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



Université Ibn Khaldoun de Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de master

Domaine : Sciences et Technologie
Filière : Génie mécanique
Option : Construction mécanique

Thème

ÉTUDE ET SIMULATION MÉCANIQUE D'UNE GARNITURE D'UN DISQUE D'EMBRAYAGE

Préparé par :

BOUREKBA Mohammed et BOUMEDIENE Nassima

Soutenu publiquement le : 27/ 10/ 2020, devant le jury composé de :

M. ATHMANI Houari	Maître Assistant "A"(Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. BEKKOUCHE Bekkaye	Maître Assistant "A"(Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. MADANI Ahmed	Maître Assistant "A"(Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. GUEMMOUR Mohamed	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2019 - 2020

DÉDICACES

À

NOS CHÈRS PARENTS,

NOS FAMILLES,

NOS FRÈRES ET SŒURS,

NOS AMIES.

REMERCIEMENTS

On tient avant tout à remercier chaleureusement Monsieur **GUEMMOUR Mohamed Boutkhal**, Maître de conférences classe "B" à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret de nous avoir encadré et assuré le suivi de notre travail. En nous faisant confiance depuis le début de nos travaux, il a su diriger ce travail tout en nous laissant une complète autonomie. On le remercie non seulement pour la qualité de son encadrement mais également pour l'inestimable qualité humaine dont il a toujours fait preuve.

On remercie tout autant Monsieur **ATHMANI Houari** Maître-assistant classe "A" à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret pour avoir accepté de présider le jury de notre mémoire.

Nos sincères remerciements vont également à Monsieur **BEKKOUCHE Bekkaye** Maître-assistant classe "A" et **MADANI Ahmed** Maître-assistant classe "A" à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret qui nous ont fait l'honneur d'être examinateur de notre mémoire, et qui ont consacré de leur précieux temps à l'examen et à l'évaluation de notre travail.

On les remercie vivement pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail afin de l'expertiser avec une grande efficacité et une grande rapidité, ainsi que pour la patience et la pertinence dont ils ont fait preuve à la lecture de ce document.

NOMENCLATURE

Lettres latines

Symbole	Désignation	Unité
C	Chaleur massique	Kj/kg.K
Cad	Couple d'adhérence	m.N
C_f	Couple de friction	m.N
C_r	Couple résistant	m.N
C_m	Couple moteur	m.N
D_i	Diamètre intérieur	mm
D_e	Diamètre extérieur	mm
E	Epaisseur	mm
E_{c.m}	L'énergie cinétique du mécanisme menant	joule
E_{c.r}	L'énergie cinétique du mécanisme mené	joule
F	Fréquence de marche	
g	Gravité	m/s²
H	Hauteur de véhicule	mm
J_m	Un moment d'inertie de mécanisme menant	MPa
J_r	Un moment d'inertie de mécanisme mené	MPa
K	Facteur	
L	Largeur du véhicule	m
M	Masse totale du véhicule	kg
M₀	Poids propre du véhicule	kg
M_b	Poids du bagage	kg
M_m	Mécanisme menant	
M_r	Mécanisme mené	
P	Puissance	Joule/s
P_a	Poussée axiale	N
Q_m	Débit massique d'huile	m/s
Q_v	Débit volumique d'huile	m/s
R	Rayon extérieur de disque	mm
R₁	Rayon moyen du disque	mm
r	Rayon intérieur de disque	mm
S	Surface de disque	mm²
S₁	L'aire de la surface frontale	mm²
S₂	L'aire surface métal frottant	mm²
T	Période de variation de C _m .	s
t₁	Durée totale du patinage pour un cycle de période T	s
V	Vitesse de déplacement de l'huile	m/s
V₁	Volume des zones métalliques de voisinage	mm³

V_2	Vitesse circonférentielle moyenne	m/s
W	Travail	Joule

Lettres grecques

Nom	Symbole	Désignation	Unité
gamma	γ	Nombre de personnes	
thêta	θ_a	Température ambiante	°C
thêta	θ_r	Température résiduelle éventuelle	°C
thêta	θ_p	Température de pointe	°C
thêta	θ_s	Température de sécurité (fonction de la nature des garnitures).	°C
mu	μ	Coefficient de frottement	
nu	ν	Coefficient de poisson	
rhô	ρ	Rayon variable	mm
sigma	σ	Tenseur de contraintes	MPa
oméga	Ω	Vitesse angulaire	rad/s
	Ω_m	Vitesse angulaire de mécanisme menant	rad/s
	Ω_r	Vitesse angulaire de mécanisme mené	rad/s
	Ω_g	Vitesse angulaire de glissement	rad/s

ABREVIATIONS

Symbole	Désignation
CAO	Conception Associée par Ordinateur
IAO	Ingénierie Associée par Ordinateur

LISTE DES FIGURES

Chapitre 1 : Transmission de puissance par embrayage à friction

Figure 1.1 : Schéma de principe d'une chaîne de transmission	5
Figure 1.2 : Modes de fonctionnement de l'embrayage.....	7
Figure 1.3 : Schéma de principe d'un embrayage	8
Figure 1.4 : Vue éclatée d'un embrayage.....	9
Figure 1.5 : Friction d'embrayage	10
Figure 1.6 : Principales réalisations de progressivité, en rouge contact avec garniture coté volant – en vert : contact coté plateau	10
Figure 1.7 : Mécanisme d'embrayage.....	11
Figure 1.8 : Butée d'embrayage.....	12
Figure 1.9 : Commande d'embrayage.....	12

