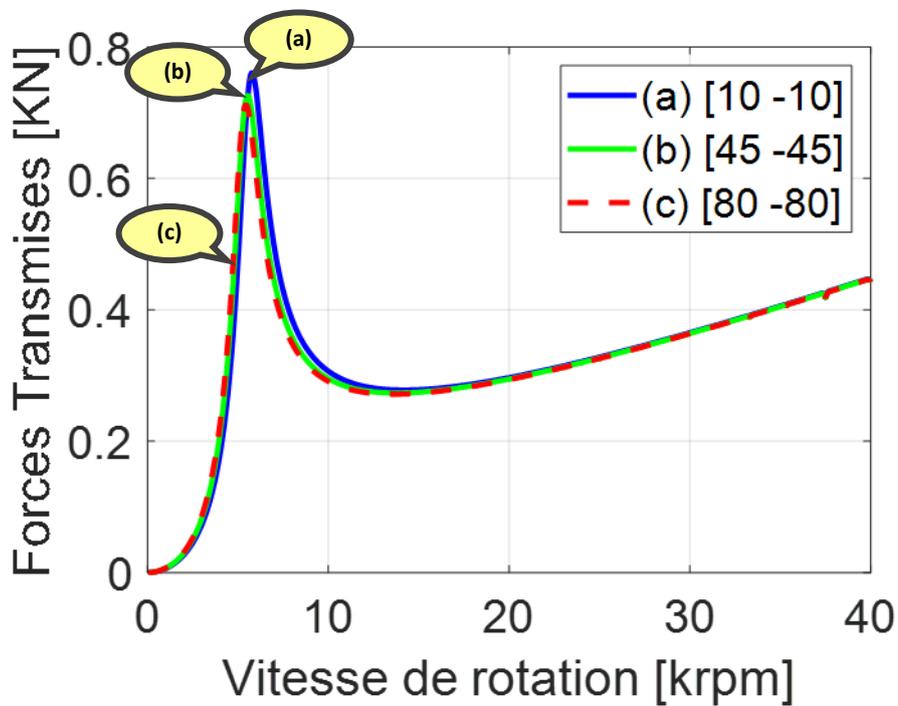


Figure III.27 Effet l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.50$).

3^{ème} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.58$ et $h_0=303\times 10^{-6}m=h_3$

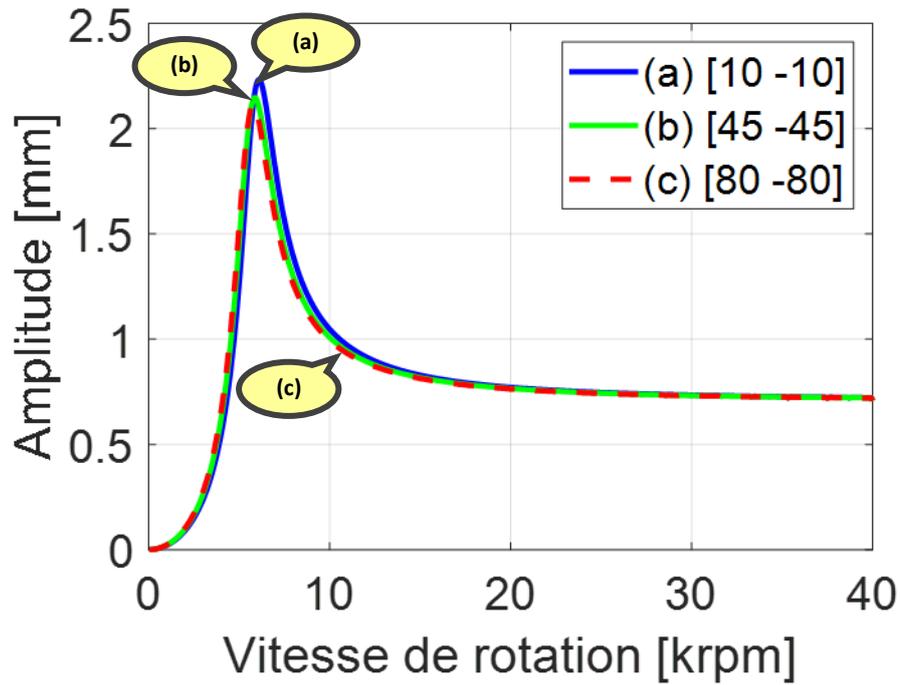


Figure III.28 Effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).

