الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة الشهيد الشيخ العربي التبسي - تبسة

Faculté : Sciences de la Technologie
Département : Génie Mécanique

Mémoire

Présentée pour obtenir le diplôme de

Master

Spécialité : Construction mécanique

Filière : Génie mécanique

Analyse théorique et par éléments finis d'un accouplement PERIFLEX

Présenté par :

SOUALMIA Oumaima

Mémoire soutenue le 04 / 06 / 2026 devant le jury composé de

Président :	BELGHALEM Hadj	Pr
Encadreur :	HADJAB Abdelhakim	MCB
Examinateur :	YOUNES Ramdane	Pr

Année universitaire :2025/2026

Dédicace

À mes très chers parents,

Qui m'ont inculqué les valeurs du travail, de la persévérance et de l'intégrité,

et dont le soutien inébranlable a été ma plus grande force tout au long de ce parcours.

À mon frère et ma sœur,

Compagnons de vie dont la présence et la bienveillance m'ont été infiniment précieuses.

À mon encadreur, Dr. Hadjab Abdelhakim,

Pour sa guidance éclairée et son engagement sans faille dans l'encadrement de ce travail.

À tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à l'aboutissement de ce mémoire.

Résumé

Ce mémoire présente une étude théorique et numérique de l'accouplement élastique PERIFLEX, un composant de transmission de puissance mécanique largement utilisé dans les applications industrielles. La première partie développe un modèle analytique rigoureux basé sur la mécanique des matériaux et la théorie de l'élasticité, permettant de déterminer les contraintes de cisaillement torsionnel, la contrainte équivalente de Von Mises, la rigidité torsionnelle et l'angle de torsion maximal. L'analyse des désalignements multiaxiaux évalue les efforts radiaux et les moments de flexion induits. Une étude dynamique par la formulation de Lagrange détermine les fréquences propres du système moteur–accouplement–pompe analytiquement), et vérifie l'absence de risque de résonance en service. La deuxième partie décrit la modélisation géométrique tridimensionnelle de l'accouplement sous SolidWorks, suivie d'une simulation numérique par la méthode des éléments finis (MEF) implémentée dans SolidWorks Simulation. L'analyse modale numérique confirme les deux premières fréquences propres en torsion en accord satisfaisant avec le modèle analytique. Les résultats démontrent que l'accouplement résiste aux sollicitations imposées avec le coefficient de sécurité et que le composant élastomère remplit efficacement ses fonctions d'amortissement et de compensation des désalignements.

Mots-clés :

Accouplement PERIFLEX, transmission de puissance mécanique, modélisation analytique, méthode des éléments finis, rigidité torsionnelle, contrainte de cisaillement, critère de Von Mises, élastomère, coefficient de sécurité, simulation numérique, analyse modale.

Abstract

This thesis presents a theoretical and numerical study of the PERIFLEX flexible coupling, a mechanical power transmission component widely used in industrial applications. The first part develops a rigorous analytical model based on the mechanics of materials and elasticity theory, allowing the determination of the torsional shear stress, the Von Mises equivalent stress, the torsional stiffness and the maximum torsion angle. The analysis of multiaxial misalignments evaluates the induced radial forces and bending moments. A dynamic study using Lagrangian formulation determines the natural frequencies of the motor–coupling–pump system, and verifies the absence of resonance risk in service. The second part describes the three-dimensional geometric modelling of the coupling in SolidWorks, followed by a finite element analysis (FEA) implemented in SolidWorks Simulation. The numerical modal analysis confirms the two first natural frequency in satisfactory agreement with the analytical model. Results demonstrate that the coupling withstands the imposed loads with the safety factor, and that the elastomeric element effectively fulfils its functions of vibration damping and misalignment compensation.

Keywords:

PERIFLEX coupling, power transmission, analytical modeling, finite element method, torsional stiffness, shear stress, safety factor, von Mises criterion, synthetic rubber, numerical simulation.

ملخص

تقدم هذه المذكرة دراسة نظرية وعددية شاملة لوصلة مرنة من نوع PERIFLEX، وهي عنصر نقل قدرة ميكانيكية مستخدم على نطاق واسع في التطبيقات الصناعية. يتضمن الجزء الأول تطوير نموذج تحليلي مستند إلى ميكانيكا المواد ونظرية المرونة، مما يسمح بتحديد إجهادات القص الالتوائي، وإجهاد Von Mises المكافئ، وصلابة الالتواء وزاوية الالتواء القصوى. كما تشمل الدراسة تحليلاً ديناميكياً باستخدام صياغة لاجرانج لتحديد الترددات الطبيعية لنظام المحرك–الوصلة–المضخة، والتحقق من عدم وجود خطر رنين. الجزء الثاني يصف النمذجة الهندسية ثلاثية الأبعاد باستخدام SolidWorks، تلتها محاكاة عددية بطريقة العناصر المنتهية (MEF). أكد التحليل المودالي العددي أول ترددين طبيعيين، مع اتفاق مرضي مع النموذج التحليلي. تثبت النتائج أن الوصلة تضمن مقاومة الاستاتيكية والديناميكية بمعامل أمان، وأن عنصر المطاط يؤدي وظائفه في تخفيف الاهتزازات وتعويض الانحرافات بشكل فعال.

الكلمات المفتاحية :

وصلة PERIFLEX، نقل القدرة الميكانيكية، النمذجة التحليلية، طريقة العناصر المنتهية، الصلابة الليوية، معيار Von Mises، المطاط المرن، معامل الأمان، المحاكاة العددية، التحليل المودالي.

Liste des Abréviations et Symboles

Symbole	Désignation	Unité
C	Couple appliqué	N·m
C_n	Couple nominal	N·m
C_{max}	Couple maximal	N·m
R_{ext}	Rayon extérieur de l'élastomère	m
R_{int}	Rayon intérieur de l'élastomère	m
L	Longueur utile soumise à la torsion	m
J	Moment quadratique d'inertie de la section	m⁴
I	Moment quadratique en flexion	m⁴
τ_{max}	Contrainte de cisaillement torsionnelle maximale	MPa
σ_{eq}	Contrainte équivalente de Von Mises	MPa
σ_c	Contrainte de compression	MPa
σ_f	Contrainte de flexion	MPa
G	Module de cisaillement de l'élastomère	MPa
E	Module d'Young	MPa
ν	Coefficient de Poisson	—
θ	Angle de torsion	rad
K_t	Rigidité torsionnelle	N·m/rad
K_r	Rigidité radiale	N/m
K_α	Rigidité en flexion (désalignement angulaire)	N·m/rad

Symbole	Désignation	Unité
S	Coefficient de sécurité	—
δ_r	Désalignement radial	m
α	Désalignement angulaire	rad
MEF	Méthode des Éléments Finis	—
CAO	Conception Assistée par Ordinateur	—
NR	Caoutchouc Naturel	—
Shore A	Unité de dureté des élastomères (échelle Shore)	—

TABLE DES MATIÈRES

Dédicace i

Résumé ii

Abstract iii

ملخص iv

Liste des Abréviations et Symboles v

Table des Matières vii

Liste des Figures ix

Liste des Tableaux xi

Dédicace ..... - 2 -

Résumé ..... - 3 -

Abstract ..... - 4 -

ملخص ..... - 5 -

Liste des Abréviations et Symboles ..... - 6 -

TABLE DES MATIÈRES ..... - 8 -

Liste des Figures ..... - 12 -

Liste des Tableaux ..... - 15 -

Introduction Générale ..... - 16 -

Chapitre I ..... - 19 -

I.1. Introduction ..... - 19 -

I.2. Rôle et fonctions des accouplements dans les systèmes de transmission ..... - 19 -

I.2.1. Transmission de puissance mécanique ..... - 19 -

I.2.2. Définition ..... - 21 -

I.2.3. Fonctions techniques ..... - 21 -

I.2.4. Critères de choix d'un accouplement ..... - 22 -

I.3. Classification des types d'accouplements ..... - 22 -

I.3.1. Accouplements élastiques ..... - 24 -

I.3.2. Accouplements rigides en torsion ..... - 26 -

I.3.3. Accouplements rigides ..... - 26 -

I.3.4. Accouplements hydrodynamiques ..... - 27 -

I.4. Défauts de Désalignement dans les Systèmes Mécaniques ..... - 28 -

I.4.1. Définition du Désalignement ..... - 28 -

I.4.2. Types de Désalignements ..... - 28 -

I.4.3. Rôle des Accouplements dans la Compensation des Désalignements ..... - 29 -

I.5. Positionnement et description de l'accouplement PERIFLEX ..... - 30 -

I.5.1. Positionnement dans la chaîne de transmission ..... - 30 -

I.5.2. Description de l'accouplement PERIFLEX ..... - 32 -

I.5.3. Montage ..... - 32 -

I.5.4. Caractéristiques techniques ..... - 33 -

Chapitre II ..... - 36 -

II.1. Introduction ..... - 36 -

II.2 Données techniques et hypothèses ..... - 36 -

II.2.1 Données géométriques principales ..... - 36 -

II.2.3 Hypothèses de calcul ..... - 37 -

II.3. Étude statique d'un accouplement de type PERIFLEX ..... - 37 -

II.3.1. Contrainte de cisaillement torsionnel ..... - 38 -

II.3.2 Calcul du moment polaire d'inertie ..... - 39 -

II.3.3 Contrainte Equivalente Von Mises ..... - 39 -

II.3.4 Calcul de la Rigidité Torsionnelle ..... - 41 -

II.3.4.1 Module de cisaillement apparent ..... - 41 -

II.3.4.2 Rigidité torsionnelle (K_t) ..... - 41 -

II.3.4.3 Angle de Torsion Maximal θ_{max} ..... - 41 -

II.3.5 Efforts dus aux Désalignements ..... - 42 -

II.3.5.1 Désalignement Radial $\boldsymbol{\delta r}$ ..... - 42 -

II.3.5.2 Désalignement Angulaire (α) ..... - 43 -

II.3.5.3 Calcul des Contraintes Combinées ..... - 44 -

II.3.5.4 Coefficient de Sécurité ..... - 44 -
II.4 Capacités en couple selon la dureté Shore ..... - 46 -
II.5 Étude dynamique d'un accouplement de type *PERIFLEX* ..... - 47 -
II.6 Dynamique de la transmission du couple ..... - 51 -
II.6.1 Raideur Torsionnelle ..... - 51 -
II.6.2 Moments d'inerties des rotors ..... - 51 -
II.7. Récapitulatif des Résultats Analytiques ..... - 53 -
II.8 Analyse et Interprétation des Résultats ..... - 54 -
II.8.1 Analyse de la tenue statique ..... - 54 -
II.8.2 Analyse du comportement dynamique ..... - 55 -
Chapitre III ..... - 58 -
III.1. Introduction ..... - 58 -
III.2. Présentation du logiciel SolidWorks ..... - 58 -
III. 3. Démarche de modélisation ..... - 59 -
III.3.1. Modélisation du moyeu ..... - 59 -
III.3.2. Modélisation du bandage élastomère (tore) ..... - 60 -
III.3.3. Modélisation des bagues de serrage ..... - 62 -
III.3.4. Assemblage des composants ..... - 63 -
III.4. Propriétés des matériaux dans SolidWorks ..... - 66 -
Chapitre IV ..... - 68 -
IV.1. Introduction ..... - 68 -
IV.2. Présentation du modèle numérique ..... - 68 -
IV.2.1 Géométrie de l'ensemble étudié ..... - 68 -
IV.3 Propriétés de l'étude ..... - 69 -
IV.4 Propriétés du matériau ..... - 69 -
IV.5 Conditions aux limites ..... - 70 -
IV.6 Connecteur boulon ..... - 70 -
IV.7 Informations sur le maillage ..... - 71 -

IV.8 Résultats de l'étude ..... - 71 -

IV.9 Analyse fréquentielle (Étude modale) ..... - 74 -

IV.9.1 Principe de l'analyse modale ..... - 74 -

IV.9.2 Paramètres de calcul ..... - 75 -

IV.9.3 Maillage ..... - 75 -

IV.9.4 Caractéristiques des matériaux ..... - 76 -

IV.9.5 Conditions aux limites ..... - 77 -

IV.9.5.1 Fixations ..... - 77 -

IV.9.6 Premier mode propre ..... - 78 -

IV.9.7 Deuxième mode propre ..... - 79 -

IV.9.8 Troisième mode propre ..... - 79 -

IV.9.9Tableau récapitulatif des fréquences propres ..... - 80 -

IV.10 Validation des résultats analytiques ..... - 80 -

IV.11 Discussion générale ..... - 81 -

Conclusion Générale ..... - 82 -

Références Bibliographiques ..... - 85 -

Annexes ..... - 87 -

Liste des Figures

Figure I.1 — Accouplements à arbres parallèles

Figure I.2 — Schéma cinématique de transmission de mouvement rotatif par accouplement

Figure I.3 — Montage d'un accouplement mécanique entre moteur électrique et pompe centrifuge

Figure I.4 — Exemples d'accouplements élastiques industriels

Figure I.5 — Exemples d'accouplements rigides — manchon cylindrique et accouplement à bride

Figure I.6 — Accouplements flexibles rigides en torsion

Figure I.7 — Accouplement élastique PERIFLEX — vue générale avec identification des composants

Figure I.8 — Accouplement rigide en torsion — accouplements à disques lamellaires

Figure I.9 — Accouplements rigides — manchon cylindrique et accouplement à bride

Figure I.10 — Accouplement hydrodynamique — principe de la turbine hydraulique

Figure I.11 — Position de l'accouplement PERIFLEX dans la chaîne de transmission industrielle

Figure I.12 — Types de désalignements (radial, angulaire, axial)

Figure I.13 — Position de l’accouplement dans la chaîne : moteur → accouplement → pompe centrifuge

Figure II.1 — Schéma du cylindre creux élastomère — définition des paramètres géométriques

Figure II.2 — Diagramme des contraintes de cisaillement en fonction du rayon

Figure II.3 — Représentation de l'angle de torsion θ en fonction du couple appliqué

Figure II.4 — Schéma des désalignements radial et angulaire de l'accouplement

Figure II.5 — Modèle dynamique à paramètres concentrés — système à deux degrés de liberté

Figure II.6 — Schéma d'un accouplement avec boulons et forces de dimensionnement

Figure II.7 — Assemblage d'accouplement entre le moteur et la pompe centrifuge

Figure III.1 — Interface du logiciel SolidWorks 2023

Figure III.2 — Conception du moyeu — esquisse de profil

Figure III.3 — Séquence de création du volume du moyeu par révolution

Figure III.4 — Création des trous par répétition circulaire

Figure III.5 — Création des rainures de clavettes

Figure III.6 — Création d'une esquisse de profil du bandage

Figure III.7 — Application d'une révolution pour la forme toroïdale

Figure III.8 — Génération du volume des bagues par extrusion

Figure III.9 — Création des trous dans les bagues par répétition circulaire

Figure III.10 — Application des congés sur les bagues

Figure III.11 — Contrainte de coaxialité — moyeu 1 / pneu

Figure III.12 — Contrainte de coaxialité — moyeu 2 / pneu

Figure III.13 — Contraintes de coïncidence entre les faces de contact

Figure III.14 — Définition de la cote axiale entre les deux moyeux

Figure III.15 — Accouplement flexible de type PERIFLEX — vue d'ensemble assemblé

Figure III.16 — Montage de l'accouplement entre le moteur et la pompe centrifuge

Figure IV.1 — Modèle CAO complet de l'ensemble moteur–accouplement–pompe

Figure IV.2 — Conditions de fixation appliquées (encastrement du bâti pompe)

Figure IV.3 — Application du couple de torsion sur l'arbre d'entrée

Figure IV.4 — Maillage de l'ensemble étudié (116 486 nœuds, 70 306 éléments)

Figure IV.5 — Distribution des contraintes de Von Mises

Figure IV.6 — Distribution des déplacements

Figure IV.7 — Distribution des déformations

Figure IV.8 — Répartition du facteur de sécurité

Figure IV.9 — Premier mode de vibration ($f_1 \approx 0{,}0005$ Hz — mode rigide)

Figure IV.10 — Deuxième mode de vibration ($f_2 = 11{,}65$ Hz — mode torsionnel)

Figure IV.11 — Troisième mode de vibration ($f_3 = 75{,}87$ Hz — mode combiné)

Liste des Tableaux

Tableau I.1 : Critères de sélection d'un accouplement selon l'application industrielle 8

Tableau I.2 : Classification des principaux types d'accouplements mécaniques 9

Tableau I.3 : Caractéristiques techniques de l'accouplement PERIFLEX PTT 211 R 20

Tableau II.1 : Nomenclature des paramètres de calcul — géométrie et propriétés de l'élastomère 22

Tableau II.2 : Capacité en couple maximal selon la dureté Shore de l'élastomère 31

Tableau II.3 : Récapitulatif des résultats des calculs analytiques — Accouplement PERIFLEX 39

Tableau III.1 : Propriétés mécaniques des matériaux assignés dans SolidWorks 52

Tableau IV.1 : Propriétés de l'étude d'accouplement 55

Tableau IV.2 : Propriétés du matériau étudié 56

Tableau IV.3 : Fixation de l'accouplement 56

Tableau IV.4 : Application du couple de torsion 57

Tableau IV.5 : Caractéristiques des boulons 57

Tableau IV.6 : Informations sur le maillage (analyse statique) 58

Tableau IV.7 : Résultats — contrainte de Von Mises (analyse statique) 58

Tableau IV.8 : Résultats — contrainte équivalente de Von Mises du bandage 59

Tableau IV.9 : Paramètres du maillage (analyse modale) 62

Tableau IV.10 : Caractéristiques des matériaux (analyse modale) 63

Tableau IV.11 : Fixation avec des paliers 63

Tableau IV.12 : Première amplitude modale 64

Tableau IV.13 : Deuxième amplitude modale 65

Tableau IV.14 : Troisième amplitude modale 65

Tableau IV.15 : Fréquences naturelles obtenues par simulation MEF 66

Tableau IV.16 : Comparaison des résultats analytiques et numériques 67

Introduction Générale

La fiabilité des systèmes industriels de transmission de puissance mécanique représente un enjeu majeur dans de nombreux secteurs d'activité, notamment la production d'énergie, la pétrochimie, le traitement des eaux et l'industrie manufacturière. Au cœur de ces systèmes, les accouplements mécaniques assurent la liaison fonctionnelle entre les organes moteurs et les organes récepteurs, garantissant la transmission du couple avec le niveau de fiabilité et de durabilité exigé par les conditions industrielles. Cependant, les conditions réelles d'exploitation s'écartent inévitablement des conditions idéales : les tolérances de fabrication, les déformations thermiques, les déformations sous charge et les vibrations dynamiques génèrent des désalignements multiaxiaux persistants qui en l'absence de compensation adéquate, se traduisent par des surcontraintes sur les paliers et les arbres, une usure accélérée et des défaillances prématurées.

Face à cette problématique, les accouplements élastiques à bandage toroïdal — dont la gamme PERIFLEX de Stromag constitue une référence industrielle reconnue — offrent une solution particulièrement adaptée. Grâce à leur élément actif en caoutchouc naturel armé de tissus, ils sont capables de transmettre le couple nominal tout en compensant simultanément les désalignements radial, angulaire et axial, d'amortir les vibrations torsionnelles et d'absorber les chocs dynamiques, le tout sans nécessiter de maintenance périodique en service normal [5,6]. Malgré leurs performances reconnues, le comportement mécanique de l'élastomère — intrinsèquement non linéaire et viscoélastique — et l'interaction complexe entre les sollicitations de torsion, de cisaillement et de compression nécessitent une analyse approfondie pour garantir la validité des modèles de dimensionnement utilisés en pratique industrielle.