Chapitre 2 : Etude mécanique et thermique

Figure 2.1 : Mécanisme mécanique	14
Figure 2.2 : Hauteur et largeur d'une voiture.....	16
Figure 2.3 : Graphe de régime de fonctionnement	17
Figure 2.4 : Période d'embrayage	19
Figure 2.5 : Graphe pratique.....	21
Figure 2.6 : Schéma du matériau de friction sur une surface d'embrayage.....	21
Figure 2.7 : Problème de contact unilatéral.....	23
Figure 2.8 : Jeu initial	25
Figure 2.9 : Choix de la normale et du jeu	26
Figure 2.10 : Régularisation de loi de contact.....	26
Figure 2.11 : Loi de Tresca	27
Figure 2.12 : Loi de Coulomb	27
Figure 2.13 : Cône de Coulomb en 2D	28
Figure 2.14 : Cône de Coulomb en 3D	28
Figure 2.15 : Régularisation de la loi de Coulomb.....	28
Figure 2.16 : Loi de Norton-Hoff	29
Figure 2.17 : Plasticité non associée	33
Figure 2.18 : Diffusion de chaleur	33
Figure 2.19 : Chaleur Diffusion d'embrayage de plaque de pression	33
Figure 2.20 : Les zones de friction	35

Chapitre 3 : Simulation numérique du contact d'une garniture d'un disque embrayage

Figure 3.1 : Modèle CAO du volant moteur	42
Figure 3.2 : Modèle CAO du disque embrayage	42
Figure 3.3 : Modèle CAO du plateau	42
Figure 3.4 : Modèle CAO de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau).....	43
Figure 3.5 : Chargement extérieur appliqué sur l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)	44
Figure 3.6 : Maillage de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)	44
Figure 3.7 : Contrainte statique de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau) .	45
Figure 3.8 : Résultats obtenues du déplacement statique de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)	46
Figure 3.9 : Résultats obtenues de la déformation statique de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)	47
Figure 3.10 : Chargement extérieur appliqué sur la garniture d'un disque embrayage	48
Figure 3.11 : Maillage de la garniture d'un disque embrayage	48
Figure 3.12 : Résultat obtenues des contraintes de la garniture d'un disque embrayage	49
Figure 3.13 : Résultats obtenues du déplacement de la garniture d'un disque embrayage.....	50
Figure 3.14 : Résultats obtenues de la déformation de la garniture d'un disque embrayage.....	51

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 1 : Transmission de puissance par embrayage à friction

Tableau 1.1 : classification d'embrayage.....6

Chapitre 3 : Simulation numérique du contact d'une garniture d'un disque embrayage

Tableau 3.1 : Caractéristiques géométriques de disque d'embrayage39

Tableau 3.2 : Caractéristiques mécaniques de disque d'embrayage39

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	1
------------------------------------	---

CHAPITRE 1 : Transmission de puissance par embrayage à friction

1.1. Introduction	4
1.2. Embrayage automobile	4
1.2.1. Définition	4
1.2.2. Fonction globale	4
1.2.3. Qualités d'un embrayage	5
1.2.4. Classification	6
1.2.3. Fonctionnement	7
1.2.3.1. Position embrayée	7
1.2.3.2. Position débrayée	7
1.2.3.3. Le patinage	7
1.2.3.4. Principe de fonctionnement d'un système d'embrayage	8
1.2.4. Technologie	9
1.2.4.1. Constitution d'un embrayage	9
1.2.4.2. Disque d'embrayage	10
1.2.4.3. Le mécanisme	11
1.2.4.4. La butée	11
1.2.4.5. La commande	12
1.2.4.6. Matériaux	12

CHAPITRE 2 : Etude mécanique et thermique

2.1. Introduction	14
2.2. Etude mécanique	14
2.2.1. Etude dynamique	14
2.2.1.1. Hypothèse	14
2.2.1.2. Calcul de puissance	15
2.2.1.3. Couple de friction	16
2.2.1.4. Calcul des couples	17
2.2.1.5. Période d'embrayage	19
2.2.2. Etude de l'adhérence	20
2.2.2.1. Couple d'adhérence	20
2.2.3. Etude du contact disque-plateau	22
2.2.3.1. Contact unilatéral sans frottement	22
2.2.3.2. Formulation variationnelle	23

SOMMAIRE

2.2.3.3. Théorème de l'énergie.....	25
2.2.3.4. Prise en compte des jeux initiaux.....	25
2.2.4. Frottement.....	26
2.2.4.1. Lois de frottement.....	26
2.2.4.2. Loi de coulomb en quasi-statique.....	29
2.2.4.3. Problème de point fixe.....	30
2.2.4.4. Forme incrémentale de la loi de coulomb.....	31
2.2.4.5. Méthode des statuts.....	31
2.2.5. Problème d'existence et d'unicité.....	32
2.2.6. Analyse avec la plasticité.....	32
2.3. Etude thermique.....	33
2.3.1. Equation du bilan thermique.....	33
2.3.1.1. Equation du bilan thermique du plateau de pression.....	34
2.3.1.2. Equation du bilan thermique du carter d'embrayage.....	34
2.3.2. Performances énergétique de l'embrayage.....	35
2.3.2.1. Méthode calorimétrique.....	35
2.3.2.2. Température Résiduelle.....	36
2.3.2.3. Température Ambiante.....	36
2.4. Conclusion.....	37

CHAPITRE 3 : Simulation numérique du contact d'une garniture d'un disque embrayage