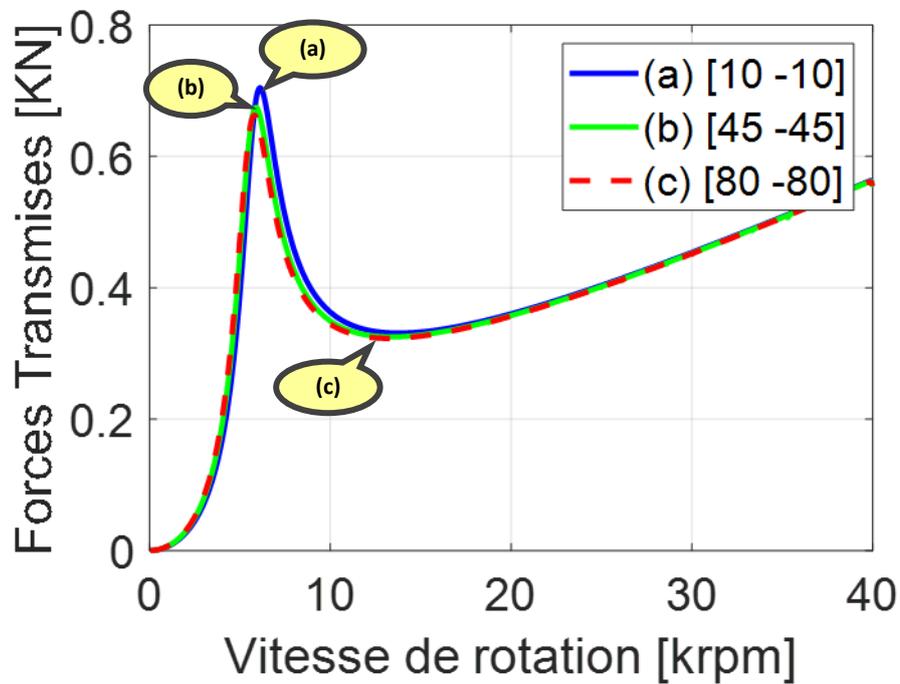


Figure III.29 Effet l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.58$).

4^{ème} cas : le rapport de pression $\beta_0=0.75$ et $h_0=255 \times 10^{-6} \text{m}=h_4$

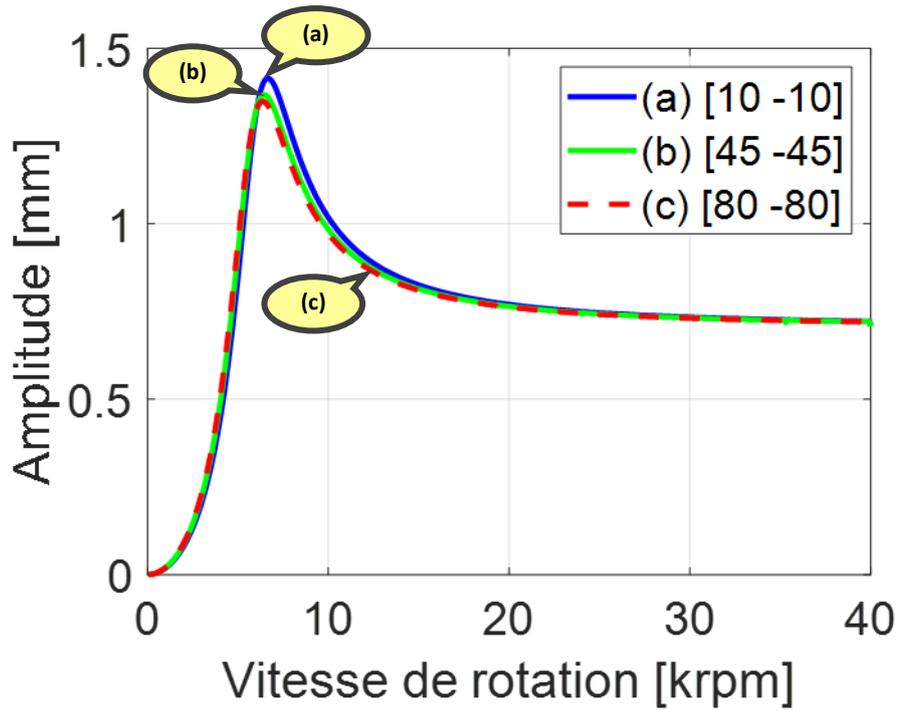


Figure III.30 Effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).