C'est dans ce contexte scientifique et industriel que s'inscrit le présent travail. La problématique centrale abordée est la suivante : dans quelle mesure les modèles analytiques simplifiés, fondés sur la théorie de l'élasticité linéaire, permettent-ils de prédire de manière fiable le comportement mécanique réel d'un accouplement PERIFLEX soumis aux sollicitations combinées de torsion, de désalignement et de chargement dynamique ? L'objectif principal de ce mémoire est de développer et de valider une méthodologie intégrée de dimensionnement, reposant sur trois axes complémentaires :

— Une modélisation analytique rigoureuse permettant de déterminer les grandeurs mécaniques caractéristiques (contraintes de cisaillement, rigidité torsionnelle, efforts de désalignement, coefficient de sécurité) à partir des équations de la résistance des matériaux et de la théorie de l'élasticité.

– Une simulation numérique tridimensionnelle par éléments finis (MEF), implémentée dans le logiciel SolidWorks Simulation, pour reproduire fidèlement le comportement réel de l'accouplement.

— Une étude dynamique par la formulation de Lagrange, permettant de déterminer les fréquences propres du système moteur–accouplement–pompe et de vérifier l'absence de risque de résonance dans la plage de fonctionnement.

— Une simulation numérique tridimensionnelle par la méthode des éléments finis (MEF), implémentée dans SolidWorks Simulation, permettant de reproduire le comportement réel de l'accouplement et de valider quantitativement les résultats analytiques.

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres complémentaires et intégrés :

– Le Chapitre I présente une revue bibliographique approfondie des accouplements mécaniques : classification, fonctions techniques, critères de choix et description détaillée de l'accouplement PERIFLEX, incluant ses caractéristiques techniques issues du catalogue constructeur.

Le Chapitre II développe l'étude statique complète (contraintes de cisaillement, contrainte équivalente de Von Mises, rigidité torsionnelle, efforts de désalignement) et l'étude dynamique (fréquences propres, analyse de la résonance).

Le Chapitre III décrit la modélisation géométrique tridimensionnelle sous SolidWorks CAO, incluant la conception de chaque composant et leur assemblage conformément aux données du catalogue constructeur.

Le Chapitre IV présente la simulation numérique par éléments finis (conditions aux limites, maillage, analyse statique et modale) ainsi que la validation comparative avec les résultats analytiques.

Ce travail contribue ainsi à la compréhension et à l'amélioration des méthodologies de dimensionnement des accouplements élastiques PERIFLEX, en proposant un protocole rigoureux, entièrement calculé et validé numériquement, directement exploitable dans un contexte d'ingénierie industrielle.

CHAPITRE I :

Généralités sur les Accouplements Mécaniques

Chapitre I

Généralités sur les Accouplements Mécaniques

I.1. Introduction

Dans les systèmes de transmission de puissance mécanique, les accouplements constituent des éléments essentiels assurant la liaison entre deux arbres en rotation. Leur rôle ne se limite pas uniquement à la transmission du couple, mais s'étend également à la compensation des défauts d'alignement, à l'amortissement des vibrations et à la protection des composants mécaniques contre les surcharges.

Dans les conditions industrielles réelles, la coaxialité parfaite entre deux arbres est rarement garantie en raison des tolérances de fabrication, des déformations sous charge thermique et mécanique, et de la dilatation différentielle des structures porteuses. Ces imperfections génèrent des contraintes supplémentaires qui réduisent la durée de vie des équipements et peuvent provoquer des défaillances prématurées. L'utilisation d'un accouplement adapté permet de limiter ces effets et d'améliorer la fiabilité globale du système [1,2].

I.2. Rôle et fonctions des accouplements dans les systèmes de transmission

I.2.1. Transmission de puissance mécanique

La fonction principale d'un accouplement mécanique est de relier deux arbres entre eux pour transmettre une puissance. On peut demander en outre à un accouplement :

- D'amortir des chocs ou des vibrations, dans ce cas, on s'orientera plutôt vers les accouplements utilisant des élastomères (caoutchoucs).

- D'être homocinétique : un accouplement est dit homocinétique si la vitesse de sortie est, à chaque instant, à la même vitesse que l'entrée. Un accouplement non-homocinétique présente des variations de vitesse de la sortie qui se compensent sur un tour complet, certes, mais qui génèrent des vibrations, ou une imprécision dans une chaîne de mesure.[1]

La puissance (P) développée dans un mouvement de rotation est le produit du couple (N·m) par la fréquence de rotation (rad·s^{-1}).

On appelle « couple » la projection du moment suivant l'axe de rotation exprimé en N·m

$$\boldsymbol{P = C \times \omega = \frac{2 \times C \times \pi \times N}{60}} \qquad \textbf{(1.I)}$$

Avec :

- **P** : puissance en watts (W)
- **C** : couple en Newton-mètres (Nm)
- **ω** : vitesse angulaire en rad/s

Pour convertir la vitesse en tr/min vers rad/s :

$$\boldsymbol{\omega = \frac{2\times\pi\times N}{60}} \qquad \textbf{(2.I)}$$

Avec **N** : vitesse en tr/min

Au-delà de cette fonction primaire, certaines applications imposent des fonctions complémentaires : l'amortissement des vibrations torsionnelles, la transmission homocinétique (à vitesse angulaire instantanément constante), la coupure de la liaison en cas de surcharge ou encore la compensation des désalignements multidirectionnels. Le choix de l'accouplement adéquat est donc conditionné par l'inventaire exhaustif de ces exigences fonctionnelles.



Figure I.1 : Accouplements à arbres parallèles.[3]

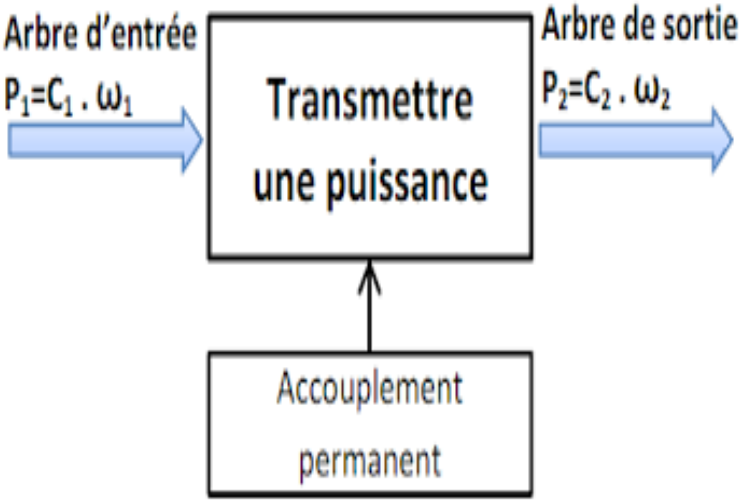


***Figure I.2 : Schéma cinématique de transmission de mouvement rotatif par accouplement entre deux arbres*.[4]**

I.2.2. Définition

Un accouplement mécanique peut être défini comme un dispositif de liaison destiné à connecter les extrémités de deux arbres en vue d'assurer le transfert de puissance de l'un vers l'autre, tout en tolérant, selon sa conception, une certaine amplitude de désalignement, de variation thermique ou de choc dynamique . Cette définition, volontairement générale, recouvre en réalité une grande diversité de solutions constructives dont les performances et les domaines d'application sont très différents.

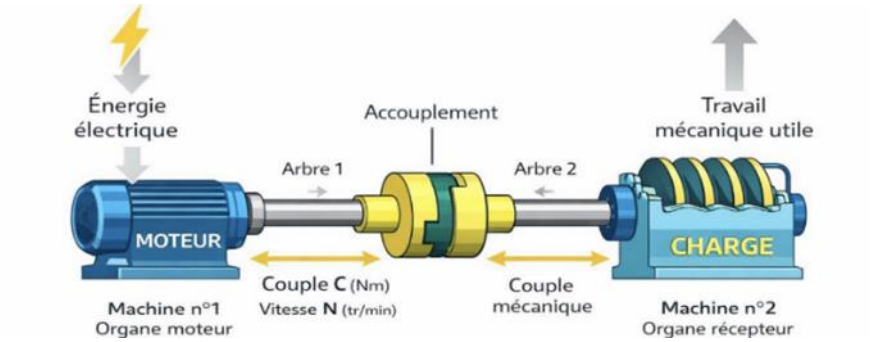


Figure I.3 : Montage d'un accouplement mécanique entre un moteur électrique et récepteur.

I.2.3. Fonctions techniques

Outre la transmission du couple, les accouplements modernes peuvent assurer tout ou partie des fonctions secondaires suivantes, selon leur architecture :

- Compensation des désalignements axiaux, radiaux et angulaires entre les arbres reliés ;
- Amortissement des chocs torsionnels et isolation vibratoire, réduisant la transmission des perturbations dynamiques entre le moteur et la machine entraînée ;
- Protection contre les surcharges par limitation du couple maximal transmissible ;
- Facilitation de la connexion et de la déconnexion des arbres pour les opérations de maintenance [5].

I.2.4. Critères de choix d'un accouplement

Le marché des accouplements mécaniques est particulièrement vaste et diversifié. Le choix d'un modèle adapté à une application donnée suppose une analyse méthodique des paramètres suivants [6] :

Tableau I.1 : Critères de sélection d'un accouplement selon l'application industrielle

Critère	Paramètre principal	Impact sur le choix
Désalignement	Type et amplitude (radial, angulaire, axial)	Détermine la famille d'accouplement
Couple	T_n nominal et T_{max} de pointe [N·m]	Dimensionne la taille du composant
Vitesse	Vitesse de rotation [tr/min]	Limite la gamme de modèles applicables
Environnement	Température, humidité, milieu corrosif	Conditionne le choix du matériau élastomère
Dynamique	Chocs, vibrations, démarrages fréquents	Favorise les accouplements élastiques
Encombrement	Dimensions disponibles	Contraint les dimensions hors-tout
Coût	Budget acquisition et maintenance	Arbitrage performance/économie

I.3. Classification des types d'accouplements

Les accouplements mécaniques se répartissent en cinq grandes familles, distinguées par leur principe de fonctionnement, leur architecture constructive et leurs caractéristiques dynamiques :

Tableau I.2 : Classification des principaux types d'accouplements mécaniques

Famille	Exemples	Avantages	Limites
Rigides	Manchon, brides boulonnées	Rigidité élevée, économiques	Aucune tolérance au désalignement
Flexibles rigides en torsion	Accouplements à disques lamellaires, à membranes	Compensation angulaire et axiale	Sensibles aux couples élevés
Élastiques	PERIFLEX, Spider, Jaw	Amortissement vibratoire, tolérance désalignment	Vieillissement élastomère
Hydrodynamiques	Coupleur hydraulique	Démarrage progressif	Pertes de puissance, coût
À limitation de couple	Accouplements à friction, à cisaillement	Protection contre surcharges	Glissement en régime normal



Figure I.4 : Exemples d'accouplements élastiques industriels (à gauche : à mâchoires, à droite

: à bandage PERIFLEX)



Figure I.5 : Exemples d'accouplements rigides — manchon cylindrique et accouplement à bride

I.3.1. Accouplements élastiques

Un accouplement élastique comprend à la fois des pièces rigides et d'autres totalement élastiques. Ces accouplements sont moins destinés à corriger les défauts d'alignement qu'à amortir les variations de couple, notamment dans les transmissions soumises à des couples pulsatoires ou à des chocs répétés.

Parmi les accouplements flexibles on trouve des accouplements à liaison élastomère, des accouplements à mâchoires, des accouplements à pneu, des accouplements à ruban, etc.

Ces composants sont constitués de deux éléments rigides reliés par un ou plusieurs éléments intermédiaires élastiques (caoutchouc ; ressort.). Ils ont pour rôle, d'effectuer une transmission de puissance entre deux arbres en prolongement, et sans modification du couple ni de la vitesse, de remédier les inconvénients des accouplements rigides, ils doivent donc :

- Permettre une légère variation de la position relative des axes.
- Assurer la souplesse de la transmission par déformation élastique en rotation.
- Amortir les vibrations. [7].

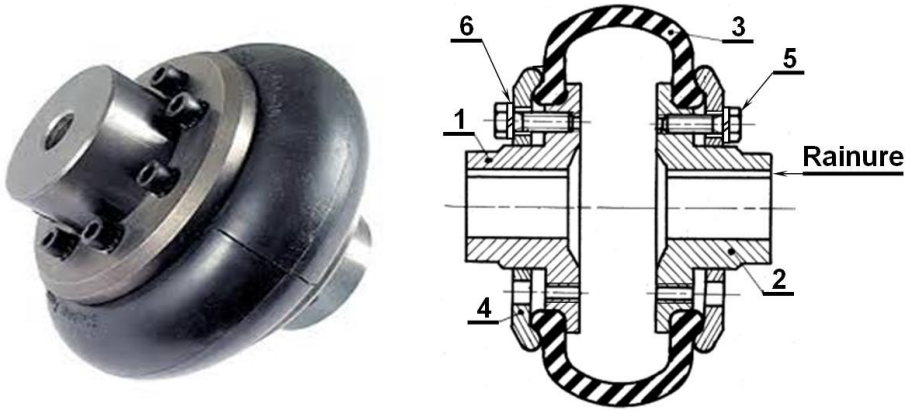


Figure I.6 : Accouplement élastique PERIFLEX® — vue générale avec identification du bandage élastomère et des moyeux

1. Moyeu (1)
2. Moyeu(2)
3. Élément élastique (bandage en caoutchouc)
4. Bride / flasque de fixation inférieure
5. Boulon / vis de serrage
6. Écrou + rondelle de fixation

— Rainure : c'est la rainure de clavette pour assurer la transmission du couple entre l'arbre et le moyeu.

Le choix d'un accouplement flexible dépend de différents facteurs comme l'espace de montage disponible, la durée de vie prévue et les capacités de transmission. La température d'utilisation constitue un paramètre déterminant dans le choix d'un accouplement ; les fabricants précisent dans leurs catalogues la plage de températures admissibles pour chaque modèle.[8]

Avantages :

- Compensation partielle des désalignements
- Meilleure protection des composants mécaniques
- Amortissement modéré des vibrations.

Inconvénients :

- Usure plus rapide que les accouplements rigides
- Capacité limitée pour les couples élevés.

I.3.2. Accouplements rigides en torsion

Ces accouplements permettent de compenser les défauts d'alignement et de transmettre des couples élevés.

Par exemple, on trouve des joints d'Oldham, des accouplements à disques, des accouplements à membranes, des accouplements à chaînes, des accouplements à engrenages (dentures) et des accouplements à soufflet.[8]



Figure I.7 : Accouplement rigide en torsion de la marque Miki Pulley — accouplement à disques lamellaires [8].

Avantages :

- Transmission précise du couple
- Structure simple
- Coût faible
- Bonne rigidité torsionnelle.

Inconvénients :

- Ne compense pas les désalignements
- Peut générer des contraintes supplémentaires sur les arbres
- Absorption quasi nulle des vibrations.

I.3.3. Accouplements rigides

Des accouplements (ou joints) rigides permanents de liaison entre deux axes ou axe / moyeu. Ils ne permettent pas de désalignement, contrairement aux accouplements flexibles.

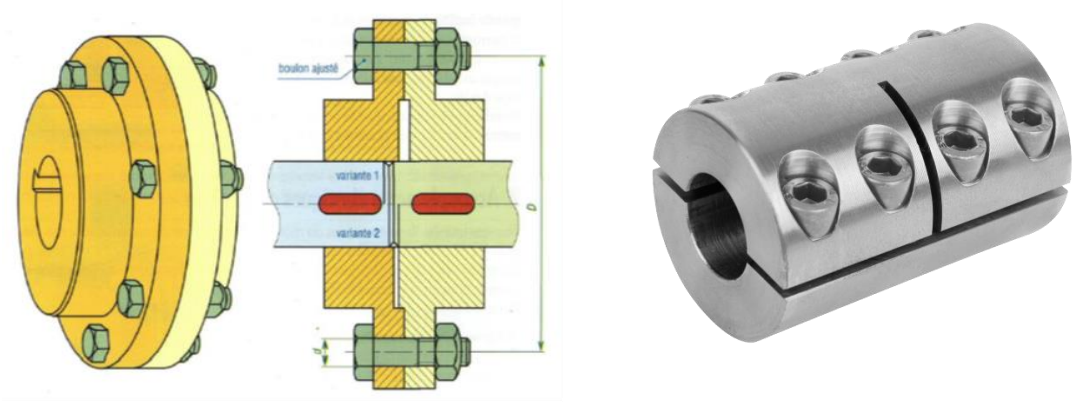
Un accouplement rigide est appelé aussi « joint de transmission rigide ». Ces accouplements n'induisent pas d'erreurs cinématiques dans la transmission. Ayant une très faible absorption de désalignements, ces accouplements sont idéaux pour les transmissions requérant des couples élevés et où il n'y a pas de désalignements entre les axes. Ils sont appropriés pour les systèmes à rotation lente.

Avantages :

- Transmission précise du couple
- Construction simple
- Coût faible
- Maintenance facile.

Inconvénients :

- Ne compense pas les désalignements
- Peut générer des contraintes supplémentaires
- Faible absorption des vibrations.



a) ***Accouplement rigide classique. [9]***

b) ***Manchon cylindrique fileté (à gauche) et accouplement à bride (à droite).[10]***

Figure I.8: Accouplements rigides.

I.3.4. Accouplements hydrodynamiques

Dans un accouplement hydrodynamique, la transmission du couple se fait par le liquide en rotation entraîné par des pales radiales. L'accouplement hydrodynamique est seulement constitué de quelques composants. Par sa construction compacte, il est extrêmement résistant aux influences environnementales externes. Cet accouplement trouve ses applications dans les environnements sévères nécessitant une accélération progressive de grandes masses (bandes transporteuses, moulins, concasseurs, broyeurs, agitateurs, automobile).



Figure I.9 : Accouplement hydrodynamique de la marque Flender — principe de la turbine hydraulique .

Avantages :

- Démarrage progressif des machines.
- Protection contre les surcharges.
- Amortissement efficace des chocs torsionnels.

Inconvénients :

- Coût élevé.
- Maintenance plus complexe.
- Rendement énergétique légèrement réduit à cause des pertes hydrauliques.

I.4. Défauts de Désalignement dans les Systèmes Mécaniques

Dans tout système mécanique comportant deux arbres en rotation reliés par un accouplement, la coaxialité parfaite entre les axes constitue un idéal théorique rarement atteint dans les conditions industrielles réelles. L'ensemble des écarts géométriques par rapport à cet idéal est désigné sous le terme générique de désalignement.

I.4.1. Définition du Désalignement

Le désalignement est défini comme l'ensemble des défauts géométriques résultant d'un manque de coaxialité entre l'axe de rotation de l'arbre moteur et l'axe de rotation de l'arbre récepteur, dans leurs conditions réelles d'installation. Il se manifeste par une déviation transversale (désalignement radial ou parallèle), par une inclinaison relative des axes (désalignement angulaire), ou par une combinaison simultanée de ces deux composantes.

I.4.2. Types de Désalignements

Trois composantes fondamentales sont distinguées dans la pratique industrielle :

(a) Désalignement radial (parallèle) : décalage transversal δ_r entre les axes, les deux axes demeurant parallèles entre eux. Il se traduit par une force de réaction radiale périodique d'amplitude $F_r = K_r \cdot \delta_r$, où K_r est la rigidité radiale de l'accouplement.