3.1. Introduction.....	39
3.2. Spécification du problème.....	39
3.3. Simulation.....	40
3.3.1. Présentation du logiciel "SOLIDWORKS".....	40
3.3.2. Etape SOLIDWORKS CAO.....	41
3.3.3. Etape SOLIDWORKS IAO.....	43
3.4. Exécution de la simulation.....	45
3.4.1. Analyse statique.....	45
3.4.2. Contrainte statique de l'assemblage.....	45
3.4.3. Déplacement statique de l'assemblage.....	46
3.4.4. Déformation statique de l'assemblage.....	47
3.4.5. Contrainte statique d'une garniture d'un disque embrayage.....	49
3.4.6. Déplacement statique d'une garniture d'un disque embrayage.....	50
3.4.7. Déformation statique d'une garniture d'un disque embrayage.....	51

SOMMAIRE

3.5. Conclusion	52
Conclusion générale	54
Bibliographies	56

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Le présent travail s'inscrit dans un contexte technologique en relation avec l'industrie automobile et en particulier la transmission dans un véhicule automobile. Avec le développement des nouvelles technologies dans l'industrie automobile, les véhicules sont devenus de plus en plus performants. Outre la concurrence dans le domaine de l'automobile de plus en plus rude s'ajoute les soucis d'efficacité, de fiabilité, de confort, du coût et du délai de fabrication. On s'intéresse à l'étude et la simulation numérique du comportement mécanique et thermique du disque d'embrayage pour un véhicule automobile léger.

Généralement, le but d'un ingénieur est de trouver le meilleur compromis entre les performances d'un système et contraintes technico-économiques. Pour pouvoir réaliser une conception optimale, il convient de mettre en oeuvre des techniques numériques complétant les études expérimentales. Dans l'industrie automobile, de nombreuses pièces sont soumises simultanément à des sollicitations thermiques et mécaniques qui peuvent provoquer des déformations et mêmes des endommagements.

L'objectif de notre travail est d'obtenir le champ de contraintes, déplacements et déformations de disque d'embrayage en fonction des conditions aux limites mécaniques imposées. Le logiciel Solidworks a été utilisé pour mener cette simulation,

Le mémoire est constitué de trois chapitres. Dans le premier chapitre, nous présentons la fonction mécanique de transmission de puissance par embrayage à friction. Ce dernier a été abordé à travers la fonction globale de l'embrayage, son principe de fonctionnement, sa classification ainsi que sa technologie. Le deuxième chapitre est dédié à l'étude de l'embrayage à friction à travers deux aspects : mécanique et thermique. En premier lieu nous décrivons l'étude dynamique et l'étude de l'adhérence et le contact entre les différentes pièces. En deuxième lieu une étude thermique à travers un bilan énergétique. Dans le troisième chapitre, il a été question d'une simulation numérique du contact entre volant moteur, disque d'embrayage et plateau. A la fin une conclusion a été présentée sur notre travail.

Chapitre 01

**TRANSMISSION DE PUISSANCE
PAR
EMBRAYAGE A FRICTION**

1.1. INTRODUCTION

L'embrayage est un mécanisme qui faisant usage de friction, permet de fusionner progressivement le mouvement des deux arbres qui tournent à des vitesses différentes, cette caractéristique est largement utilisé dans le contexte des systèmes de transmission. Par exemple pour démarrer la voiture progressivement avec un moteur à combustion sans éteindre le moteur, il est nécessaire que la traction est appliquée de manière progressive et c'est précisément la friction qui rend cela possible. Son fonctionnement se réfèrent au frein d'une voiture, mais fonctionne en sens inverse: les freins sont stationnaires, et la roue n'est pas bloquée instantanément, mais peu à peu grâce à la friction, l'embrayage se déplace progressivement d'un arrêt ou en rotation à un arbre de vitesse différente (de celle de l'arbre d'entraînement). L'ouverture (dégagement) ou de fermeture (greffage) du lieu de prise d'embrayage par des moyens mécaniques (par l'intermédiaire de leviers et / ou des tirants, câbles), hydraulique, pneumatique ou électrique. Il y a aussi des embrayages automatiques, en mesure d'ouvrir si la torque dépasse une valeur limite (limiteurs de couple) ou à proximité du dépassement d'un certain la vitesse angulaire. Les embrayages permettent l'engagement et le désengagement entre deux arbres droits en prolongement.

1.2. EMBRAYAGE AUTOMOBILE [1-3]

1.2.1. Définition

De façon générale le terme « embrayage » fait référence à tout dispositif jouant un rôle d'interrupteur dans la transmission d'un couple mécanique.

1.2.2. Fonction globale

Dans le domaine automobile, il désigne en particulier l'organe situé entre le moteur thermique et une boîte de vitesse manuelle, comme illustré sur la **figure 1.1**. Une partie du vilebrequin et de l'embellage du moteur est représentée dans la partie gauche de cette figure, et on distingue une partie des engrenages de la boîte sur la droite.

L'embrayage représenté au centre est un embrayage sec mono disque, ce qui constitue un choix technologique courant en raison de son faible encombrement et de son excellent rendement mécanique.

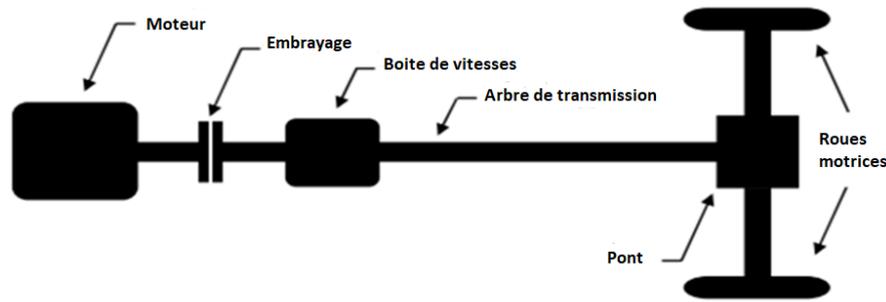


Fig. 1.1 : Schéma de principe d'une chaîne de transmission [2]

L'embrayage est nécessaire pour permettre au moteur de se désolidariser temporairement de la chaîne de transmission, notamment au moment des changements de rapports. En effet, lors de ces opérations l'arbre d'entrée de boîte subit un ajustement rapide de vitesse que ne peut pas supporter le moteur, d'où la nécessité de débrayer. Par ailleurs, l'embrayage assure une progressivité dans la synchronisation entre le moteur et la boîte afin d'éviter les à-coups qui seraient nuisibles au confort de conduite et à la tenue des éléments mécaniques.