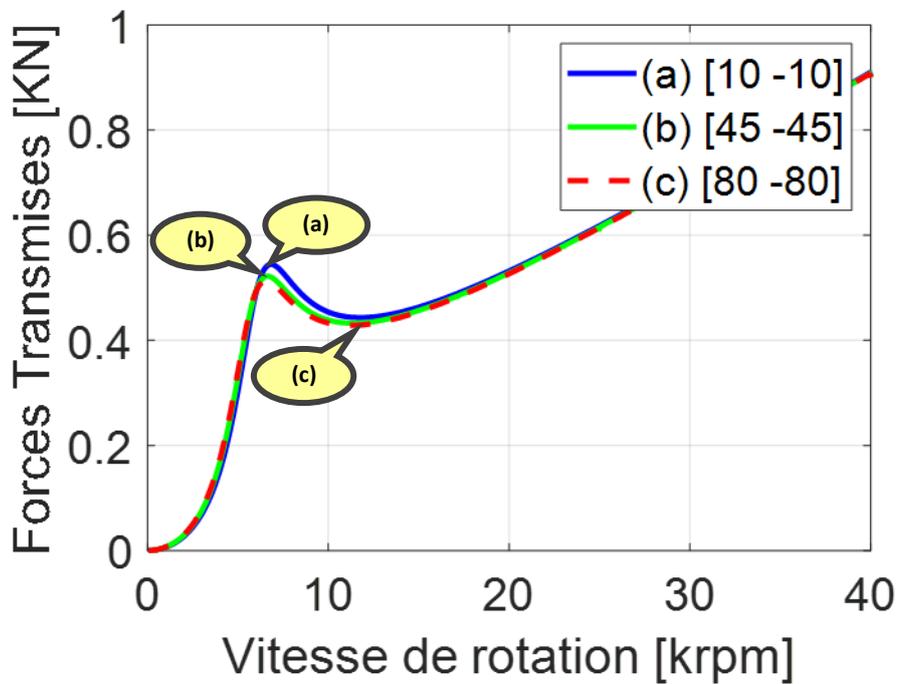


Figure III.31 Effet l'effet de l'angle de l'orientation des fibres sur les forces transmises en fonction des vitesses de rotation (pour $\beta_0=0.75$).

L'effet de l'angle d'orientation des fibres sur les amplitudes en fonction de la vitesse de rotation se résume dans le **Tableau III.12** ci-dessous.

Tableau III.12 Résultats principaux de simulation de l'effet de l'angle d'orientation des fibres.

	$h_1=345 \times 10^{-6}$		$h_2=328 \times 10^{-6}$		$h_3=303 \times 10^{-6}$		$h_4=255 \times 10^{-6}$	
	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]	N[krpm]	A[mm]
[10 -10]	5.5	3.044	5.75	2.732	6.1	2.232	6.65	1.415
[45 -45]	5.25	2.903	5.55	2.617	5.85	2.147	6.45	1.368
[80 -80]	5.15	2.846	5.45	2.571	5.8	2.113	6.35	1.349

L'effet de l'angle d'orientation des fibres sur les forces transmises en fonction de la vitesse de rotation se résume dans le **Tableau III.13** ci-dessous.

Tableau III.13 Résultats principaux de simulation de l'effet de l'angle d'orientation des fibres sur les forces transmises.

	$h_1=345 \times 10^{-6}$		$h_2=328 \times 10^{-6}$		$h_3=303 \times 10^{-6}$		$h_4=255 \times 10^{-6}$	
	N[krpm]	Ft[KN]	N[krpm]	Ft[KN]	N[krpm]	Ft[KN]	N[krpm]	Ft[KN]
[10 -10]	5.5	0.7597	5.8	0.7605	6.1	0.7043	6.8	0.5444
[45 -45]	5.25	0.7222	5.55	0.7261	5.9	0.6745	6.6	0.5219
[80 -80]	5.15	0.7071	5.45	0.7123	5.8	0.6626	6.55	0.5131

- Ces résultats montrent que les amplitudes de vibrations et les forces transmises diminuent avec la diminution de la valeur du rapport de pression β_0 .

III.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude numérique sur le comportement dynamique non linéaire d'une ligne arbre en matériaux composite contrôlé par un palier hydrostatique à jeu variable. L'objet principal porte sur l'effet de l'angle d'orientations des plis, la position du disque dans l'arbre et le nombre des plis sur le comportement vibratoire et les forces transmises du rotor en composite.

Les résultats obtenus mettent en évidence l'effet de choix du matériau de composite sur le comportement vibratoire de l'arbre tournant.



CONCLUSION GENERALE

L'objectif principale de ce travail consiste à étudier le comportement vibratoire d'un arbre flexible en matériaux composites supporté par deux paliers rigide et contrôlé par un palier hydrostatique à jeu variable soumis à des excitations de type balourd.