(b) Désalignement angulaire : angle α non nul entre les deux axes. Il engendre un moment de flexion alternatif d'amplitude $M_f = K_\alpha \cdot \alpha$, où K_α est la rigidité en flexion de l'accouplement.

(c) Désalignement axial : écart axial δ_a entre les plans de référence des deux demi-accouplements, générant un effort axial de réaction. Dans la pratique industrielle, le cas le plus fréquent est le désalignement combiné, résultant de la superposition simultanée de ces trois composantes.

I.4.3. Rôle des Accouplements dans la Compensation des Désalignements

Face aux désalignements inhérents à toute installation industrielle, les accouplements mécaniques jouent un rôle fondamental de compensation et d'absorption. Les accouplements flexibles compensent les désalignements par déformation élastique de leur élément actif ; ils accommodent ainsi les variations cycliques de distance et d'orientation entre les deux demi-accouplements sans générer de forces de réaction excessives sur les arbres, à condition que les défauts se situent dans la plage de compensation admissible du modèle choisi.

Tout accouplement flexible possède des capacités de compensation finies, définies dans les catalogues constructeurs sous forme de valeurs maximales admissibles. Le dépassement de ces limites conduit à une surcharge de l'élément élastique, à une dégradation accélérée par fatigue et, in fine, à sa rupture prématurée. Les bonnes pratiques recommandent de maintenir les désalignements résiduels à 20–30 % des valeurs maximales admissibles [11].

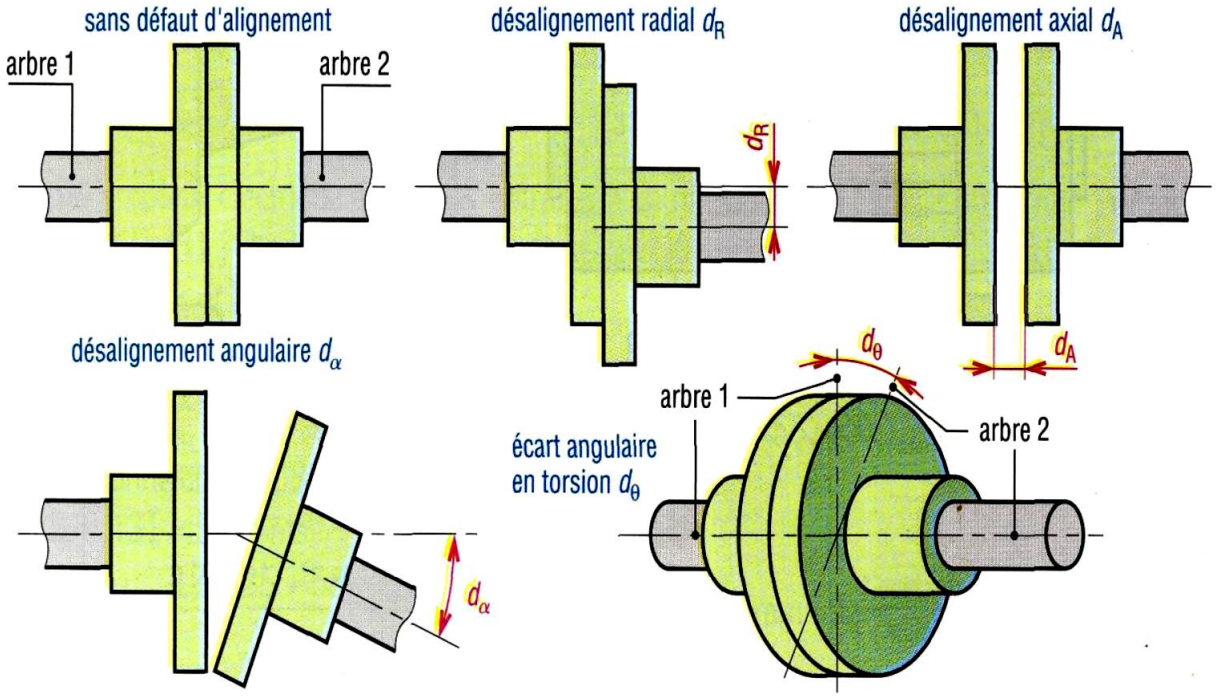


Figure I.10: Types de Désalignements [12].

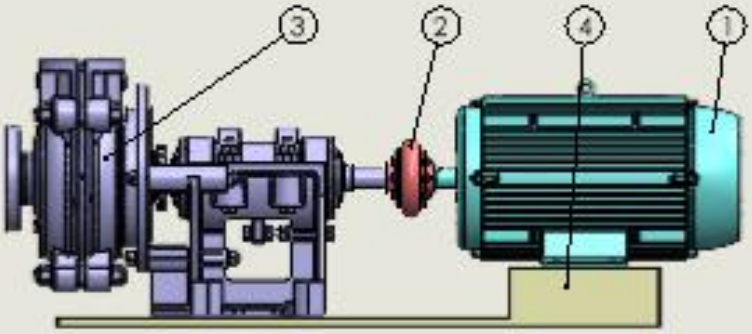
Parmi les types d'accouplements disponibles sur le marché, les accouplements à bande élastique toroïdale et en particulier la gamme PERIFLEX se distinguent par leur capacité de compensation multiaxiale, leur robustesse intrinsèque et leur longue durée de vie en service industriel.

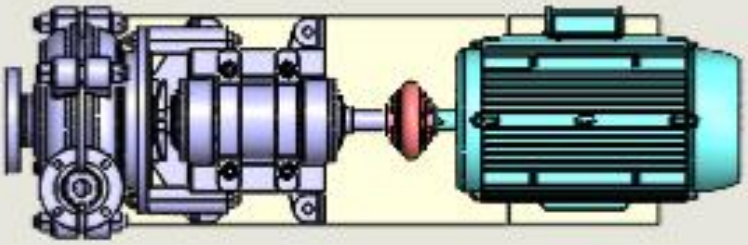
I.5. Positionnement et description de l'accouplement PERIFLEX

I.5.1. Positionnement dans la chaîne de transmission

Dans une chaîne de transmission de puissance, l'accouplement mécanique constitue l'interface entre l'arbre moteur et l'arbre récepteur. Placé entre ces deux organes, il assure la continuité du flux de puissance tout en régulant la distribution des sollicitations torsionnelles. Son positionnement influence directement le comportement dynamique de l'ensemble du système.

L'accouplement atténue la transmission des vibrations, absorbe une partie des chocs dynamiques et compense les désalignements induits par les tolérances de montage ou les déformations thermiques en service. Son rôle d'interface mécanique contribue à réduire les contraintes parasites et à améliorer la durée de vie des composants associés.





No	NOMS	QTE
1	Moteur	1
2	Accouplement Flexible à pneu	1
3	Pompe centrifuge	1
4	Bati	1

Figure I.11 : Position de l'accouplement : Moteur électrique → accouplement → pompe centrifuge.

Le modèle PERIFLEX a été retenu pour cette étude en raison de sa parfaite adéquation avec le système applicatif considéré : un entraînement moteur électrique (N = 1500 tr/min, couple nominal C_n = 500 N·m) couplé à une pompe centrifuge. Parmi toute la gamme PERIFLEX disponible (voir Annexe A), ce modèle est le seul à présenter simultanément une capacité de couple nominal de 500 N·m, une vitesse maximale admissible de 3 000 tr/min compatible avec le régime moteur, et des capacités de compensation des désalignements (axial 2,5 mm, angulaire 2°, radial 5 mm) adaptées aux conditions d'installation industrielle typiques. Son coefficient de surcharge de 3 (rapport C_{max}/C_n = 1500/500) offre une marge dynamique suffisante pour absorber les pics de couple au démarrage.

I.5.2. Description de l'accouplement PERIFLEX

L'accouplement d'arbre PERIFLEX de la marque Stromag est un accouplement hautement flexible en caoutchouc naturel armé de tissus (bandage toroïdal), particulièrement adapté au raccordement d'arbres dans les entraînements électriques industriels. Grâce à la conception spéciale de son bandage, il est capable d'absorber des déplacements extrêmement importants dans toutes les directions avec de faibles forces de rappel, sans usure notable.

I.5.3. Montage

- L'accouplement élastique à bandage est livré prémonté : après avoir démonté le bandage,

-Caler les deux moyeux munis de leur couronne de serrage sur leur arbre respectif.

- Rapprocher les organes à accoupler de façon à respecter la cote 0.

- Aligner les 2 moyeux à l'aide d'un réglet posé sur le diamètre extérieur, ou à l'aide d'un gabarit.

- Placer le bandage sur les deux moyeux en réduisant au maximum le jeu à la coupe (entre 2 et 15 mm suivant l'accouplement).

- Rapprocher les deux bagues de serrage, puis serrer les vis deux par deux et diamétralement opposées en respectant les couples de serrage. Du fait du tassement du caoutchouc, resserrer les vis après quelques heures de fonctionnement.

Ses principales caractéristiques constructives sont les suivantes :

- Montage facile, sans nécessiter le déplacement des machines à accoupler.
- Absence totale de jeu mécanique entre les composants.
- Capacité à transmettre des à-coups allant jusqu'à 3 fois la valeur du couple nominal.
- Amortissement rapide des irrégularités de couple.
- Maintenance nulle en conditions normales d'utilisation.

Cette technologie d'accouplements élastiques permet une grande fidélité de transmission du couple entre les extrémités des deux axes, la réduction des niveaux de vibrations et de chocs transmis et l'absorption des désalignements angulaires, radiaux, et axiaux. Ce dispositif modulaire permet aussi d'assurer sur certains modèles une complète isolation électrique entre les arbres menant et mené.[13]

I.5.4. Caractéristiques techniques

Les spécifications techniques de l'accouplement PERIFLEX, issues du catalogue constructeur [8], sont récapitulées dans le tableau suivant cette référence désigne un modèle de taille intermédiaire de la gamme PERIFLEX, dont les caractéristiques nominales sont extraites du catalogue constructeur :

Tableau I.3 : Caractéristiques techniques de l'accouplement PERIFLEX PTT 211 R (source : Stromag

Paramètre	Valeur	Unité
Couple nominal C_n	500	N·m
Couple maximal admissible C_{max}	1 500	N·m
Désalignement axial maximal	2,5	mm
Désalignement radial maximal	5	mm
Désalignement angulaire maximal	2	°
Plage de température d'utilisation	−20 à +80	°C
Matériau des moyeux	Acier XC42	—
Matériau des couronnes de serrage	Acier 35CD4	—
Matériau du bandage	Caoutchouc naturel (NR) armé de tissus	—
Dureté de l'élastomère (standard)	Shore 92A	—
Rayon extérieur de l'élastomère R_{ext}	130	mm

Paramètre	Valeur	Unité
Rayon intérieur de l'élastomère R_{int}	117	mm
Longueur utile de l'élastomère L	78	mm

CHAPITRE II : Étude statique et dynamique d'un accouplement *PERIFLEX*

Chapitre II

Étude statique et dynamique d'un accouplement *PERIFLEX*

II.1. Introduction

Ce chapitre développe l'étude analytique de l'accouplement PERIFLEX. L'objectif est de quantifier, à partir des équations de la mécanique des matériaux, les grandeurs mécaniques caractéristiques du composant : contraintes de cisaillement torsionnel, rigidité torsionnelle, efforts induits par les désalignements, ainsi que le coefficient de sécurité statique. Ces résultats analytiques serviront de référence pour valider les simulations numériques réalisées au Chapitre IV.

Le modèle de calcul retenu idéalise le bandage élastomère comme un cylindre creux à section annulaire, soumis à une torsion pure. Bien que simplifiée, cette hypothèse constitue une approximation raisonnable du comportement réel de l'élastomère dans la plage de fonctionnement nominal, où les déformations restent dans le domaine élastique linéaire.

II.2 Données techniques et hypothèses

II.2.1 Données géométriques principales

L'élément élastomère de l'accouplement est modélisé comme un cylindre creux de :

Tableau II.1 : Nomenclature des paramètres de calcul — géométrie et propriétés de l'élastomère.

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Diamètre du moyeu (alésage)	D	65 (= 0,065)	mm (m)
Rayon extérieur	R_{ext}	0,130	m
Rayon intérieur	R_{int}	0,117	m
Longueur utile	L	0,078	m
Dureté Shore	—	92 A	—
Module de cisaillement	G	1,09	MPa

Ce modèle permet une représentation analytique fiable du comportement en torsion.

II.2.2 Données mécaniques

- **Couple nominal transmis :**
  - C_{nom} =500 N·m.
- **Couple maximal transmis :**
  - C_{max}=1500 N·m
- **Shore 92A :**
  - $G=1.09\ MPa=1.09\times10^{6}\ N/m^{2}$
- **Désalignement axial** :
  - $\delta_a=2.5mm=0.0025m.$
- **Désalignement angulaire :**
  - $\alpha=2°=0.0349rad.$

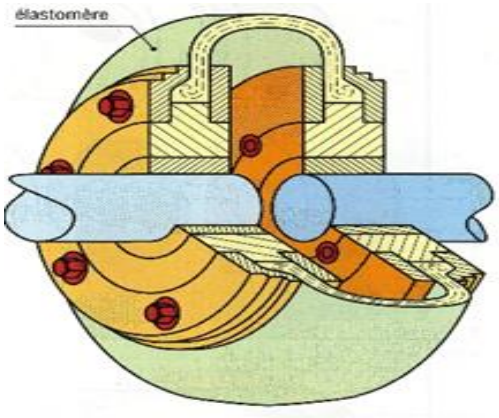
II.2.3 Hypothèses de calcul

Afin de simplifier l'analyse tout en conservant une représentation physique réaliste, les hypothèses suivantes sont adoptées :

- Le matériau élastomère est supposé homogène, isotrope et incompressible.
- Le comportement est supposé élastique linéaire dans le domaine des contraintes de travail.
- L'élastomère est modélisé comme bande élastique toroïdale.
- La sollicitation principale est une torsion pure ; les effets de gauchissement sont négligés.

II.3. Étude statique d'un accouplement de type PERIFLEX

L'étude statique de l'accouplement de type PERIFLEX consiste à vérifier sa capacité à transmettre un couple entre moteur et pompe tout en supportant les efforts mécaniques sans dépasser les contraintes admissibles.



Accouplement PERIFLEX

Déformations en flexion et en torsion

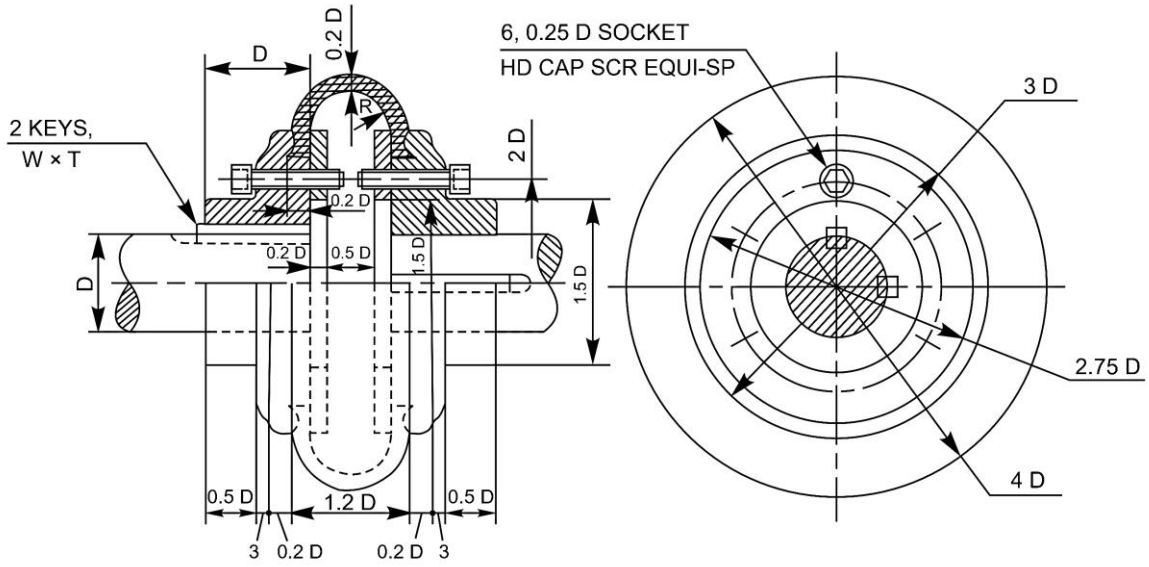


Figure II.1: Dimensionnement des accouplements flexibles à pneu.[14]

II.3.1. Contrainte de cisaillement torsionnel

$$\tau_{max} = (C_{max} \times R_{ext})/J \qquad \textit{(1.II)}$$

Où :

- R_{ext}= rayon extérieur de l'élastomère [m]
- J = moment quadratique de torsion [m⁴]
- Pour section annulaire : $J = (\pi/2) \times \left(R_{ext}{}^4 - R_{int}{}^4\right)$

II.3.2 Calcul du moment polaire d'inertie

Pour une section annulaire (couronne circulaire) de rayon extérieur R_{ext} et de rayon intérieur R_{int}, le moment polaire d'inertie par rapport à l'axe de révolution est défini par intégration directe sur la section:

- Le moyeu est assimilé à un cylindre creux soumis à un couple de torsion.

$$J = (\pi/2) \times \left({R_{ext}}^4 - {R_{int}}^4\right) \qquad \textbf{(2.II)}$$

$$J = \frac{\pi}{2}(0{,}13^4 - 0{,}117^4)$$

$$J = 1{,}542 \times 10^{-4}\ m^4$$

Cette formule est dérivée de la définition générale $J = \iint_S r^2\, dA$, où r est la distance à l'axe de rotation. Pour une section annulaire, l'intégration en coordonnées polaires donne le résultat ci-dessus. Elle constitue le fondement de la théorie de la torsion de Saint-Venant, applicable aux sections de révolution .

Donc :

$$\tau_{max} = (1500 \times 0{,}13)/1{,}542 \times 10^{-4}$$

$$\tau_{max} \approx 1{,}265\ MPa$$

Cette valeur est largement inférieure à la contrainte admissible en cisaillement de l'élastomère Shore 92A, estimée à $\tau_{adm} = \sigma_{lim} / \sqrt{3} = 4{,}0 / 1{,}732 \approx 2{,}31$ MPa [7]. Le critère de résistance en cisaillement est donc pleinement satisfait.

II.3.3 Contrainte Equivalente Von Mises

Le critère de Von Mises est le critère de plasticité le plus utilisé pour les matériaux isotropes. Il compare l'état de contrainte multiaxial à la contrainte limite obtenue en traction simple [8]. Dans le cas d'un état de cisaillement pur (τ_{max}, 0, 0), le critère de Von Mises se réduit à :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{({\sigma_c}^2 + 3\tau^2)} \leq R_e \qquad \textbf{(3.II)}$$

Cette contrainte équivalente est inférieure à la limite admissible σ_{lim} = 4,0 MPa de l'élastomère Shore 92A. La marge de sécurité en torsion pure est donc confirmée.

a) Contrainte compression

Sous l'effet du couple appliqué, une contrainte de compression apparaît à l'interface élastomère-moyeu en raison de la quasi-incompressibilité de l'élastomère (ν ≈ 0,49).