Il permet donc de transmettre un couple sans qu'il y ait synchronisme (égalité des vitesses de rotation du moteur et de l'arbre d'entrée de la boîte de vitesse), c'est le cas par exemple lors du démarrage d'un véhicule, ceci est réalisé par frottement entre parties respectivement solidaires du vilebrequin et de l'arbre d'entrée de la boîte de vitesse « primaire de boîte ». Enfin, une fonction de filtrage des cyclismes inhérents aux moteurs thermiques est incorporée entre le moteur et la chaîne de transmission, elle est couramment assurée par l'embrayage lui-même.

Les différents constituants et modes de fonctionnement de l'embrayage sont présentés succinctement dans cette section afin de clarifier la terminologie et placer le système dans son contexte. L'ensemble mécanique présenté est représentatif de ce que l'on peut trouver dans les applications courantes, Il en existe de nombreuses variantes technologiques, mais leur description ne présente pas d'intérêt particulier dans le cadre de cette thèse, une analyse plus détaillée du système peut être trouvée dans les Techniques de Ingénieur

1.2.3. Qualités d'un embrayage [4]

L'embrayage en tant qu'organe de transmission de puissance entre le moteur et la boîte des vitesses, il possède un certain nombre de qualité qu'il lui permet d'assurer sa fonction globale :

1. Lors de l'embrayage, entraînement progressif est obtenu par l'augmentation progressive de l'effort de pression.
2. En marche normale, pas de glissement entre les surfaces.
3. Le débrayage complet et instantané
4. Poussée axiale aussi réduite que possible
5. Construction simple, robuste ; réglage et entretien faciles, etc...

1.2.4. Classification

L'embrayage a plusieurs classifications, qui sont résumés dans le tableau 1.1 :

Tableau 1.1 : classification d'embrayage [4]				
Nature du Principe D'entrainement	Nature de la commande extérieure	Désignation de l'embrayage		Exemples d'application
Contact direct entre deux solides indéformables sans possibilité de glissement	Mécanique Electromagnétique Hydraulique Pneumatique	Embrayage à crabots		Machines-outils
Contact direct entre deux garnitures de friction avec possibilité de glissement	Mécanique Hydraulique Electromagnétique Pneumatique	Embrayage à contact axial	Monodisque	Automobiles
			Multidisque	Motocyclettes
	Embrayage conique		Machines agricoles	
	Pneumatique (chambre à air)	Embrayage à contact radial	à sabots	Machines-outils, palans équipement forage pétrolier
Force centrifuge	à segments		Automobiles, outillage (débroussailleuse...), Engins de travaux agricoles	
Contact indirect entre deux solides indéformables, avec poudre ou grenaille métallique	Force centrifuge	Embrayage à poudre Métallique		Machines nécessitant le réglage du couple transmissible
	Force centrifuge +attraction magnétique	Embrayage Électromagnétique à poudre		
Contact indirect Entre deux Solides aménagés d'aubes, avec huile	Force centrifuge	Embrayage Hydraulique Au coupleur hydraulique convertisseur de couple hydraulique		Automobiles (transmission automatique)
Pas de contact matériel (loi de Lenz, courant de Foucault)	Magnétique	Embrayage Électromagnétique Asynchrone		Utilisé comme variateur de vitesse dans des transmissions diverses

1.2.3. Fonctionnement [1-3]

1.2.3.1. Position embrayée

La position embrayée représentée sur la figure 1.2a, correspond à l'état par défaut, inactif du système, cet état est obtenu quand le conducteur a complètement relâché la pédale d'embrayage. Tous les éléments sont alors solidaires en rotation. Par conséquent, l'arbre d'entrée de boîte est entraîné par le vilebrequin de façon synchrone et l'intégralité du couple moteur est transmise, dans la limite de la capacité de l'embrayage, Celle-ci est bien entendu dimensionnée en conséquence.

1.2.3.2. Position débrayée

La position débrayée représentée sur la figure 1.2b, est le mode actif de l'embrayage. Il est induit par l'enfoncement complet de la pédale d'embrayage, Le volant moteur, le mécanisme et la butée restent alors solidaires.

1.2.3.3. Le patinage

Le patinage représentée sur la figure 1.2c, correspond à la situation intermédiaire où seule une fraction de la charge nominale est appliquée sur la friction par le plateau de pression, ainsi la transmission d'un couple est permise entre le vilebrequin et l'arbre primaire sans qu'il y ait synchronisme, ce couple est contrôlé par le conducteur par l'actionnement de la pédale d'embrayage, c'est dans cette phase que les vitesses s'ajustent pour permettre le retour à la situation d'embrayage complet.