Les résultants numériques que nous avons obtenus montrent que :

- **Effet position du disque et l'épaisseur de film d'huile.**
 - a) A la résonance et à la zone flexible des amplitudes et les forces transmises avec l'épaisseur de film d'huile diminue.
 - b) Lorsque, la position de disque s'approche au milieu de l'arbre les amplitudes de vibration et les forces transmises augmentent.
- **Effet de nombre de plis et l'épaisseur de film d'huile.**
 - a) Lorsque le rotor est rigide c'est-à-dire lorsque la fréquence de rotation est inférieure à la fréquence naturelle, les résultats montrent qu'il est vivement recommandé d'utiliser des multi-couches.
 - b) Cependant, Lorsque le rotor est considéré comme flexible ($\omega > 2.5 \omega_n$), les résultats montrent qu'il faut utiliser une monocouche pour réduire la rigidité de l'arbre en composite.
- **Effet de l'angle d'orientation des fibres et l'épaisseur de film d'huile.**

Les amplitudes des vibrations et les forces transmises augmentent lorsque l'angle de l'orientation des fibres diminue. Cette diminution entraîne une augmentation de rigidité, ce qui traduit pour une augmentation des fréquences critiques.



REFERENCE

1

Reference

- [1] H.Perez,les origines de la dynamique du rotor. Publié le : 13 Octobre 2016 .disponible sur : <https://blog.softinway.com>
- [2] Équipe et contributeurs de TMI,Vibration : Le pouls des machines tournantes. Publié le : 1er février 2011. <https://www.turbomachinerymag.com/view/vibration-the-pulse-of-rotating-machinery>
- [3] W.J.M. Rankine, Sur la force centrifuge des arbres en rotation, The Engineer, avril 1869
- [4] H.H.effcott, "La vibration latérale des arbres chargés dans le voisinage d'une vitesse de tourbillon - L'effet du manque d'équilibre", Phil. Mag , 1919
- [5] Yamato, T., "Sur les vitesses critiques d'un arbre", Mémoires de la Faculté d'ingénierie, Université de Nagoya, 6, n° 2, pp. 106-174, 1954
- [6] Anh Dung NGÔ – Daniel Poirier. Coures ETS, Matériaux composites SYS-857.Universite de Quebe.2004.
- [7] Brahmi, H., Etude du comportement vibratoire et simulation numérique des charges dynamiques d'un rotor flexible. 2010, Boumerdès
- [8] JENNY M., Machines à fluides – turbomachines, Mines Nancy, 2014.
- [9] Krueger. Tecncal Builtin. Archivé le 12 juillet 2017 sur le site : wayback machine.
- [10] Jean-Marie Berthelot. Matériaux composites: comportement mécanique et analyse des structures. Sous la dir. de Lavoisier Éditions Tec & Doc. 5e édition. 2012
- [11] Francois Bert .«lin fibre, culture et transformation ». (entreprise Arvalis)
- [12] Jérémie AUCHER «Etude comparative du comportement de composites à matrice thermoplastique ou thermodurcissable».phd, Institut National des Sciences Appliquées de Rouen,2009.
- [13] «Glossaire des matériaux composites» - carma –Actualisation octobre 2006.
- [14] Laurent Gorne .«Généralités sur les matériaux composites », 'Ecole d'ingénieur. 2008.
- [15] A. Guesmi .« Caractérisation d'un matériau composite stratifié à fibres de verre mat et tresse en flexion trois points statique » memoire de fin d'étude en vue de l'obtention du diplôme de : MASTER En Génie Mécanique. UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA.2016