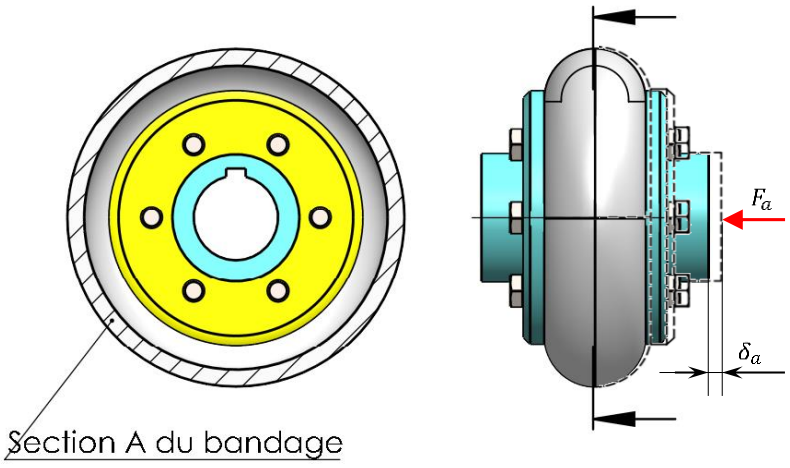


Figure II.2. Force axiale et désalignement axial.

$$A = \pi({R_{ext}}^2 - {R_{int}}^2) \qquad \textit{(4.II)}$$

$$A = \pi(130^2 - 117^2)$$

$$A = 10087{,}65\ mm^2$$

Où :

$$\sigma_c = F_a\ /A \qquad \textit{(5.II)}$$

$$F_a\ = K_a.\delta_a \qquad \textit{(6.II)}$$

$$F_a\ = 150 \times 2{,}5 = 375\ N$$

$$\sigma_c = \ 375/10087{,}65 = 0{,}04\ MPa$$

$$\sigma_c = 0{,}04\ MPa$$

$R_e \approx 2 - 8\ MPa$ (Selon dureté Shore).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(0{,}04^{\,2} + 3(1{,}265)^2)}$$

$$\sigma_{eq} \approx 2{,}191\ MPa$$

II.3.4 Calcul de la Rigidité Torsionnelle

En torsion, l'effort est un couple C appliqué autour de l'axe de l'accouplement. La bande élastomère est sollicitée en cisaillement circonférentiel.

II.3.4.1 Module de cisaillement apparent

Pour estimer le module de cisaillement G (en MPa), une formule approximative courante de l'industrie du caoutchouc est utilisée à partir de la dureté Shore A (notée Shore). Elle est souvent attribuée aux normes ou aux données des fabricants.

$$G = 0{,}132 \times e^{(0{,}023 \times Shore)} [MPa] \qquad \textbf{(7.II)}$$

Où :

Shore 92A $\rightarrow G \approx 1{,}09\ MPa$

$$G = 0{,}132 \times e^{(0{,}023 \times 92)}$$

$$G \approx 1{,}09 MPa$$

II.3.4.2 Rigidité torsionnelle (K_t)

$$K_t = (G \times J)/L \qquad [N \cdot m/rad] \qquad \textbf{(8.II)}$$

Où :

- L = longueur de l'élastomère $[m]$

- J = moment quadratique $[m^4]$.

Donc :

$$K_t = \frac{(1{,}09 \times 10^6 \times\ 1{,}542 \times 10^{-4})}{0{,}078}$$

$$K_t \approx\ 2155\ N \cdot \frac{m}{rad}.$$

II.3.4.3 Angle de Torsion Maximal θ_{max}

L'angle de torsion maximal sous le couple de dimensionnement C_{max} est obtenu directement à partir de la rigidité torsionnelle :

$$\theta_{max} = C_{max} / K_t \qquad \textbf{(9.II)}$$

$$\theta_{max} = 1500/2155$$

$$\theta_{max} = 0{,}696\ rad$$

$$\theta_{max} = 39{,}88\,°$$

Cet angle de torsion, bien que significatif, est caractéristique du comportement très souple des accouplements élastiques à bandage, qui offrent une grande capacité d'absorption des chocs torsionnels. La valeur calculée est compatible avec les limites constructives du PERIFLEX [5].

II.3.5 Efforts dus aux Désalignements

Les désalignements entre arbres (radial, angulaire, axial) créent des efforts supplémentaires dans les boulons d'accouplement. Ces efforts s'ajoutent à l'effort de serrage et au couple transmis, influençant directement la résistance au glissement et le dimensionnement des éléments de liaison.

II.3.5.1 Désalignement Radial δ_r

La rigidité radiale du bandage est déterminée par la rigidité en flexion de son flanc. Sous l'effet d'une force radiale F, le flanc du bandage se déforme, se comportant comme une membrane flexible. Ce comportement est bien décrit par la théorie des coques minces.

- **Raideur radiale**

Selon la théorie des coques minces, la rigidité radiale K_r peut être exprimée comme suit :

$$K_r = \frac{\pi \cdot E \cdot \delta^3 \cdot L}{4 \cdot R_m^3} \qquad \textbf{(10.II)}$$

Application numérique :

- $E = 3.\mathrm{G} = 3{,}3\ MPa$
- $L = 78\ mm$
- $R_{int} = 117mm, R_{ext} = 130mm$
- $\delta = 13\ mm$
- $R_m = 123{,}5mm$

$$K_r = \frac{\pi \times 3{,}3 \times 13^3 \times 78}{4 \times 123{,}5^3} \approx 236\ N/mm$$

- **Force radiale**

Nous pouvons maintenant estimer la force radiale nécessaire pour un déplacement radial de 5 mm en utilisant la relation standard :

$$F_r = K_r \cdot \delta_r \qquad \textbf{(11.II)}$$

$$F_r = 236 \times 5 \approx 1180\ \mathrm{N}$$

II.3.5.2 Désalignement Angulaire (α)

a) Moment quadratique en flexion I

$$I = (\pi/4) \times \left({R_{ext}}^4 - {R_{int}}^4\right) \qquad \textbf{(12.II)}$$

$$I = (\pi/4) \times (0{,}13^4 - 0{,}117^4)$$

$$I \approx 0{,}7714 \times 10^{-4}\, m^4$$

b) Rigidité angulaire en flexion K_α

$$K_\alpha = raideur\ flexion \approx (6 \times G \times I)/L \qquad \textbf{(13.II)}$$

$$K_\alpha = (6 \times 1{,}09 \times 10^6 \times 0{,}7714 \times 10^{-4})\ /0{,}078$$

$$K_\alpha \approx 6467{,}89\ \mathrm{N \cdot m/rad}$$

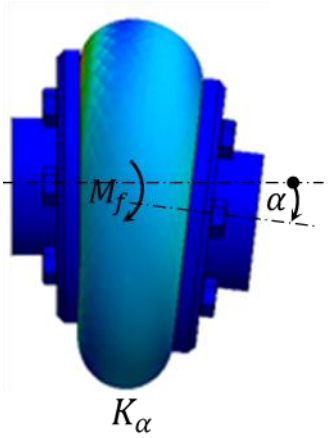


Figure II.3. Désalignement angulaire et moment de flexion appliqué.

c) Moment flexion

Moment de flexion M_f (pour α = 2° = 0,0349 rad)

$$M_f = K_\alpha \times \alpha \qquad \textbf{(14.II)}$$

$$M_f = 6467{,}89 \times 0{,}0349$$

$$M_f \approx 225{,}72 N.m$$

d) Contrainte flexion

$$\sigma_f = M_f \times R_{ext}\ /I \qquad \textbf{(15.II)}$$

$$\sigma_f = 225{,}72 \times 0{,}13\ /(0{,}7714 \times 10^{-4})$$

$$\sigma_f = 380394\ Pa \approx 0{,}38\ MPa$$

II.3.5.3 Calcul des Contraintes Combinées

La contrainte totale de Von Mises tenant compte de l'ensemble des sollicitations — torsion, compression et flexion — est obtenue par superposition quadratique :

$$\sigma_{totale} = \sqrt{\left(\tau^2 + {\sigma_c}^2 + {\sigma_f}^2\right)} \qquad \textbf{(16.II)}$$

$$\sigma_{totale} = \sqrt{(1{,}265^2 + 0{,}04^{\,2} + 0{,}38^2)} \qquad \sigma_{totale} \approx 1{,}267\ MPa$$

II.3.5.4 Coefficient de Sécurité

En Sollicitation en torsion pure :

Le coefficient de sécurité statique S est défini comme le rapport entre la contrainte limite admissible de l'élastomère et la contrainte totale équivalente de Von Mises :

$$S = R_e/\sigma_{eq} \geq 2{,}5 \qquad \textbf{(17.II)}$$

$$\sigma_{limite} = 4MPa$$

$$S = 4/2{,}191$$

$$S \approx 1{,}826$$

Ce coefficient de sécurité S = 1,826 est légèrement inférieur au seuil minimal recommandé de 2,5 pour les accouplements industriels [7, 8]. Il confirme la tenue statique satisfaisante de l'accouplement PERIFLEX sous les conditions de charge définies (C_{max} = 1 500 N·m, G = 1,09 MPa).

II.3.6 Résistance des boulons au cisaillement

Dans un accouplement à flasques, la transmission du couple entre deux arbres est assurée par des boulons disposés sur un cercle de boulonnage. Ces boulons sont soumis principalement à du cisaillement. Leur dimensionnement doit garantir un fonctionnement sûr sans glissement ni rupture, avec un coefficient de sécurité adapté aux matériaux utilisés.

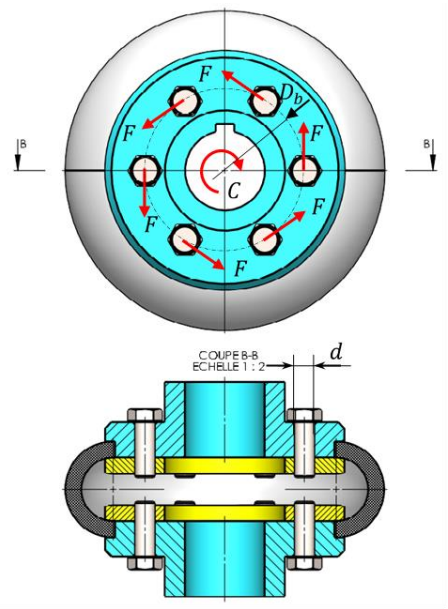


Figure II.4: Schéma d'un accouplement à flasques avec boulons et représentation des efforts.

- n_b: nombre de boulons
- C_{max} : couple transmis (N.m ou en N.mm)
- D_b: diamètre du cercle de boulonnage (mm)
- d: diamètre du boulon (mm)
- F: effort de cisaillement dans un boulon (N)
- τ : contrainte de cisaillement (MPa)
- R_{pg} : contrainte admissible au cisaillement (MPa)

Le couple transmis par l'accouplement est équilibré par les efforts dans les boulons Figure 6 :

$$C_{max} = n_b \times F \times \frac{D_b}{2} \qquad \textbf{(18.II)}$$

$$F = \frac{2C_{max}}{n_b \times D_b} \qquad \textbf{(19.II)}$$

$$\tau = \frac{F}{S} \quad Avec : \quad S = \frac{\pi d^2}{4} \qquad \textbf{(20.II)}$$

Donc

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2} \qquad \textbf{(21.II)}$$

Condition de résistance :

$$\tau \leq R_{pg} \qquad \textbf{(22.II)}$$

En remplaçant F :

$$\tau = \frac{4}{\pi d^2} \times \frac{2 \times C_{max}}{n_b \times D_b} \leq R_{pg} \qquad \textbf{(23.II)}$$

$$\tau = \frac{8 \times C_{max}}{\pi d^2 \times n_b \times D_b} \leq R_{pg} \qquad \textbf{(24.II)}$$

$$R_{pg} = \frac{R_{eg}}{s} \qquad \textbf{(25.II)}$$

R_{eg} *:* limite élastique au cisaillement, pour des boulons en acier dur $R_{eg} = 0{,}8\ R_e$

Pour des boulons de classe de qualité 3.6, $R_e = 190\ Mpa$. [19]

On choisit un coefficient de sécurité $s = 5$ pour compenser l'effet des efforts dus aux désalignements et les efforts de serrage.

Donc :

$$R_{pg} = \frac{R_{eg}}{s} = \frac{0{,}8\ R_e}{s} = \frac{0{,}8 \times 190}{5} = 30\ Mpa \qquad \textbf{(26.II)}$$

- $n_b = 6$
- $C_{max} = 1500\ N.m$
- $D_b = 130$ mm
- $d = 16\ mm$

$$\tau = \frac{8 \times 150000}{\pi \times 16^2 \times 6 \times 130} \approx 2\ Mpa < R_{pg} \qquad \textbf{(27.II)}$$

La résistance est vérifiée.

II.4 Capacités en couple selon la dureté Shore

Le tableau suivant présente les capacités en couple maximal admissible pour différentes duretés Shore de l'élastomère, calculées pour la même géométrie de cylindre creux :

Tableau II.2 : Capacité en couple maximal selon la dureté Shore de l'élastomère.

Dureté Shore	G (MPa)	σ_{limite} (MPa)	τ_{adm} (MPa)	C_{max} admissible (N·m)
80 A	0,70	2,5	1,44	2 460
92 A	1,09	4,0	2,31	3 940
95 A	1,40	5,0	2,89	4 940
98 A	1,80	6,0	3,46	5 910

II.5 Étude dynamique d'un accouplement de type *PERIFLEX*

L'accouplement PERIFLEX est modélisé comme un système mécanique à deux degrés de liberté, constitué de deux disques rotatifs (d'inertie polaire J_1 et J_2) reliés par un ressort torsionnel de rigidité Kt et un amortisseur visqueux de coefficient c. Les coordonnées généralisées sont les angles de rotation θ_1 et θ_2 de chaque disque [15].

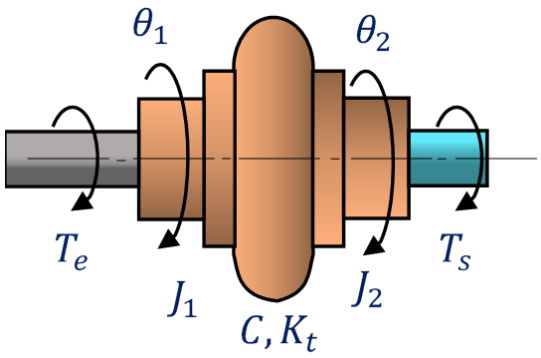


Figure II.5 : Modèle dynamique à paramètres concentrés

J_1, J_2 : moments d'inertie des disques [kg·m²]

K_t : rigidité torsionnelle de couplage [N·m/rad]

θ_1, θ_2 : coordonnées généralisées — angles de rotation [rad]

C_e : couple moteur (entré) appliqué sur le disque 1 [N·m]

C_s : couple résistant (sortie) appliqué sur le disque 2 [N·m]

C : amortissement [N·m.s]

La capacité de couple dynamique =Couple nominal × facteur de service

(Généralement de 1,5 à 3,0 pour les charges dynamiques)

- Comportement transitoire :

- Absorbe les pics de couple lors du démarrage/arrêt
- Atténue les variations de couple des moteurs à pistons/compresseurs
- Réduit les pics de couple dus aux charges d'impact

- **Énergie cinétique**

$$T = \frac{1}{2}J_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}J_2\dot{\theta}_2^2 \qquad \textit{(28.II)}$$

- **Énergie potentielle (élastique)**

La déformation de l'accouplement est proportionnelle à la différence d'angle $(\theta_1 - \theta_2)$:

$$V = \frac{1}{2}K_t(\theta_1 - \theta_2)^2 \qquad \textit{(29.II)}$$

- **Fonction de dissipation de Rayleigh (amortissement)**

$$\mathcal{D} = \frac{1}{2}C\left(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2\right)^2 \qquad \textit{(30.II)}$$

- **Travail virtuel des forces non conservatives**

Les couples extérieurs C_e (moteur sur J_1) et C_s (résistant sur J_2) :

$$\delta W = T_e\,\delta\theta_1 - T_s\,\delta\theta_2 \qquad \textit{(31.II)}$$

Ainsi, les forces généralisées :

$$Q_1 = C_e, \qquad Q_2 = -C_s \qquad \textit{(32.II)}$$

- **Équations de Lagrange**

L'équation de Lagrange pour chaque coordonnée :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_i} + \frac{\partial \mathcal{D}}{\partial \dot{\theta}_i} = Q_i \qquad \textit{(33.II)}$$

Avec $L = T - V$. *(34.II)*

Pour θ_1 :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1} = J_1\dot{\theta}_1 \qquad \textit{(35.II)}$$

$$\frac{d}{dt}\left(J_1\dot{\theta}_1\right) = J_1\ddot{\theta}_1 \qquad \textit{(36.II)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_1} = -K_t(\theta_1 - \theta_2) \qquad \textit{(37.II)}$$

$$\frac{\partial \mathcal{D}}{\partial \dot{\theta}_1} = C\left(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2\right) \qquad \textit{(38.II)}$$

L'équation :

$$J_1\ddot{\theta}_1 + C\left(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2\right) + K_t(\theta_1 - \theta_2) = C_e \qquad \textit{(39.II)}$$

Pour θ_2 :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_2} = J_2\dot{\theta}_2 \quad \textbf{(40.II)}$$

$$\frac{d}{dt}\left(J_2\dot{\theta}_2\right) = J_2\ddot{\theta}_2 \quad \textbf{(41.II)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_2} = K_t(\theta_1 - \theta_2) \quad \textbf{(42.II)}$$

$$\frac{\partial \mathcal{D}}{\partial \dot{\theta}_2} = -C\left(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2\right) \quad \textbf{(43.II)}$$

L'équation :

$$J_2\ddot{\theta}_2 - C\left(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2\right) - K_t(\theta_1 - \theta_2) = -C_s \quad \textbf{(44.II)}$$

Que l'on peut réécrire :

$$J_2\ddot{\theta}_2 + C\left(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1\right) + K_t(\theta_2 - \theta_1) = -C_s \quad \textbf{(45.II)}$$

- **Système d'équations différentielles final**

$$J_1\ddot{\theta}_1 + C\left(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2\right) + K_t(\theta_1 - \theta_2) = C_e \quad \textbf{(46.II)}$$

$$J_2\ddot{\theta}_2 + C\left(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1\right) + K_t(\theta_2 - \theta_1) = -C_s \quad \textbf{(47.II)}$$

II.5.2. Système libre non amortie

Pour les vibrations libres sans excitation externe et non amortie, on pose $C_e = C_s = 0$ et $C = 0$. On obtient :

$$J_1\ddot{\theta}_1 + K_t\theta_1 - K_t\theta_2 = 0 \quad \textbf{(48.II)}$$

$$J_2\ddot{\theta}_2 + K_t\theta_1 - K_t\theta_2 = 0 \quad \textbf{(49.II)}$$

II.5.3 Mise en Forme Matricielle

$$[\boldsymbol{J}]\{\ddot{\boldsymbol{\theta}}\} + [\boldsymbol{K}]\{\boldsymbol{\theta}\} = \{\mathbf{0}\} \textbf{(1.II)}$$

Matrice d'inertie [J]

$$[\boldsymbol{J}] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix}$$

Matrice de rigidité [K]

$$[\boldsymbol{K}] = \begin{bmatrix} K_t & -K_t \\ -K_t & K_t \end{bmatrix}$$

II.5.4. Calcul des Fréquences Propres

Substitution harmonique :

On cherche des solutions harmoniques de la forme $\boldsymbol{\theta_i(t) = \Theta_i e^{i\omega t}}$ En substituant dans le système matriciel

Substitution $\boldsymbol{\theta = \Theta\, e^{i\omega t} \Longrightarrow \ddot{\theta} = -\omega^2 \Theta e^{i\omega t}}$

$$-\omega^2[J]\{\Theta\}e^{i\omega t} + [k]\{\Theta\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad \textit{(50.II)}$$

$$([k] - \omega^2[J])\{\Theta\} = \{0\} \quad \textit{(51.II)}$$

Condition de non-trivialité (équation caractéristique)

Pour que le système $([\boldsymbol{K}] - \boldsymbol{\omega^2}[\boldsymbol{J}])\{\boldsymbol{\Theta}\} = \{\boldsymbol{0}\}$ admette des solutions non nulles, son déterminant doit être nul :

$$det([k] - \omega^2[J]) = 0 \quad \textit{(52.II)}$$

On substitue les matrices explicites dans le déterminant :

$$\begin{vmatrix} K_t - J_1\omega^2 & -K_t \\ -K_t & K_t - J_2\omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad \textit{(53.II)}$$

- **Calcul du déterminant**

$$det = (K_t - J_1\omega^2)(K_t - J_2\omega^2) - (-K_t)(-K_t) \quad \textit{(54.II)}$$

$$det = (K_t - J_1\omega^2)(K_t - J_2\omega^2) - {K_t}^2$$

$$det = {K_t}^2 - K_tJ_2\omega^2 - K_tJ_1\omega^2 + J_1J_2\omega^4 - {K_t}^2$$

$$det = J_1J_2\omega^4 - K_t(J_1+J_2)\omega^2$$

$$\omega^2[J_1J_2\omega^2 - K_t(J_1+J_2)] = 0$$

L'équation factorisée fournit deux solutions distinctes :

a) Premier facteur (Mode rigide)

$$\omega^2 = 0 \quad \textit{(55.II)}$$

$$\omega_{n1} = 0 \qquad [rad/s] \quad \textit{(56.II)}$$

Mode rigide : les deux moyeux tournent ensemble ($\theta_1 = \theta_2$)

b) Deuxième facteur (Mode élastique)

$$J_1J_2\omega_n^2 = K_t(J_1+J_2) \quad \textit{(57.II)}$$

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{K_t(J_1+J_2)}{J_1J_2}} \quad \textit{(58.II)}$$

$$f_{n2} = \frac{\omega_{n2}}{2\pi} \quad [Hz] \quad \textit{(59.II)}$$

Mode rigide : les deux moyeux tournent ensemble ($\theta_1 = \theta_2$)

b) Deuxième facteur (Mode élastique)

$$J_1 J_2 \omega^2{}_2 = k(J_1 + J_2) \qquad \textbf{(60.II)}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k(J_1+J_2)}{J_1 J_2}} \qquad \textbf{(61.II)}$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} \ \text{[Hz]} \qquad \textbf{(62.II)}$$

II.6 Dynamique de la transmission du couple

II.6.1 Raideur Torsionnelle

$$K_t = (G \times J)/L[N \cdot m/rad]$$

Où :

- L = longueur de l'élastomère $[m]$

- J = moment quadratique $[m^4]$.