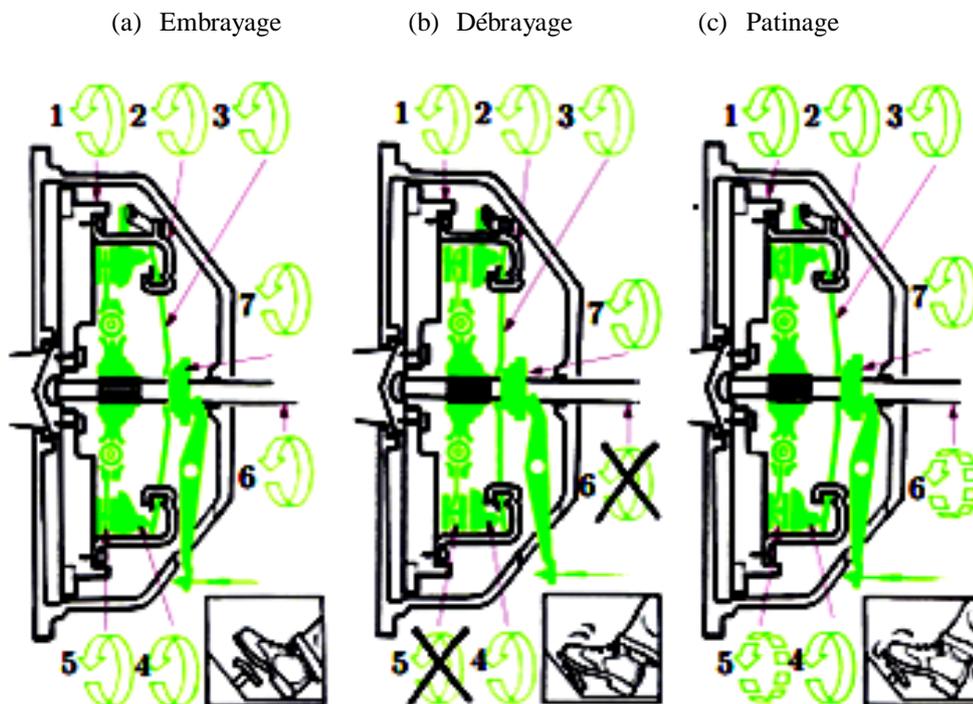


Fig. 1.2 : Modes de fonctionnement de l'embrayage

La figure 1.2 montre les modes de fonctionnement de l'embrayage, les rotations indiquées pour le volant moteur (1), le couvercle (2), le diaphragme (3), le plateau (4), la friction (5), l'arbre primaire (6) et la butée (7). Problématique du crissement rotation du vilebrequin. Par contre la friction et l'arbre primaire sont rendus indépendants et ne sont plus entraînés par le moteur.

1.2.3.4. Principe de fonctionnement d'un système d'embrayage [1-3]

Un système d'embrayage est un élément de la chaîne de transmission d'un véhicule qui comprend également (figure 1.3), une boîte de vitesses, un arbre de transmission qui sert de liaison entre la boîte de vitesses et le pont qui sert de réducteur et qui contient un différentiel permettant aux roues de tourner à des vitesses différentes des roues motrices.

Quelle que soit la disposition des organes constituant une chaîne de transmission, l'embrayage est toujours situé entre le moteur et les autres éléments de la transmission.

Son rôle est au démarrage du véhicule, d'assurer un accouplement progressif entre le moteur et les organes de transmission, jusqu'à leur parfaite liaison, de désaccoupler temporairement ceux-ci lors des changements de rapports de vitesses.

Les qualités demandées à un embrayage sont :

- être progressif : la prise de mouvement se fait sans à-coups. Grâce à un léger glissement, les deux disques adhérents lorsqu'il est embrayé pour ne plus patiner.
- Doit pouvoir s'arrêter rapidement lors d'un débrayage résistant

Un embrayage est constitué de trois ensembles (figure 1.3). Ensemble menant, solidaire du moteur. Ensemble mené, solidaire des organes constituant la chaîne de transmission, ensemble de commande, permettant d'accoupler ou non les deux disques par une action sur la pédale d'embrayage.

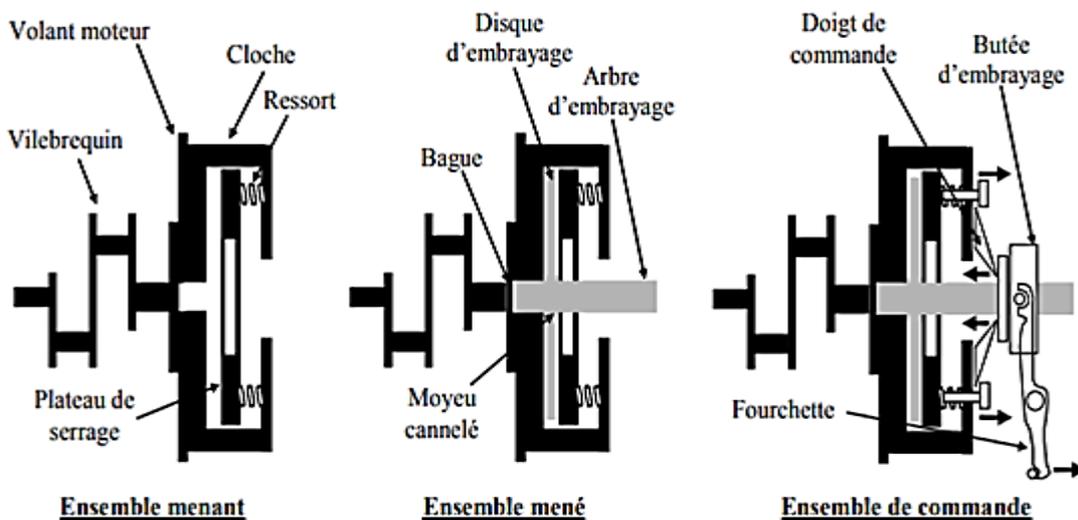


Fig. 1.3 : Schéma de principe d'un embrayage [1]

En position embrayée, le disque d'embrayage solidaire de la transmission, est fortement comprimé entre le plateau de serrage et le volant moteur par l'action des ressorts de pression. En position débrayée par action sur la pédale d'embrayage, la butée d'embrayage se déplace et fait basculer les leviers (doigts de commande), le disque est libéré, il coulisse sur l'arbre d'embrayage grâce aux cannelures, il y a débrayage.