- [16] Rui Pedro Carreira, 'magazine de sport' DECATHLON « Les matériaux composites dans l'industrie des sports et loisirs ». congrès RFIS.juin 2005
- [17] A.Boukhalfa, Comportement des arbres tournants en matériaux composites. thèse de Doctorat : Université Abou Belkaid –Telmcen.2008-2009.
- [18] M.HAMMOU. Etude linéaire et non-linéaire d'une ligne d'arbre flexible montée dans un palier hydrostatique pour contrôler les vibrations de rotors, thèse de Doctorat : Université Ibn-Khaldoun-Tiaret; 2019-2020.
- [19] A. Bouzidane, « Conception d'un palier hydrostatique intelligent pour contrôler les vibrations de rotors », phd, École de technologie supérieure, Montréal, 2007.
- [20] K. Diop. *Estimation de la fiabilité d'un palier fluide. Autre. thèse de Doctorat : Université d'Angers, 2015.*
- [21] S.BELGACEM. Etude du comportement vibratoire non-linéaire d'une ligne d'arbre montée sur paliers hydrostatiques lubrifiés par nanofluides, thèse de Doctorat : Université Ibn-Khaldoun-Tiaret;2018-2019
- [22] Ph.Bergmann, F.Grün .Modélisation de l'usure des paliers, October 2016.Conference: COMSOL Munich.
- [23] Michel MORET, Pascal GUAY, Roulements - Les différents types et montages, Technique de l'ingénieur, BM 5 370.
- [24] Juvinall, Robert C., and Kurt M. Marshek. Fundamentals of machine component design. Vol. 83. New York: John Wiley & Sons, 2006.
- [25] Palier à roulement. Dessin Patrick Taëron - Archives Larousse
- [26] Jean-Paul YONNET, Paliers et butées magnétiques passifs, Technique de l'ingénieur, D 3 568, 2002.
- [27] Bleuler, Hannes, et al. Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery. Eds. Gerhard Schweitzer, and Eric H. Maslen. Springer Science & Business Media, 2009.
- [28] W.Zhang ,H.Zhu. Paliers magnétiques radiaux, Résultats en physique .Volume 7, 2017, pages 3756-3766.
- [29] M.BENADDA. Conception d'un palier fluide intelligent à patins hydrostatiques contrôlés par des valves électro- rhéologiques pour contrôler les vibrations de rotors. thèse de Doctorat : Université Ibn-Khaldoun-Tiaret;2019
- [30] G. K. Yamamoto, C. da Costa, et J. S. da Silva Sousa, « A smart experimental setup for vibration measurement and imbalance fault detection in rotating machinery », *Case Stud. Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 4, p. 8-18, déc. 2016

- [31] B. Ertas, V. Cerny, J. Kim, et V. Polreich, « Stabilizing a 46 MW Multistage Utility Steam Turbine Using Integral Squeeze Film Bearing Support Dampers », *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 137, n° 052506, mai 2015.
- [32] N. Rizet, « Contrôle actif de vibrations utilisant des matériaux piézo électriques », These de doctorat, Lyon, INSA, 1999.
- [33] S. M. Group, « Advances in Magnetic Bearings », 1 juin 2010.
- [34] R.O.Harianala. SIMULATION SUR MATLAB D'UN SYSTEME D'ASSERVISSEMENT DE VITESSE D'UNE MACHINE A COURANT CONTINU UNIVERSITE D'ANTANANARIVO. 2017-2018
- [35] <https://www.isnt.org.in/what-is-graphite-epoxy.html>.
- [36] H. Suherman*, Y.Mahyoedin, E. Septe et .Rizade, Propriétés des composites graphite/époxy : la conductivité dans le plan, la résistance à la traction et la dureté Shore. Universitas Bung Hatta. *AIMS Materials Science*, 6(2): 165–173.-2019
- [37] *Graphite Advantages .Mersen USA Disponible au <https://www.edm.mersen.com/graphite-advantages>.*
- [38] *R.Rangan. Prédire la stabilité des systèmes de rotor avec le logiciel COMSOL®. blog COMSOL 2018.*
- [39] LALANNE Michel, FERRARIS Guy, « Dynamique des rotors en flexion », *Technique de l'ingénieur*, BM 5 110.
- [40] M. Zaki DAKEL. STABILITE ET DYNAMIQUE NON LINEAIRE DE ROTORS EMBARQUES. thèse de Doctorat : l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.2014.
- [41] *Z.Chunjin1,R.Yongsheng1, J. Shujuan. Recherche sur le comportement des vibrations latérales non linéaires des composites Système de rotor à disque d'arbre. Trans Tech Publications, Switzerland.2018*
- [42] J.M. Berthelot, *Matériaux Composites, Comportement Mécanique et Analyse des Structures*, Masson, Paris, Deuxième édition, 1996.
- [43] J. R. Vinson, R. L. Sierakowski, *Le comportement des structures composées de matériaux composites*, Kluwer Academic Publishers, 2008.
- [44] S. A. A. Hosseini, S. E. Khadem, *Analyse des vibrations libres d'un arbre tournant avec des nonlinéarités de courbure et d'inertie*, *Mech. Mach. Theory*, 2009.
- [45] Y. S. Ren, X. [36]Q. Zhang, Q. Y. Dai, *Vibration de flexion non linéaire d'un arbre à paroi mince composite rotatif déséquilibré*, *J. Vibr. Shock*, 2015.

Reference

[46] M. Y. Chang, J. Chen, C. Chang, Un simple modèle d'arbre composite laminé tournant, Int. J.Sol. Struct. 2004.