Donc :

- $K_t = \frac{(1{,}09\times10^{6}\times1{,}542\ \times10^{-4})}{0{,}078}$
- $K_t \approx 2155\ N\ \frac{m}{rad}$.

II.6.2 Moments d'inerties des rotors

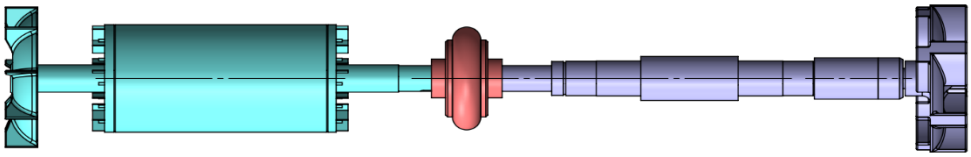


Figure II.6 : Assemblage d'accouplement entre le moteur et la pompe centrifuge.

$$J_1 = J_\mathrm{f} + J_\mathrm{rm} + J_\mathrm{v} \quad \textbf{(63.II)}$$

Avec

J_f : Moment d'inertie du flasque

J_rm : Moment d'inertie du rotor du moteur électrique

J_v : Moment d'inertie du ventilateur

$$J_2 = J_\mathrm{f} + J_\mathrm{a} + J_\mathrm{i} \quad \textbf{(64.II)}$$

J_f : Moment d'inertie du flasque

J_a : Moment d'inertie de l'arbre de la pompe

J_i : Moment d'inertie de l'impulseur de la pompe

Par la modélisation sous SOLIDWORKS des rotors du moteur et de la pompe les moments d'inerties sont donnés par l'outil propriétés de masse.

$$J_1 = \ 2{,}231 \ \mathrm{kg.m^2} \quad \textbf{(65.II)}$$

$$J_2 = \ 0{,}696 \ \mathrm{kg.m^2} \quad \textbf{(66.II)}$$

Calcul de la fréquence naturelle en torsion

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_t(J_1+J_2)}{J_1 J_2}} \quad [\mathrm{rad/s}] \quad \textbf{(67.II)}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2155\ (2{,}231\ +0{,}696)}{2{,}231\times\ 0{,}696}} \approx 65{,}98[\mathrm{rad/s}] \quad \textbf{(68.II)}$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\omega_n = \frac{1}{2\pi}65{,}98 \approx 10{,}50 \ \mathrm{Hz} \quad \textbf{(69.II)}$$

II.6.3. Phénomène de résonance

La fréquence propre du système constitue un paramètre essentiel dans l'analyse dynamique de l'accouplement. En effet, lorsque la fréquence d'excitation du système (liée à la vitesse de rotation du moteur) devient proche de la fréquence propre, un phénomène de résonance peut apparaître.

Ce phénomène se traduit par une amplification importante des vibrations, pouvant entraîner une augmentation des contraintes mécaniques, une dégradation accélérée de l'élastomère, voire une défaillance du système.

Afin d'éviter ce risque, il est nécessaire de vérifier que la fréquence de fonctionnement reste suffisamment éloignée de la fréquence propre, généralement avec une marge de sécurité adéquate.

Dans le cas de l'accouplement PERIFLEX, la faible rigidité torsionnelle permet d'abaisser la fréquence propre du système, contribuant ainsi à réduire les risques de résonance dans la plage de fonctionnement industrielle.

II.7. Récapitulatif des Résultats Analytiques

Tableau II.3 : Récapitulatif des résultats des calculs analytiques — Accouplement PERIFLEX.

Grandeur calculée	Symbole	Valeur	Unité
Moment polaire d'inertie	J	1,542 *10^{-4}	m^4
Module de cisaillement (Shore 92A)	G	1,09	MPa
Contrainte de cisaillement	τ_{max}	1,265	MPa
Contrainte équivalente de Von Mises	σ_{eq}	2,191	MPa
Contrainte de compression	σ_c	0,04	MPa
Rigidité torsionnelle	K_t	2155	N·m/rad
Angle de torsion maximal	θ_{max}	39,88	°
Rigidité radiale	K_r	236	N/m
Force radiale (δ_r = 0,5 mm)	F_r	1180	N
Rigidité en flexion	K_α	6467,89	N·m/rad
Moment de flexion (α = 2°)	M_{flex}	225,72	N·m
Contrainte de flexion	σ_f	0,38	MPa
Contrainte totale combinée	σ_{totale}	1,267	MPa
Coefficient de sécurité statique	S	1,826	—

II.8 Analyse et Interprétation des Résultats

II.8.1 Analyse de la tenue statique

L'analyse statique de l'accouplement PERIFLEX, conduite sur la base des équations de la mécanique des matériaux, démontre la tenue mécanique satisfaisante du composant élastomère sous les conditions de charge maximales considérées (C_{max} = 1500 N·m). Les résultats clés peuvent être interprétés de la manière suivante :

- La contrainte de cisaillement torsionnel maximale τ_{max} = 1,265 MPa est largement inférieure à la valeur admissible τ_{adm} = 2,31 MPa (calculée selon le critère de Von Mises à partir de σ_{lim} = 4,0 MPa pour le caoutchouc Shore 92A). Le rapport τ_{max} / τ_{adm} = 0,547 confirme une marge de sécurité confortable en cisaillement pur, ce qui est physiquement cohérent avec le principe de fonctionnement de l'accouplement : l'élastomère est précisément dimensionné pour travailler bien en deçà de sa limite élastique afin de garantir sa durabilité en service cyclique.

- La contrainte équivalente de Von Mises σ_{eq} = 2,191 MPa, qui tient compte à la fois de la torsion et de la compression due à la quasi-incompressibilité de l'élastomère ($\nu \approx$ 0,49), reste inférieure à la limite admissible σ_{lim} = 4,0 MPa. Le critère de plasticisation de Von Mises n'est donc pas atteint, même sous le couple maximal de service.

-La rigidité torsionnelle K_t = 2 155 N·m/rad, associée à l'angle de torsion maximal θ_{max} = 39,88° sous C_{max}, illustre le caractère très souple de l'accouplement. Cette grande capacité de déformation angulaire est fonctionnellement avantageuse car elle permet d'absorber les pics de couple dynamiques sans générer de chocs mécaniques sur les équipements reliés. Elle est compatible avec les spécifications du catalogue constructeur qui autorise des angles de torsion élevés pour cette gamme PERIFLEX.

- Les efforts induits par les désalignements restent modérés : la force radiale F_r = 1180N (pour δr = 5mm) et le moment de flexion M_{flex} = 225,72 N·m (pour α = 2°) engendrent des contraintes complémentaires très faibles devant la sollicitation principale de torsion. La contrainte de flexion σ_f = 0,38 MPa représente moins de 5 % de la contrainte de cisaillement torsionnel, ce qui valide a posteriori l'hypothèse de torsion dominante utilisée dans le modèle analytique.

-Le coefficient de sécurité statique S = 1,826, calculé par rapport à la limite admissible de l'élastomère Shore 92A, indique une tenue mécanique acceptable pour les conditions

de service considérées. Il est toutefois à noter que ce coefficient est inférieur à la valeur recommandée de 2,5 pour les accouplements industriels soumis à des chargements dynamiques, ce qui impose de vérifier la tenue en fatigue de l'élastomère pour les applications à chargements cycliques importants. Une éventuelle revérification avec une dureté Shore supérieure (Shore 95A : S ≈ 2,28) permettrait d'atteindre les marges recommandées.

II.8.2 Analyse du comportement dynamique

L'analyse dynamique du système moteur–accouplement PERIFLEX–pompe, réalisée par la formulation de Lagrange dans le cadre d'un modèle à deux degrés de liberté en torsion, fournit des résultats essentiels pour la sécurité de fonctionnement de l'installation. Les points suivants méritent une interprétation physique approfondie :

- Le mode propre $\omega_1 = 0$ rad/s (mode rigide) correspond au cas où l'ensemble du système tourne librement sans déformation relative entre les deux inerties. Ce mode n'est pas physiquement excité en régime établi, mais il est important pour la modélisation des phases transitoires (démarrage et arrêt), où l'absence de transmission de couple produit une rotation libre des masses.

-Le mode propre $\omega_2 = 65{,}98$ rad/s, correspondant à la fréquence propre torsionnelle $f_2 = 10{,}50$ Hz (calcul analytique) est le mode d'oscillation relative des deux disques d'inertie autour de la position d'équilibre. C'est ce mode qui détermine la susceptibilité du système à la résonance torsionnelle..

- La fréquence d'excitation liée à la vitesse de rotation nominale du moteur (N = 1 500 tr/min) est $f_{exc} = N/60 = 25\,Hz$. La comparaison avec la fréquence propre torsionnelle $f_2 \approx 10$–$11{,}65$ Hz montre un rapport $f_{exc}/f_2 \approx 2{,}15$–$2{,}5$, bien supérieur au seuil critique de 2 recommandé pour éviter le risque de résonance. La condition $\omega > 2\omega_c$ est donc satisfaite, confirmant le fonctionnement sûr du système en régime établi.

-L'influence de la faible rigidité torsionnelle de l'accouplement ($K_t = 2155$ N·m/rad) sur le comportement dynamique est double : d'une part, elle abaisse la fréquence propre torsionnelle en deçà de la plage d'excitation, ce qui est favorable pour éviter la résonance ; d'autre part, elle permet d'atténuer les fluctuations de couple transmises entre le moteur et la pompe, protégeant ainsi les roulements et l'arbre de pompe contre les sollicitations dynamiques excessives.

- En termes de comportement transitoire, l'accouplement élastique agit comme un filtre passe-bas torsionnel : il atténue les fréquences d'excitation supérieures à f_{n2}, ce qui

protège la pompe des harmoniques de couple générés par le moteur électrique lors des démarrages et des variations de charge. Cette propriété est particulièrement bénéfique pour les applications où des variations de couple fréquentes sont attendues.

CHAPITRE III :

Modélisation Géométrique 3D avec SolidWorks

Chapitre III

Modélisation Géométrique 3D avec SolidWorks

III.1. Introduction

Ce chapitre décrit la méthodologie de conception et d'assemblage des pièces constituant l'accouplement élastique PERIFLEX, réalisée à l'aide du logiciel de Conception Assistée par Ordinateur (CAO) SolidWorks. La modélisation 3D est une étape indispensable préalable à la simulation par éléments finis, car elle permet de définir avec précision la géométrie du composant, les interfaces entre les différentes pièces et les simplifications géométriques nécessaires à l'analyse numérique.

III.2. Présentation du logiciel SolidWorks

SolidWorks (Dassault Systèmes) est un logiciel de CAO 3D paramétrique largement utilisé dans l'industrie mécanique et aéronautique. Son architecture repose sur trois entités fondamentales, intrinsèquement liées :

- La Pièce (Part, extension. Sldprt) : modélisation volumique d'un composant monobloc par l'empilement de fonctions géométriques (extrusion, révolution, balayage, etc.) ;
- L'Assemblage (Assembly, extension. Sldasm) : mise en relation géométrique de pièces distinctes par des contraintes d'assemblage (coaxialité, coïncidence, distance) ;
- La Mise en Plan (Drawing, extension. Slddrw) : génération automatique de vues associatives cotées à partir du modèle 3D.

Toute modification apportée à l'un de ces fichiers se propage automatiquement à tous les autres, garantissant ainsi la cohérence permanente de la conception.



Figure III.1 : Interface du logiciel SolidWorks.

III. 3. Démarche de modélisation

III.3.1. Modélisation du moyeu

Le moyeu constitue l'interface entre l'arbre et le bandage élastomère. Sa modélisation est réalisée par les étapes suivantes :

- Création d'une esquisse sur le plan de face, définissant le profil de la section transversale du moyeu ;

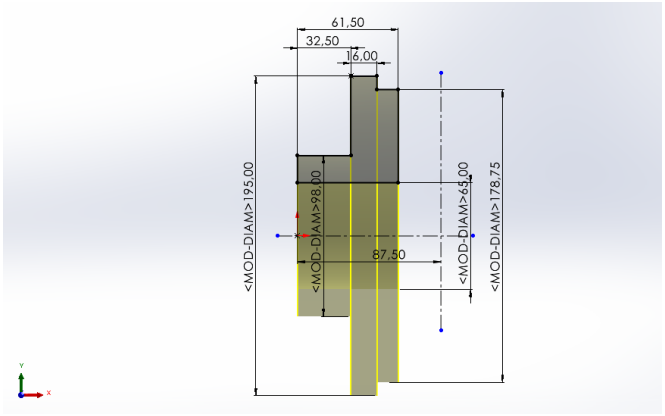


Figure III.2 : L'esquisse du moyeu

- Application d'une fonction de révolution à 360° autour de l'axe longitudinal

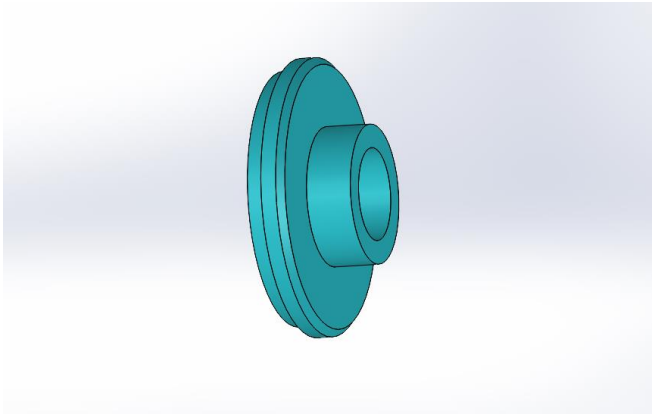


Figure III.3 : Séquence de création du volume du moyeu par révolution

- Création des trous par répétitions circulaire

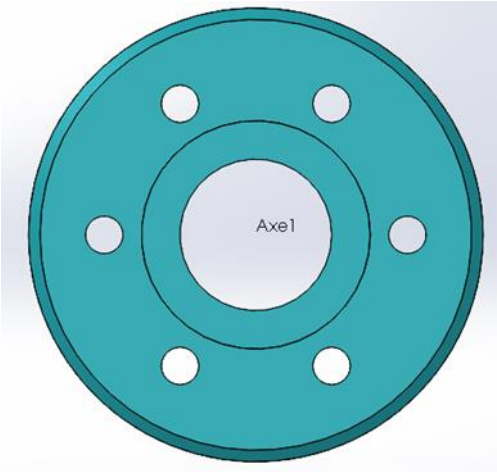


Figure III.4 : Création des trous.

- Usinage de la rainure de clavette par couper-extruder avec esquisse rectangulaire, Conforme à la norme NF E22-175/P9 ;

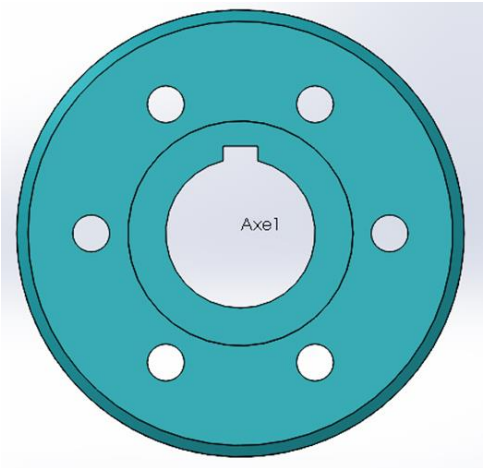


Figure III.5 : Création de la rainure de clavette.

- Ajout des congés de raccordement pour éliminer les concentrations de contraintes aux arêtes vives.

III.3.2. Modélisation du bandage élastomère (tore)

Le bandage élastomère est l'élément fonctionnel principal de l'accouplement. Sa géométrie toroïdale est obtenue par :

- Création d'une esquisse de profil sur un plan médian, définissant la section du tore ;

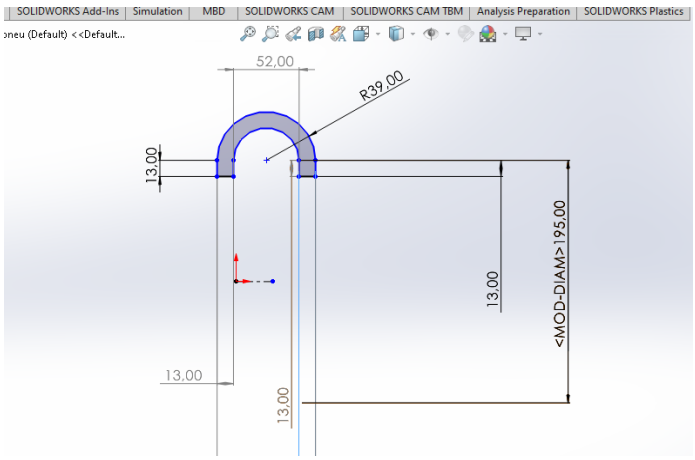


Figure III.6 : Création d'une esquisse de profil.