1.2.4. Technologie

1.2.4.1. Constitution d'un embrayage [1-3]

Un embrayage comprend un disque de friction (ou simplement « friction ») et un mécanisme. Ce dernier se compose lui-même d'un couvercle, d'un diaphragme et d'un plateau, l'ensemble est fixé au volant moteur. Le mécanisme est actionné par la butée, déplacée par la fourchette, l'ensemble mécanique est représenté sur la figure 1.4. Le volant moteur est solidaire du vilebrequin, Il n'est pas à proprement parler un élément de l'embrayage mais il est néanmoins indispensable à son fonctionnement. Dans la configuration de la figure 1.4 il est monobloc et représente un élément totalement passif.

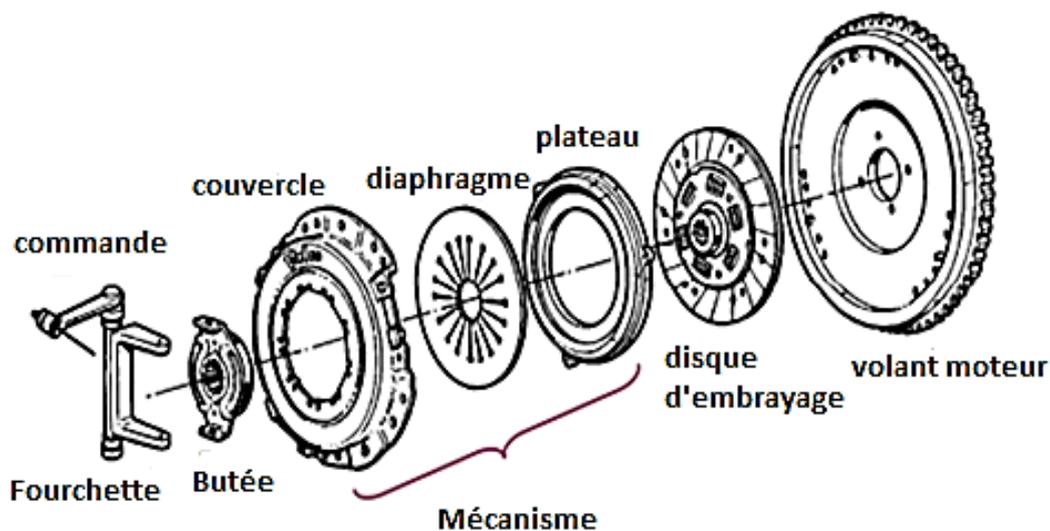


Fig. 1.4 : Vue éclatée d'un embrayage

1.2.4.2. Disque d'embrayage

Cet élément se situe entre le plateau de pression et le volant moteur qui viennent le pincer pour engendrer le couple transmis par frottement, il est représenté sur la figure 1.5.

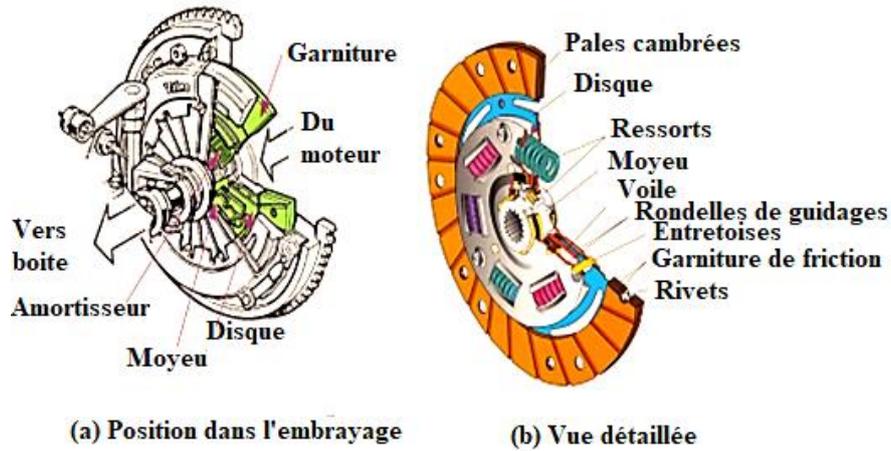


Fig. 1.5 : Friction d'embrayage [1]

Il comprend des garnitures de friction de chaque côté de la pièce, celles-ci sont fixées par des rivets au disque au niveau de pales cambrées (forme pliée), au centre se trouve le moyeu : il collecte le couple au travers des ressorts placés entre le voile et les rondelles de guidage, cet ensemble constitue l'amortisseur. Les rondelles de guidage sont solidaires du disque et maintenues à l'aide d'entretoises. Le voile quant à lui, est solidaire du moyeu, soit directement soit au travers d'un second étage de filtrage appelé pré-amortisseur, le moyeu est lié au primaire de boîte par des cannelures. Celles-ci assurent la transmission du couple et permettent à la friction un coulissement axial nécessaire au fonctionnement.

La cambrure des pales du disque a pour objectif de donner une élasticité à la surface de frottement celle-ci assure la conformité du contact et permet une homogénéisation de l'usure par ailleurs, l'effort normal et donc la transmission de couple gagnent en progressivité de cette façon par suite, le terme « progressivité » désigne indifféremment le jeu de pales cambrées ou leur caractéristique effort-déplacement. Ces pales peuvent être soit rapportées au disque et rivetées sur ce dernier, soit directement réalisées sur la même pièce. Deux types particuliers se rencontrent fréquemment, à savoir la technologie drapo voir figure 1.6a, et la technologie tripod figure 1.6b.