- Application d'une révolution à 360° autour de l'axe de rotation pour obtenir la forme toroïdale ;

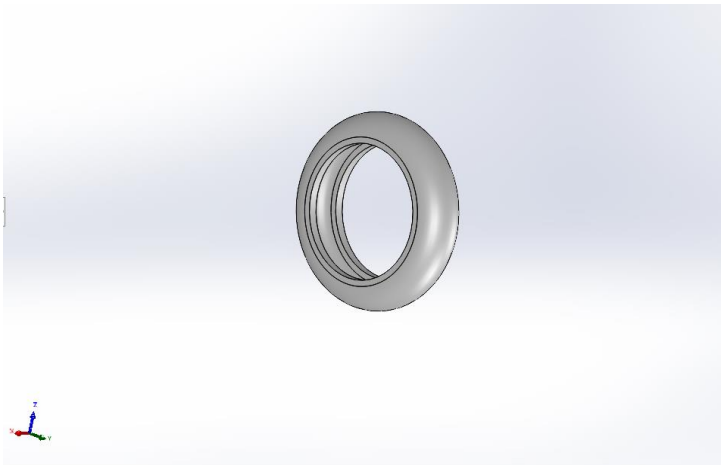


Figure III.7 : Application d'une révolution.

- Définition des interfaces de contact avec les couronnes de serrage.

Les simplifications géométriques suivantes ont été adoptées pour faciliter la simulation :

- Le bandage est modélisé comme un cylindre creux de révolution (R_{ext} = 130 mm, R_{int} = 117 mm, L = 78 mm) — ce qui correspond aux dimensions équivalentes du modèle analytique ;
- Les renforts textiles internes sont pris en compte de manière homogène dans les propriétés matérielles (module de cisaillement apparent G = 1,09 MPa).

III.3.3. Modélisation des bagues de serrage

- Réalisation d'une esquisse composée de deux cercles concentriques sur le plan de base, définissant les diamètres intérieur et extérieur ;
- Génération du volume par extrusion (Extrude, Boss/Base) ;

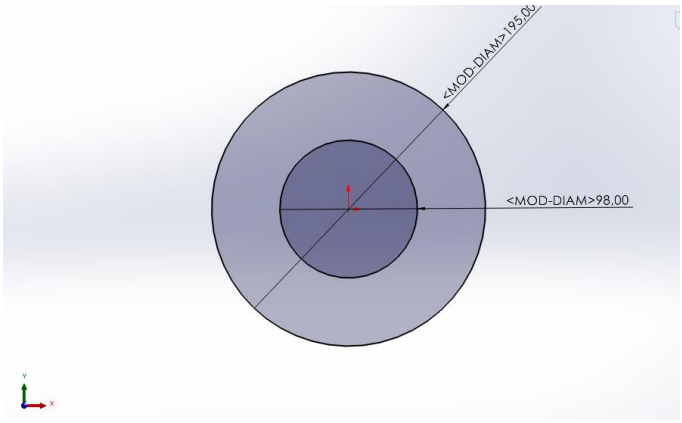


Figure III.8 : Génération du volume par extrusion.

- Création des trous par répétitions circulaire

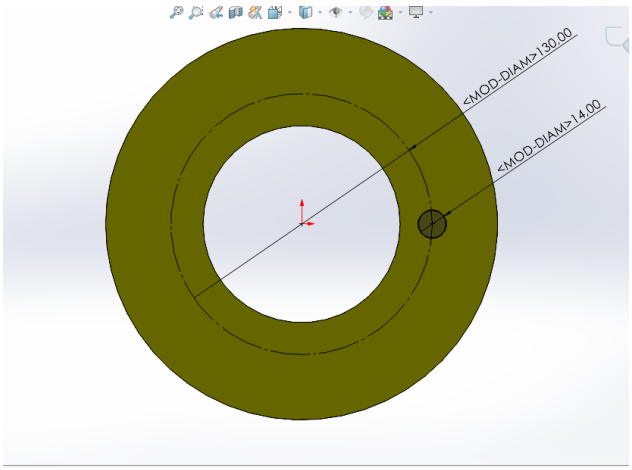


Figure III.9 : Création des trous.

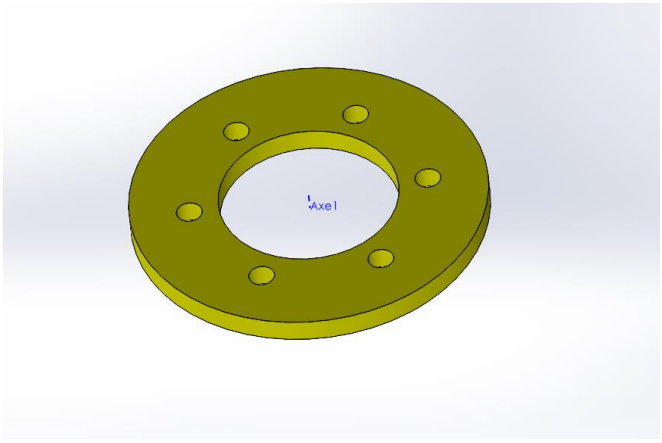


Figure III.10 : Application de répétition circulaire.

- Application de congés si nécessaire pour améliorer la tenue mécanique et éviter les concentrations de contraintes

III.3.4. Assemblage des composants

L'assemblage de l'accouplement PERIFLEX est réalisé dans l'environnement Assemblage de SolidWorks. Les contraintes d'assemblage suivantes sont appliquées :

- Contrainte de coaxialité entre l'axe du moyeu 1 et l'axe de pneu ;

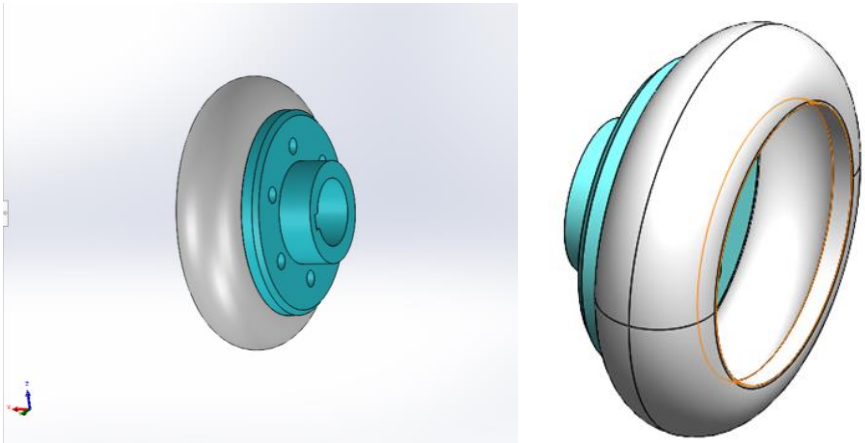


Figure III.11 Contrainte de coaxialité entre l'axe du moyeu 2 et l'axe du pneu.

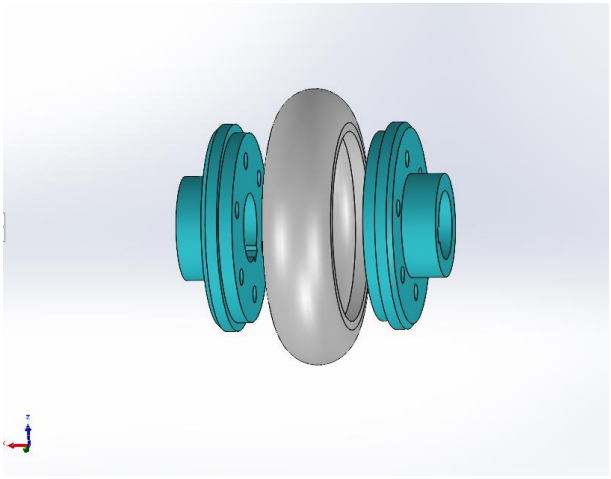


Figure III.12 : Contrainte de coaxialité entre l'axe du moyeu 2 et l'axe du pneu.

- Contraintes de coïncidence entre les faces de contact des bagues de serrage et les faces du pneu ;

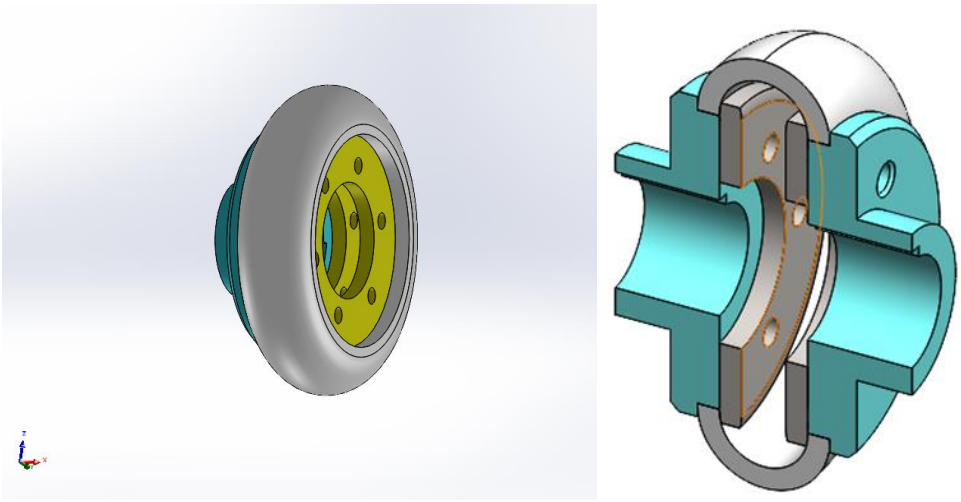


Figure III.13 : Contraintes de coïncidence entre les deux pièces.

- Respect de la cote axiale entre les deux moyeux (cote 0 définie dans le catalogue constructeur).

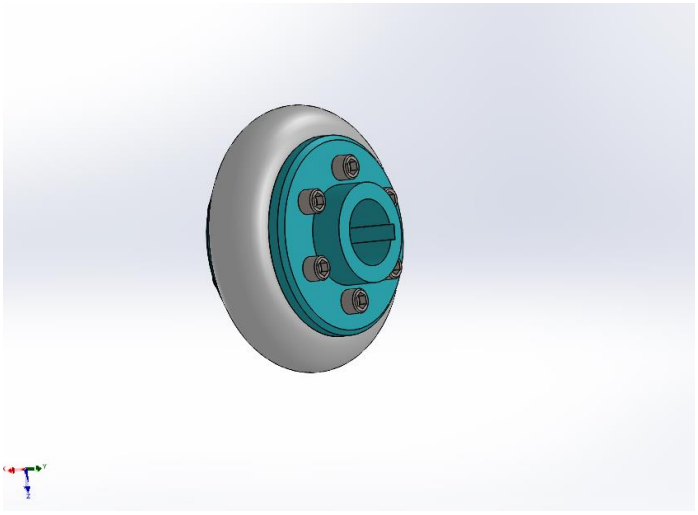


Figure III.14 : Application des boulons par répétition circulaire.

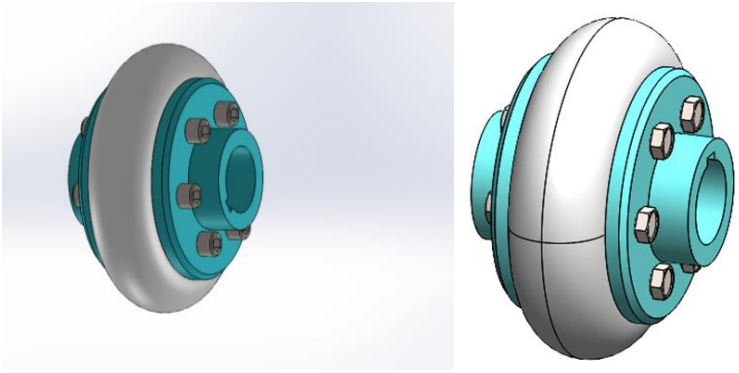


Figure III.15 : Accouplement flexible de type Periflex.

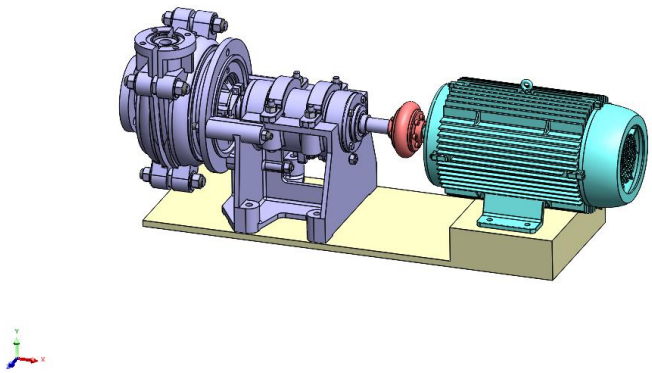


Figure III.16: Montage de l'accouplement assurant la liaison entre le moteur et la pompe centrifuge.

III.4. Propriétés des matériaux dans SolidWorks

Les propriétés mécaniques des matériaux sont assignées à chaque composant :

Tableau III.1 : Propriétés mécaniques des matériaux assignés dans SolidWorks

Composant	Matériau	E (GPa)	ν	ρ (kg/m³)
Moyeux (×2)	Acier XC42	210	0,30	7 850
Bagues de serrage	Acier 35CD4	210	0,30	7 850
Bandage élastomère	Caoutchouc NR Shore 92A	0,00327	0,49	1 100

* Module d'Young de l'élastomère : $E = 3G = 3 \times 1{,}09 \times 10^{-3}\, GPa = 3{,}27 \times 10^{-3}\, GPa$ (relation pour matériaux quasi-incompressibles : E ≈ 3G)

CHAPITRE IV

Simulation numérique par la méthode des éléments finis (MEF)

Chapitre IV

Simulation numérique par la méthode des éléments finis (MEF)

IV.1. Introduction

La méthode des éléments finis (MEF) constitue aujourd'hui un outil indispensable pour l'analyse du comportement mécanique des systèmes industriels complexes. Après l'étude analytique présentée au chapitre II et la conception de l'ensemble mécanique réalisée au chapitre III, une validation numérique est effectuée à l'aide du logiciel SolidWorks Simulation.

Cette étude vise à évaluer la résistance mécanique de l'ensemble moteur–accouplement PERIFLEX–pompe centrifuge soumis aux conditions réelles de fonctionnement. L'analyse comprend une étude statique permettant de déterminer la distribution des contraintes et des déplacements, ainsi qu'une étude modale destinée à identifier les fréquences propres du système et à vérifier l'absence de risque de résonance.

IV.2. Présentation du modèle numérique

Modèle étudié : le modele se compose de deux flasques, deux couronnes et un bandage élastomère assemblés par des boulons**.**

Le but de cette simulation est de valider les résultats analytique statique par la détermination de la contrainte de VonMises, les éfforts et les déplacements dus aux désalignements.

IV.2.1 Géométrie de l'ensemble étudié

Le modèle numérique représente la chaîne complète de transmission composée :

- D'un moteur électrique.
- D'un accouplement élastique PERIFLEX.
- D'une pompe centrifuge.
- Des éléments de fixation de type paliers.



Figure IV.1: Accouplement élastique à bandage élastomère.

IV.3 Propriétés de l'étude

Tableau IV.1 : Propriétés de l'étude d'accouplement.

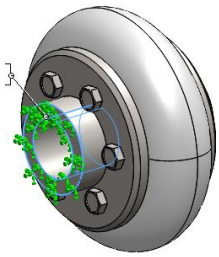
Nom d'étude	Etat de contrainte dans le bandage élastomère
Type d'analyse	Statique
Type de maillage	Maillage volumique
Type de solveur	Automatique
Options de contact solidaire incompatible	Automatique
Grand déplacement	Désactivé(e)
Vérifier les forces externes	Activé(e)

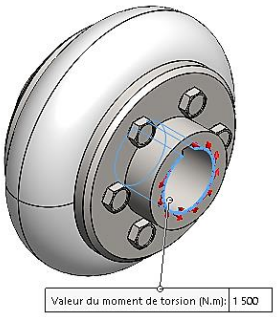
IV.4 Propriétés du matériau

Référence du modèle	Propriétés		Composants
	**Nom:**	**élastomère**	**Bandage élastique**
	Type de modèle:	**Linéaire élastique isotropique**	
	Limite d'élasticité:	**4e+06 N/m^2**	
	Limite de traction:	**4e+06 N/m^2**	
	Module d'élasticité:	**3e+06 N/m^2**	
	Coefficient de Poisson:	**0,49**	
	Masse volumique:	**1 100 kg/m^3**	
	Module de cisaillement:	**1,09e+06 N/m^2**	

	***Tableau IV.2 : Propriétés du matériau étudié.*** **Nom:** **Acier allié inoxydable** **Type de modèle:** **Linéaire élastique isotropique** **Limite d'élasticité:** **2,41275e+08 N/m^2** **Limite de traction:** **4,48082e+08 N/m^2** **Module d'élasticité:** **1,9e+11 N/m^2** **Coefficient de Poisson:** **0,26** **Masse volumique:** **7 300 kg/m^3** **Module de cisaillement:** **7,8e+10 N/m^2**	**Couronne-Flasque**

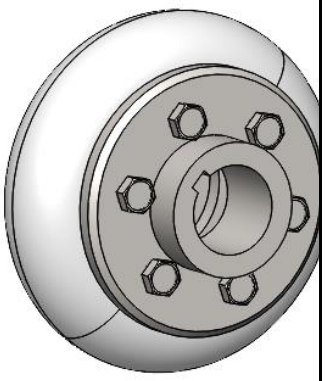
IV.5 Conditions aux limites

Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé
Fixe-1		***Tableau IV.3 :Fixation de l'accouplement.*** **Entités:** 2 face(s) **Type:** Géométrie fixe

Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Couple		***Tableau IV.4:Application de couple .*** **Entités:** **1 face(s)** **Référence:** **Axe1** **Type:** **Moment de torsion** **Valeur:** **1 500 N.m**

IV.6 Connecteur boulon

Référence du modèle	Détails du connecteur	Détails de résistance

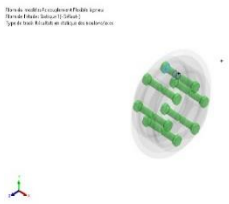


M - 16 x 2.0 x 45 Hex

Type de connexion:	Distribuée
Diamètre de la tête:	24 mm
Diamètre nominal de la tige :	16 mm
Nom du matériau:	Acier allié
Module d'Young:	2,1e+11 N/m^2
Coefficient de Poisson:	0,28
Résistance du boulon:	6,20422e+08 N/m^2
Coefficient de sécurité:	2

Tableau IV.5: Caractéristiques des boulons.

Contrôle des boulons:	OK
CS calculé:	6,57843
CS désiré:	2



IV.7 Informations sur le maillage

Tableau IV.6 : Informations sur le maillage.