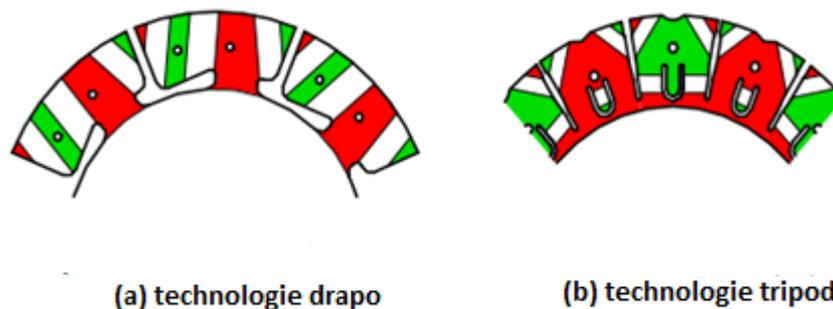


Fig. 1.6 : les deux principales réalisations de progressivité, en rouge contact avec garniture coté volant – en vert : contact coté plateau [1]

1.2.4.3. Le mécanisme

Le mécanisme de pression est mobile en translation axiale et permet d'écraser la friction contre le volant moteur il transmet l'effort produit par le diaphragme qui est un ressort conique à doigts, celui-ci prend appui sur le couvercle au niveau d'une articulation constituée d'un embouti du couvercle et d'une rondelle Belleville dans le système représenté sur la figure 1.7b.

Cette dernière est maintenue par des pattes du couvercle qui sont repliées entre les doigts du diaphragme, cette articulation peut varier légèrement d'une application à une autre sans toutefois modifier le principe de fonctionnement, elle permet au diaphragme de s'aplatir quand on applique une charge sur ses doigts, ce qui a pour effet de réduire l'effort exercé sur le plateau, celui-ci est alors rappelé par les languettes élastiques permettant ainsi la libération de la friction.

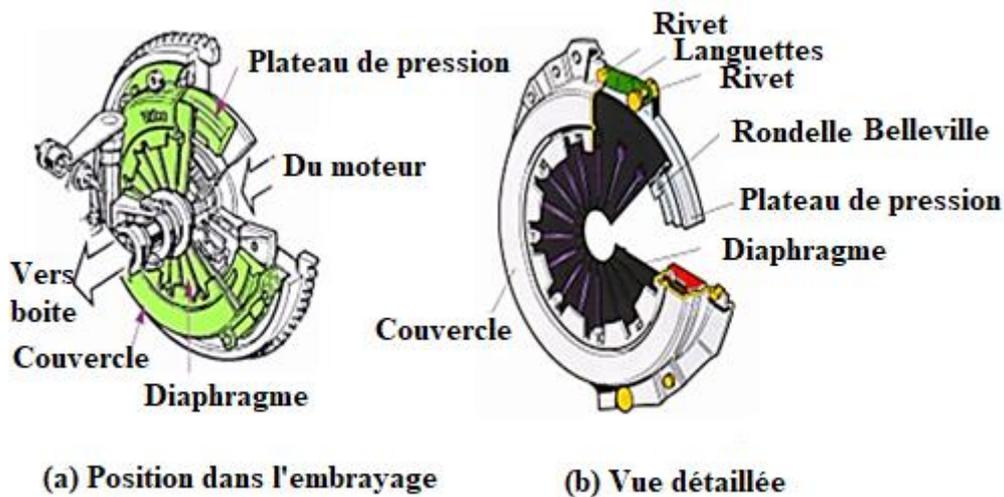


Fig. 1.7 : Mécanisme d'embrayage [1]

1.2.4.4. La butée

La butée permet d'appuyer sur les doigts du diaphragme elle est représentée sur la figure 1.8. Elle est guidée en translation axiale par le tube-guide (ou la trompette) solidaire de la cloche d'embrayage, l'élément du carter de boîte qui enferme l'embrayage elle comprend un roulement à bille qui permet la rotation de la partie en contact avec le diaphragme, correspondant à sa bague extérieure. C'est la bague intérieure qui elle ne tourne pas qui est déplacée par la fourchette au niveau du manchon.

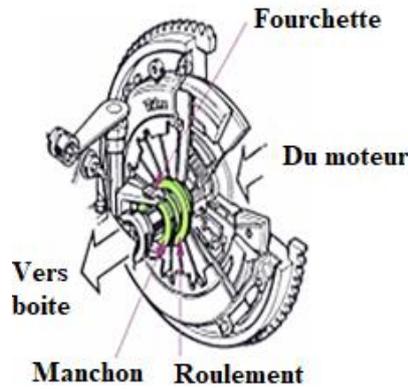


Fig. 1.8 : Butée d'embrayage [1]

1.2.4.5. La commande

La fourchette est l'élément qui entraîne la butée en translation, elle est elle-même déplacée par la commande qui est un levier tiré par le câble d'embrayage qui part de la pédale, la fourchette et la commande sont représentées sur la figure 1.9. Toute fois ce dispositif tend à être remplacé par des commandes hydrauliques, la commande est alors actionnée par un piston, ou bien la fourchette et la commande sont toutes deux absentes et c'est la butée qui est elle-même un piston prenant appui dans la cloche.