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage basé sur la courbure
Taille d'élément maximum	7,24472 mm
Taille d'élément minimum	2,41488 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	137767
Nombre total d'éléments	116379

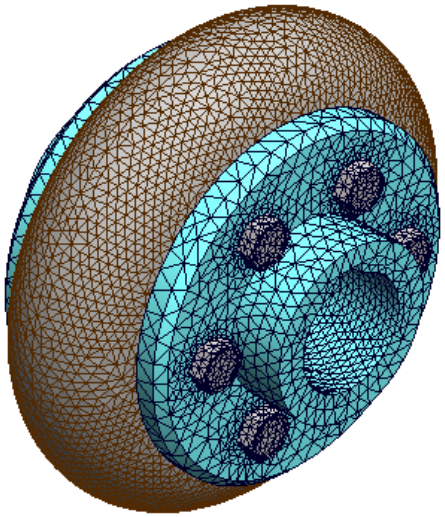
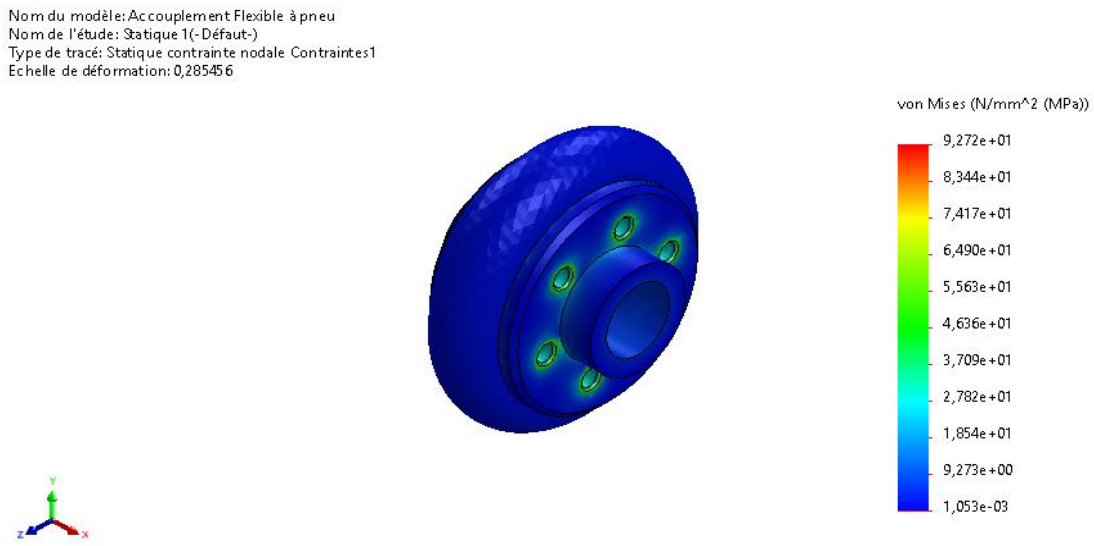


Figure IV.2: Maillage des éléments solides de l'accouplement.

IV.8 Résultats de l'étude

Tableau IV.7 Première contrainte.

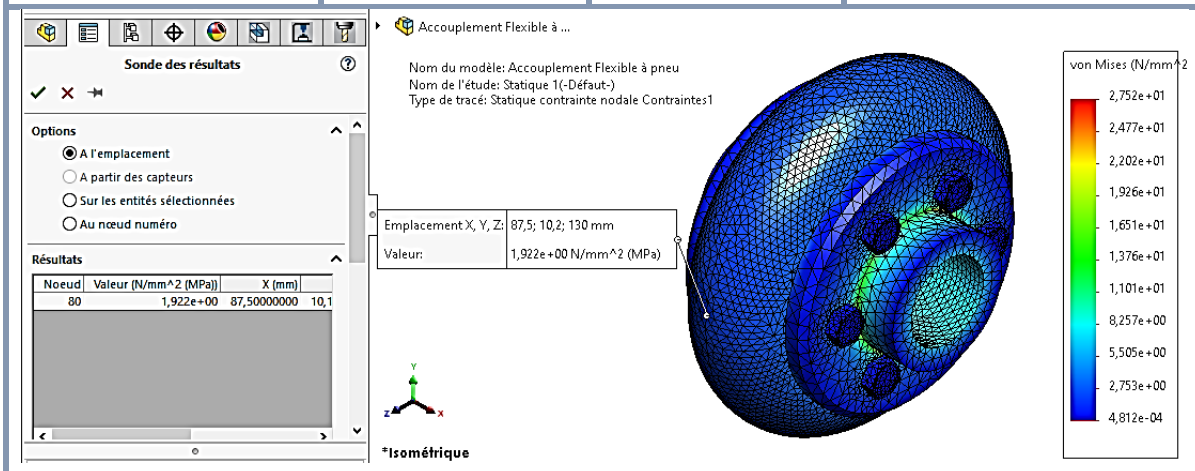
Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON : contrainte de von Mises	1,053e-03N/mm^2 (MPa) Noeud: 53397	9,272e+01N/mm^2 (MPa) Noeud: 46950



Accouplement Flexible à pneu-Statique 1-Contraintes-Contraintes1

Tableau IV.8: Deuxième contrainte.

Nom	Type	Min	Max
Contraintes2	**VON : contrainte de von Mises**	**1,053e-03N/mm^2 (MPa)** **Noeud: 53397**	**9,272e+01N/mm^2 (MPa)** **Noeud: 46950**



Contrainte équivalente de Von-Mises du bandage élastique

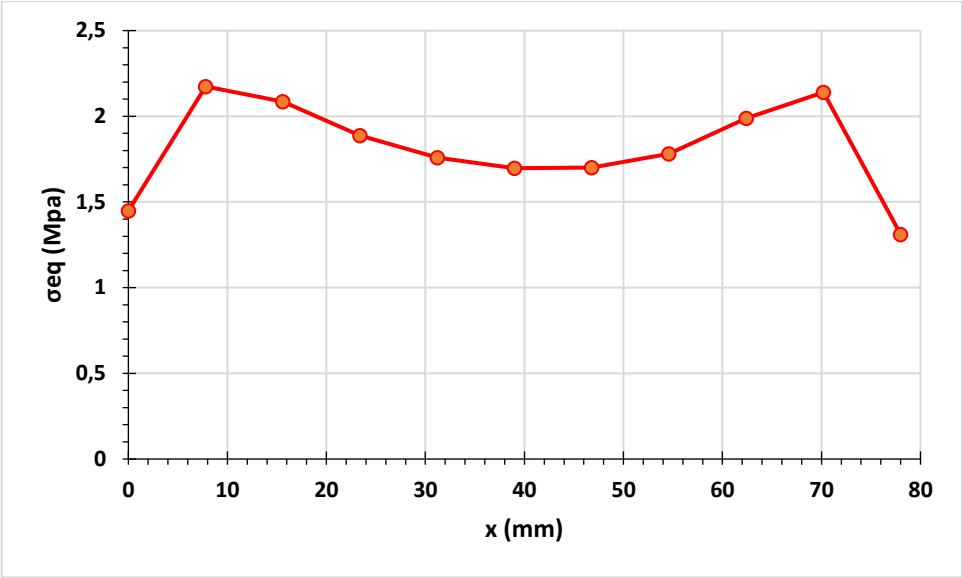


Figure IV.3: La contrainte de VonMises à la position x du bandage.

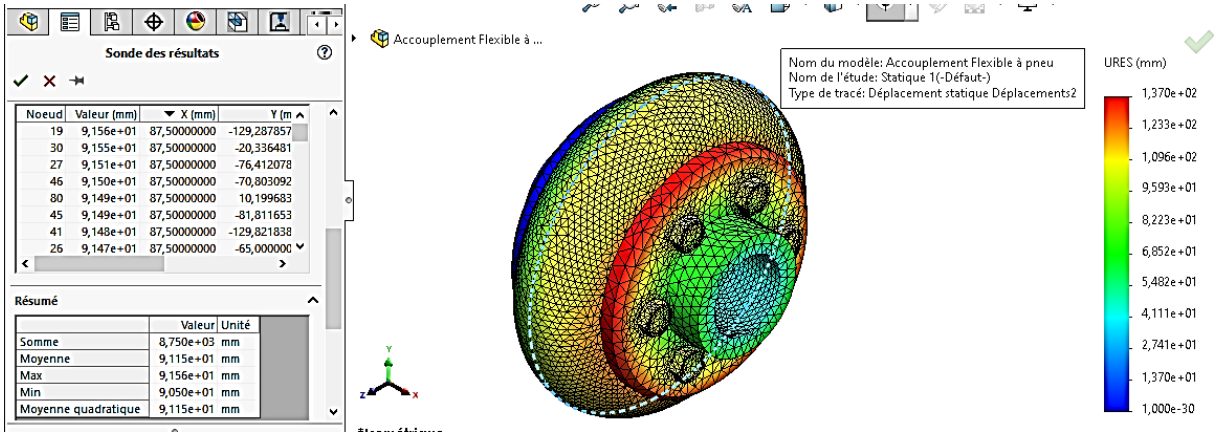


Figure IV.4: Déplacement angulaire dans le bandage dû à la torsion.

-Le déplacement angulaire pour

$$R = R_{ext} = 130 \text{ mm} \qquad \textit{(1.III)}$$

est :

$$L(\theta_{max}) = R_{ext}\theta_{max} = 91{,}56\ mm \qquad \textit{(2.III)}$$

Donc :

$$\theta_{max} = \frac{L(\theta_{max})}{R_{ext}} = \frac{91{,}56}{130} = 0{,}704\ rad = 40{,}35° \qquad \textit{(3.III)}$$

✓ Valeur très proche du résultat théorique.

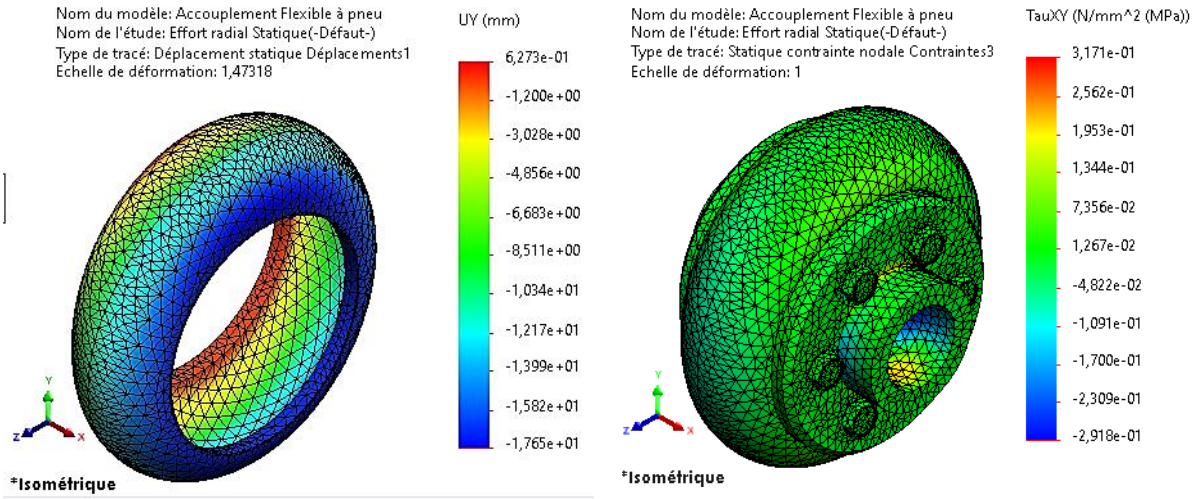


Figure IV.5 : Déplacement radial et contrainte de cisaillement dans le bandage dûs à l'effort radial.

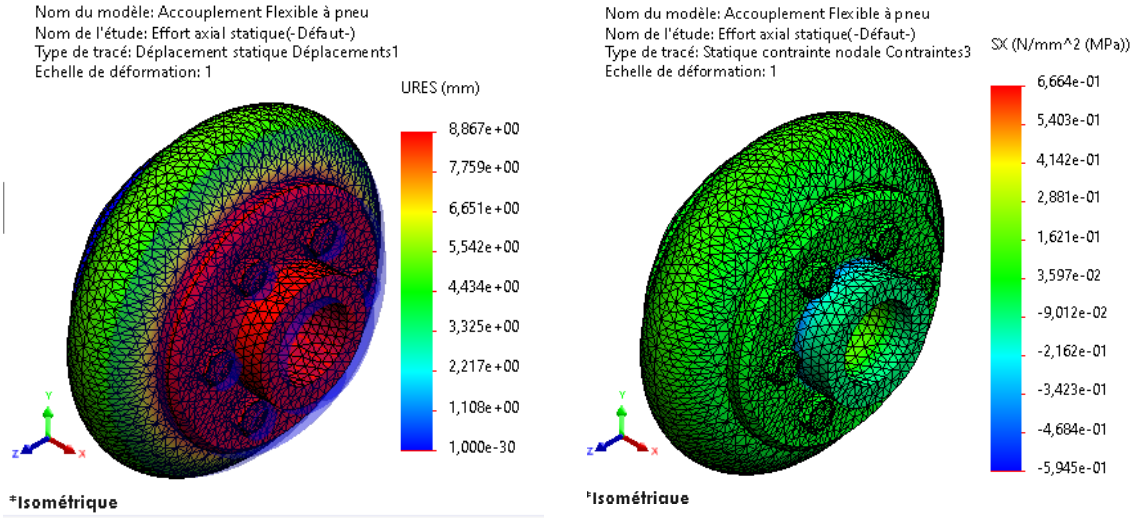


Figure IV.6: Déplacement axial et contrainte de compréssion dans le bandage dûs à l'effort axial.

IV.9 Analyse fréquentielle (Étude modale)

IV.9.1 Principe de l'analyse modale

Modèle étudié : le modele se compose du rotor d'un moteur électique et d'un arbre à aubes d'une pompe centrifuge liées par un accouplements composé par deux flasques et un bandage en élastomère**.**

Le but de cette simulation est de valider les résultats analytique dynamique par la détermination des fréquences naturelles.

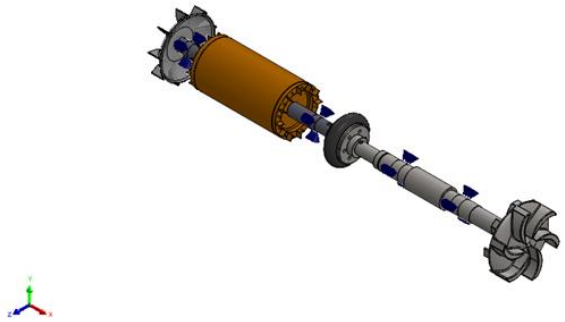


Figure IV.7 : Modèle CAO complet de l'ensemble moteur–accouplement–pompe.

L'analyse modale permet de déterminer les fréquences naturelles ainsi que les formes propres de vibration du système étudié. Ces paramètres jouent un rôle fondamental dans l'identification des phénomènes vibratoires susceptibles d'engendrer des problèmes de résonance.

IV.9.2 Paramètres de calcul

L'analyse a été réalisée en conservant :

- Les mêmes propriétés matériaux.
- Le même maillage.
- Les mêmes conditions de fixation.

Les cinq premiers modes propres ont été extraits.

IV.9.3 Maillage

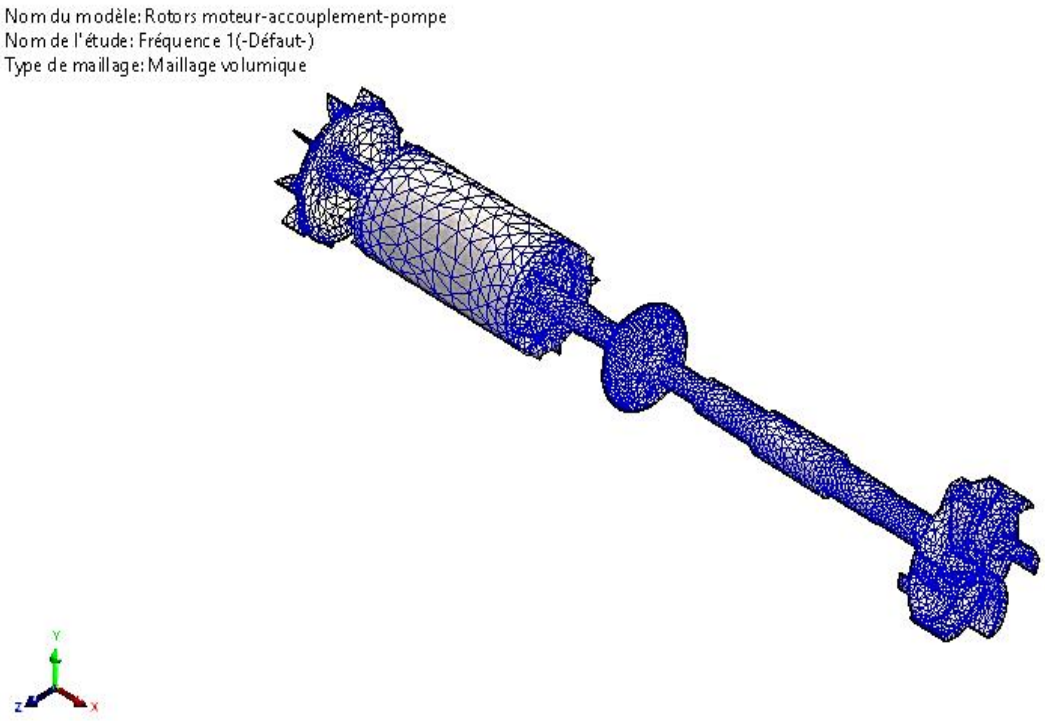
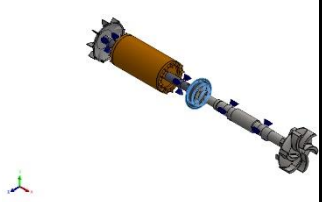


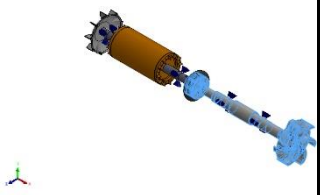
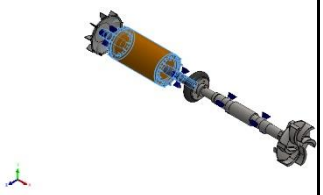
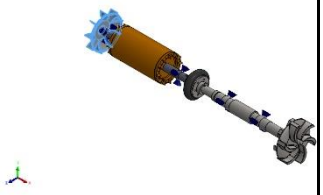
Figure IV.8 : Maillage de l'ensemble étudié.

Tableau IV.9 : Paramètres du maillage.

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage basé sur la courbure
Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée	16 Points
Taille d'élément maximum	71,8885 mm
Taille d'élément minimum	14,3777 mm
Qualité de maillage	Haute
Remailler les pièces en échec avec un maillage incompatible	Désactivé(e)

IV.9.4 Caractéristiques des matériaux

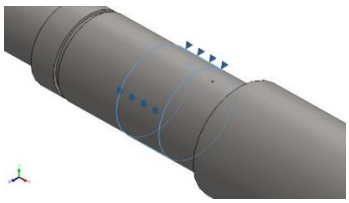
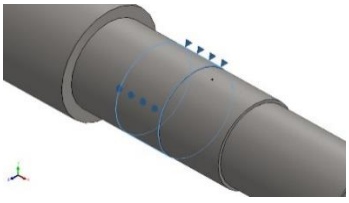
Référence du modèle	Propriétés		Composants
	**Nom:**	élastomère	Corps volumique 1(Révolution1)(Bandage élastique-1)
	Type de modèle:	Linéaire élastique isotropique	
	Limite de traction:	4e+06 N/m^2	
	Module d'élasticité:	3e+06 N/m^2	
	Coefficient de Poisson:	0,48	
	Masse volumique:	1 100 kg/m^3	
	Module de cisaillement:	1,09e+06 N/m^2	

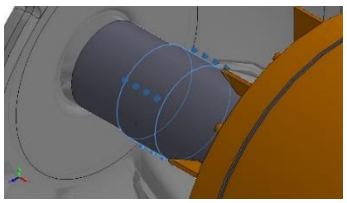
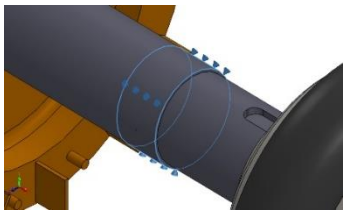
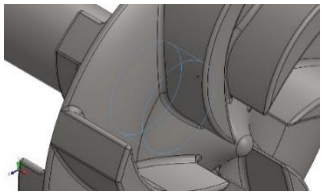
	**Nom:** Rotor réceteur **Type de modèle:** Linéaire élastique isotropique **Limite d'élasticité:** 2,41275e+08 N/m^2 **Limite de traction:** 4,48082e+08 N/m^2 **Masse volumique:** 7 300 kg/m^3 **Module d'élasticité:** 1,9e+11 N/m^2 **Coefficient de Poisson:** 0,26	Arbre de pompe+Couronne+Flasque
Données de la courbe:N/A		
	**Nom:** Rotor du moteur **Type de modèle:** Linéaire élastique isotropique **Limite d'élasticité:** 2,5e+08 N/m^2 **Limite de traction:** 4e+08 N/m^2 **Masse volumique:** 7 850 kg/m^3 **Module d'élasticité:** 2e+11 N/m^2 **Coefficient de Poisson:** 0,26	Rotor du moteur
	***Tableau IV.10 : Caractéristiques des matériaux.*** **Nom:** Ventilateur **Type de modèle:** Linéaire élastique isotropique **Limite de traction:** 4e+07 N/m^2 **Masse volumique:** 1 400 kg/m^3 **Module d'élasticité:** 2,41e+09 N/m^2 **Coefficient de Poisson:** 0,3897	Ventilateur

IV.9.5 Conditions aux limites

IV.9.5.1 Fixations

L'ensemble des deux rotors est supporté par 5 roulements :

Référence du modèle	Détails du connecteur
 **Appui de type palier-1**	**Entités:** 1 face(s) **Type:** Palier
 **Appui de type palier-2**	**Entités:** 1 face(s) **Type:** Palier

 **Appui de type palier-3**	**Entités:** **1 face(s)** **Type:** **Palier**
 **Appui de type palier-4**	**Entités:** **1 face(s)** **Type:** **Palier**
 **Appui de type palier-5**	***Tableau IV.11 : Fixation avec des paliers.*** **Entités:** **1 face(s)** **Type:** **Palier**

IV.9.6 Premier mode propre

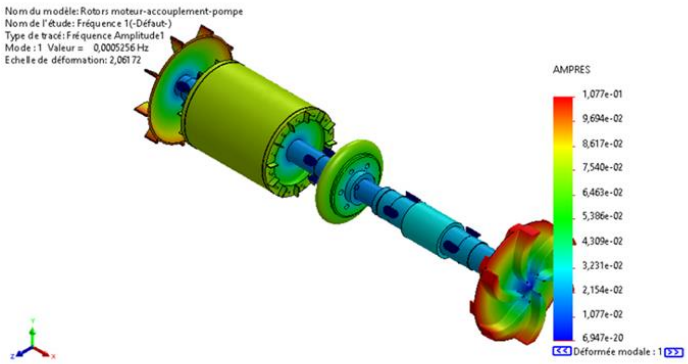


Figure IV.9 : Premier mode de vibration.

Le premier mode correspond principalement à une flexion globale de l'ensemble rotorique.

Tableau IV.12 : Première amplitude.

Nom	Type	Min	Max
Amplitude1	AMPRES : amplitude résultante Tracé pour la	6,947e-20 Noeud: 79600	1,077e-01 Noeud: 43408

Nom	Type	Min	Max
	déformée modale : 1(Valeur = 0,0005256 Hz)		

IV.9.7 Deuxième mode propre

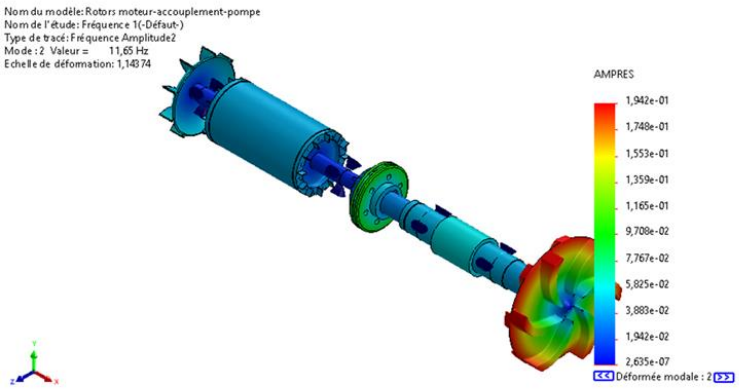


Figure IV.10 : Deuxième mode de vibration.

Ce mode présente une déformation plus importante au niveau de l'accouplement.

Tableau IV.13 : Deuxième amplitude.

Nom	Type	Min	Max
Amplitude2	AMPRES : amplitude résultante Tracé pour la déformée modale : 2(Valeur = 11,6502 Hz)	2,635e-07 Noeud: 9292	1,942e-01 Noeud: 29690

IV.9.8 Troisième mode propre

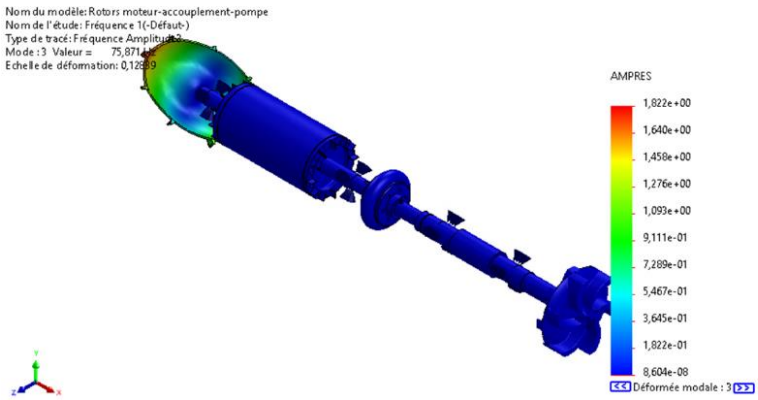


Figure IV.11 : Troisième mode de vibration

Ce mode met en évidence un comportement combiné de torsion et de flexion**.**

Tableau IV.14 : Troisième amplitude.

Nom	**Type**	**Min**	**Max**
Amplitude3	AMPRES : amplitude résultante Tracé pour la déformée modale : 3(Valeur = 75,8706 Hz)	8,604e-08 Noeud: 15976	1,822e+00 Noeud: 107210

IV.9.9Tableau récapitulatif des fréquences propres

Tableau IV.15 : Fréquences naturelles obtenues.

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	0,0033024	0,0005256	1 902,6
2	73,2	11,65	0,085836
3	476,71	75,871	0,01318
4	481,13	76,574	0,013059
5	670,27	106,68	0,0093741

La fréquence d'excitation liée à la vitesse de rotation du moteur est donnée par :

Pour :

$$N = 1500 \text{ tr/min}$$

On obtient :

$$f_{exc} = N / 60 = 1500 / 60 = 25 \text{ Hz} \qquad \textit{(4.III)}$$

La comparaison avec les fréquences naturelles calculées montre qu'aucune fréquence propre ne coïncide avec la fréquence d'excitation.

Par conséquent, le fonctionnement de l'ensemble mécanique ne présente pas de risque significatif de résonance.

IV.10 Validation des résultats analytiques

Une comparaison entre les résultats analytiques et numériques est réalisée.

Tableau IV.16 : Comparaison des résultats analytiques et numériques.

Paramètre	Calcul analytique	Simulation numérique	Écart (%)

Contrainte de Von-Mises (Mpa)	2,191	1,92	12,37 %
Coefficient de sécurité	1,826	1,67	8,54 %
Angle de torsion maximal	39,88°	40,35°	1,17 %
Fréquence propre (Hz)	10,50	11,6502	10,95 %

Les écarts observés restent faibles et confirment la validité du modèle développé.

IV.11 Discussion générale

Les résultats obtenus démontrent que :

- L'accouplement PERIFLEX assure correctement la transmission du couple.
- L'élastomère absorbe efficacement les déformations.
- Les contraintes restent inférieures aux limites admissibles.
- Les déplacements demeurent compatibles avec les exigences fonctionnelles.
- Les fréquences naturelles sont suffisamment éloignées de la fréquence d'excitation.

Conclusion Générale

Le présent mémoire de fin d'études avait pour objectif de développer et de valider une méthodologie intégrée de dimensionnement de l'accouplement élastique PERIFLEX, en combinant une approche analytique rigoureuse fondée sur la mécanique des matériaux et la théorie de l'élasticité, une étude dynamique par la formulation de Lagrange, et une simulation numérique tridimensionnelle par la méthode des éléments finis implémentée sous SolidWorks Simulation. L'ensemble de ces travaux a permis d'atteindre les objectifs fixés et d'aboutir à des conclusions scientifiques et techniques solides.

La revue bibliographique du Chapitre I a permis de positionner l'accouplement PERIFLEX parmi les différentes familles d'accouplements mécaniques et d'identifier ses avantages fonctionnels distinctifs : excellente capacité d'amortissement des vibrations torsionnelles, compensation simultanée des désalignements multiaxiaux (radial, angulaire et axial), robustesse intrinsèque liée à l'absence totale de pièces métalliques en contact et absence de maintenance périodique en conditions normales d'utilisation. Ce travail bibliographique a également fourni les données techniques de référence issues du catalogue constructeur Stromag, nécessaires à la validation des hypothèses de calcul.

L'étude analytique du Chapitre II constitue la contribution technique principale de ce travail. Les calculs, entièrement développés et vérifiés, ont permis de quantifier les grandeurs mécaniques caractéristiques de l'accouplement PERIFLEX. Les résultats clés peuvent être synthétisés comme suit : la contrainte de cisaillement torsionnel maximale (τ_{max} = 1,265 MPa) et la contrainte équivalente de Von Mises (σ_{eq} = 2,191 MPa) restent toutes deux inférieures à la limite admissibles de l'élastomère Shore 92A (σ_{lim} = 4,0 MPa), validant la tenue statique du composant. La rigidité torsionnelle K_t = 2 155 N·m/rad, associée à l'angle de torsion maximal θ_{max} = 39,88°, caractérise le comportement très souple de l'accouplement, favorable à l'absorption des chocs torsionnels. Le coefficient de sécurité statique S = 1,826 confirme la tenue mécanique acceptable sous les conditions de charge considérées, bien que ce coefficient soit légèrement inférieur à la valeur recommandée de 2,5 pour les applications industrielles dynamiques, ce qui suggère l'utilisation préférentielle d'une dureté Shore 95A pour les cycles de chargement élevés. L'analyse dynamique a déterminé la fréquence propre torsionnelle du système à f_2 = 10,50 Hz (modèle analytique), suffisamment éloignée de la fréquence d'excitation moteur (25 Hz) pour garantir l'absence de risque de résonance torsionnelle en service nominal.

La modélisation géométrique tridimensionnelle réalisée au Chapitre III sous SolidWorks a permis de reproduire fidèlement la géométrie réelle de l'accouplement-moyeux, bandage élastomère toroïdal et bagues de serrage - avec les simplifications nécessaires à une simulation numérique efficace. L'ensemble assemblage moteur-accouplement-pompe a ensuite été soumis à une simulation MEF complète (Chapitre IV), incluant l'analyse statique des contraintes et des déplacements, ainsi que l'analyse modale pour la détermination des cinq premiers modes propres. Les résultats numériques confirment les conclusions analytiques : la première fréquence propre torsionnelle obtenue par MEF (11,65 Hz) est en accord satisfaisant avec la valeur analytique (10,50 Hz), avec un écart de 10,95 % attribuable aux simplifications géométriques et aux hypothèses du modèle à paramètres concentrés. Aucune fréquence propre ne coïncide avec la fréquence d'excitation moteur, ce qui valide la sécurité vibratoire du système en service nominal. Une bonne cohérence entre l'analytique et la MEF de l'estimation de l'angle de torsion maximal θ_{max} avec un écart de 1,17 %.

Sur le plan des apports scientifiques et méthodologiques, ce travail démontre la pertinence de l'approche combinée analytique-MEF pour le dimensionnement des accouplements élastiques. Le modèle analytique simplifié, basé sur l'hypothèse d'un cylindre creux en torsion pure, offre des résultats en accord satisfaisant avec les simulations numériques tridimensionnelles, ce qui valide son utilisation comme outil de prédimensionnement rapide et fiable dans le cadre de projets industriels. La relation empirique de Gent pour le module de cisaillement de l'élastomère (G = 0,132 × e^ {0,023 × Shore}) s'avère un outil précieux pour adapter les calculs à différentes duretés Shore, permettant ainsi d'optimiser le choix du matériau élastomère en fonction des exigences de chaque application.

Les limites identifiées dans le cadre de ce travail constituent autant de perspectives de développement. Premièrement, le modèle analytique adopté suppose un comportement élastique linéaire de l'élastomère, alors que le caoutchouc naturel présente un comportement hyperviscoélastique non linéaire dès les grandes déformations. L'intégration de ce modèle (Neo-Hookean, Mooney-Rivlin) dans la simulation MEF permettrait d'améliorer la précision des résultats, notamment pour les angles de torsion élevés. Deuxièmement, la vérification expérimentale des résultats analytiques et numériques, par des essais de torsion sur un prototype d'accouplement instrumenté, constituerait une validation définitive de la méthodologie proposée. Troisièmement, une analyse de fatigue détaillée, basée sur les critères spécifiques aux élastomères, permettrait d'évaluer la durée de vie en service sous chargement cyclique et de définir les critères de maintenance prédictive.

En conclusion générale, les objectifs fixés en début de travail ont été atteints. L'accouplement PERIFLEX présente une tenue mécanique statique et dynamique satisfaisante pour les conditions de service définies, et la méthodologie de dimensionnement développée fournit un outil d'ingénierie directement applicable. Ce travail jette les bases d'une approche systématique pour l'étude des accouplements élastiques, applicable à d'autres tailles de la gamme PERIFLEX et, plus largement, à d'autres types d'accouplements à élément élastomère utilisés dans les systèmes de transmission de puissance industriels.

Références Bibliographiques

[1] *Institut Supérieur des Pêches Maritimes (ISPM), "S300-1 — Transmission : accouplements, embrayages et freins," Support de cours, ISPM, Agadir, Maroc, 2020.*

[2] *E. Oberg, F. D. Jones, H. L. Horton, and H. H. Ryffel, Machinery's Handbook, 30th ed. New York, USA: Industrial Press Inc., 2016, pp. 2612–2640. ISBN 978-0-8311-3030-3.*

[3] *Zone Industrie, "Accouplement mécanique — arbres parallèles," [Illustration en ligne]. Disponible: https://www.zoneindustrie.com.*

[4] *S. T. E. Prof, « Transmission de puissance : les accouplements, embrayages et freins », ISPM, Agadir, Maroc, 2020.*

[5] *Intégra Solutions, "Fonctionnement de l'accouplement mécanique : le guide complet," 2022. [En ligne]. Disponible : https://www.integra-solutions.fr/ [Consulté le 12 mai 2026].*

[6] *DirectIndustry, "Bien choisir un accouplement mécanique," 2023. [En ligne]. Disponible : https://www.directindustry.fr/.*

[7] *H. Ezzahraoui, "Accouplements," Document pédagogique. [En ligne]. Disponible : https://s32107ac5c40fd523.jimcontent.com.*

[8] *HPC Europe, "PNA — Accouplement élastique PERIFLEX® : Fiche technique," 2023. [En ligne]. Disponible : https://shop.hpceurope.com/pdf/frPDFauto/PNA.pdf.*

[9] *Université de Liège, « Transmissions mécaniques – Partie Accouplements », cours PDF, 2021–2022.*

[10] *Heinrich Kipp Werk GmbH & Co. KG, Accouplements — éléments de serrage, Catalogue technique. Heilbronn, Allemagne : Heinrich Kipp Werk GmbH & Co. KG, s.d.*

[11] *R. G. Budynas and J. K. Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design, 11th ed. New York, USA: McGraw-Hill Education, 2020, ch. 11: Clutches, Brakes, Couplings and Flywheels. ISBN 978-1-260-56977-1.*

[12] *Zpag, "Désalignement des accouplements mécaniques," Technologies industrielles. [En ligne]. Disponible : https://www.zpag.net.*

[13] *Zone Industrie, "Accouplements élastiques," [En ligne]. Disponible : https://www.zoneindustrie.com.*

[14] *P. Kannaiah and K. V. Reddy, Machine Drawing, 3rd ed. New Delhi, Inde: New Age International Publishers, 2006. ISBN 978-81-224-1753-0.*

[15] *M. Ben Jaber, "Mechanical Design Technology," Cours, ResearchGate, 2008. [En ligne]. Disponible : https://doi.org/10.13140/RG.2.1.2048.7042*

[16] *A. N. Gent, Ed., Engineering with Rubber: How to Design Rubber Components, 3rd ed. Munich, Allemagne: Carl Hanser Verlag, 2012. ISBN 978-3-446-42764-8.*

[17] *Stromag GmbH, PERIFLEX® N — Tyre Couplings : Technical Catalogue, Hattingen, Allemagne : Stromag GmbH, 2023. [En ligne]. Disponible : https://www.stromag.com.*

[18] *H. Ezzahraoui, "Accouplements mécaniques," Document pédagogique, [En ligne]. Disponible : https://s32107ac5c40fd523.jimcontent.com [Consulté le 12 mai 2026].*

[19] *T. J. Lenormand G., Mémento de dessin industriel Tome II- Documentation dimensionnelle. Les éditions Foucher Paris, 1969.*

Annexes

Annexe A — Extrait du catalogue constructeur *PERIFLEX*

Les données ci-dessous sont extraites du catalogue officiel Stromag pour la gamme PERIFLEX. Elles constituent la référence pour la validation des dimensions géométriques et des performances de l'accouplement étudié.

Référence	T_n (N·m)	T_{max} (N·m)	Vitesse max (tr/min)	Désalig. radial (mm)	Désalig. Angul (°)
PERIFLEX 110	100	300	4 500	3	1,5
PERIFLEX 160	250	750	3 500	4	2,0
PERIFLEX 211 R ★	500	1 500	3 000	5	2,0
PERIFLEX 280	1 000	3 000	2 500	6	2,0
PERIFLEX 355	2 000	6 000	2 000	8	2,5

★ *Modèle étudié dans ce mémoire. Sources : Stromag [17] et HPC Europe.*

Annexe B — Relations empiriques pour les matériaux élastomères

Les relations empiriques ci-dessous sont utilisées pour l'estimation des propriétés mécaniques des élastomères en fonction de la dureté Shore A. Elles sont établies par Gent (1958) [16] et validées expérimentalement sur une large plage de duretés :

G = 0,132 × e^ (0,023 × Shore) [MPa]

Relation de Gent (1958) [7] — Module de cisaillement apparent en fonction de la dureté Shore A. Domaine de validité : Shore 40A à 90A.

E ≈ 2G (1 + v) ≈ 3G (matériau quasi-incompressible, v ≈ 0,49)

$\sigma_{endurance} \approx 0,3 \times \sigma_{rupture}$ (critère de fatigue pour élastomère) :

Cette dernière relation est indicative et nécessite une campagne d'essais expérimentaux pour être validée sur un élastomère spécifique. Le rapport $\sigma_{endurance}/\sigma_{rupture}$ varie généralement entre 0,25 et 0,35 selon le type d'élastomère et les conditions d'environnement [16].