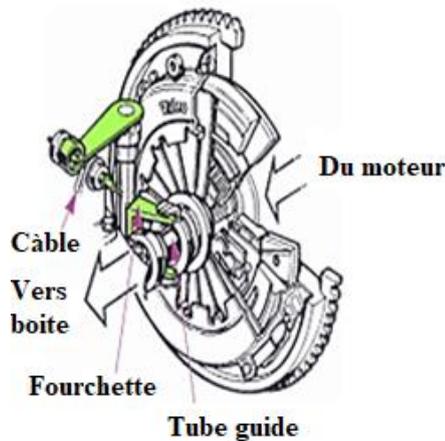


Fig. 1.9 : Commande d'embrayage [1]

1.2.4.6. Matériaux [5]

Le plateau et le volant moteur sont en fonte grise (EN-GJL21-40, EN-GJL24-44, EN-GJL28-48) ; ils sont de bon transmetteurs de chaleur.

Le disque de friction est en acier (C50, C65, C85).

Le carter est moulé en alliage d'aluminium (Al40 ou en EN-GJL18-36).

Les ressorts sont en acier avec une proportion de Manganèse (Mn65, Mn85).

Parfois les garnitures en métal-céramique.

Le noyau et les leviers sont fabriqués en acier avec une certaine proportion de cuivre donc Cu35, Cu40.

Chapitre 02

ÉTUDE
MÉCANIQUE ET THERMIQUE

2.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons présenter une étude sur l'embrayage à friction pour automobile et cela à travers deux aspects : mécanique et thermique. En premier lieu nous allons décrire l'étude dynamique ainsi que l'étude de l'adhérence suivie de l'analyse de contact entre les différentes pièces en frottement. En deuxième lieu, sera présentée une étude thermique à travers un bilan énergétique.

2.2. ETUDE MECANIQUE

2.2.1. Etude dynamique [5]

2.2.1.1. Hypothèse

On admet que l'un des arbres est entraîné par un mécanisme mécanique dit mécanisme menant, l'autre récepteur est dit mécanisme mené.

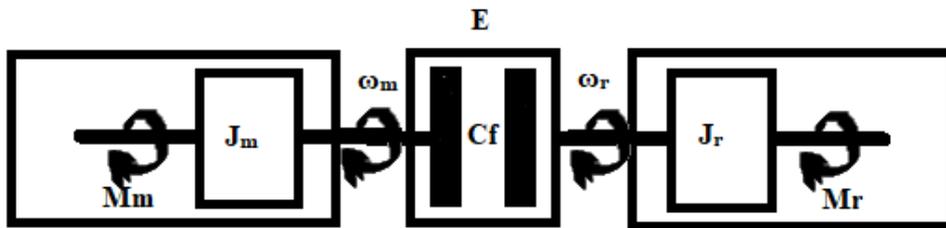


Fig. 2.1 : Mécanisme mécanique [5]

- Le mécanisme menant M_m , tourne à une vitesse angulaire ω_m , exerce un couple moteur C_m et possède un moment d'inertie J_m . L'énergie cinétique du mécanisme menant est donnée par :

$$E_{c,m} = \frac{1}{2} J_m \omega_m^2 \quad (2.1)$$

- le mécanisme mené M_r , tourne à une vitesse angulaire ω_r , exerce un couple résistant C_r , à un moment d'inertie J_r .

$$E_{c,r} = \frac{1}{2} J_r \omega_r^2 \quad (2.2)$$

- L'embrayage E, en absence de tout glissement sur la partie réceptrice, possède un couple de friction instantané C_f , une vitesse de glissement $\omega_g = \omega_m - \omega_r$, avec laquelle les deux parties tournent l'une par rapport à l'autre pendant l'enclenchement.

2.2.1.2. Calcul de puissance

Une machine effectuant un travail exige, un moteur permettant de fournir une énergie suffisante pour son fonctionnement d'une façon adéquate à l'accomplissement de ce travail dans un temps bien déterminé. La puissance définie par :

$$P[\text{watt}] = \frac{W}{t} \left[\frac{\text{joul}}{\text{s}} \right] \quad (2.3)$$

La puissance peut se présenter sous plusieurs aspects :

Dans une transmission hydrodynamique (cas de l'embrayage hydraulique)

$$P = \frac{1}{2} \times Q_m \times v^2 \quad (2.4)$$

Q_m : débit masse d'huile.

v : vitesse de déplacement de l'huile.

Dans une transmission hydrostatique :(pompe)

$$P = Q_v \times p \quad (2.5)$$

Q_v : débit volume d'huile.

p : pression dans l'huile.

Dans une transmission mécanique :(arbre et engrenage)

$$P = C \times \omega \quad (2.6)$$

C : couple moteur

ω : vitesse de rotation.

Le calcul de la puissance mécanique pour propulser, à une vitesse donnée, un véhicule de caractéristiques données, nécessite la connaissance de:

1. M : Masse totale du véhicule en [kg].

$$M = M_0 + 75\gamma + M_b \quad (2.7)$$

Avec :

- M_0 : Poids propre du véhicule (950kg)
 - M_b : Poids du bagage (25kg pour chaque passage)
 - γ : Nombre de personnes (5)
2. S_1 : l'aire de la surface frontale. Elle représente l'aire de la projection du véhicule sur un plan perpendiculaire à la direction de sa vitesse. Tel que :

$$S_1 = 0.8 \times H \times L \quad (2.8)$$

3. H : hauteur de véhicule.

4. L : largeur du véhicule.

Pour un véhicule ayant une masse de 950 kg, transportant 5 personnes à son bord et 25 kg de bagage pour chaque passager, la masse totale du véhicule sera :

$$M = M_0 + 75 \gamma + M_b \rightarrow 950 + 75 \times 5 + 125 = 1450 \text{ kg} \quad (2.9)$$

$$S = 0,8 H l = 105 \text{ m}^2. \quad (2.10)$$

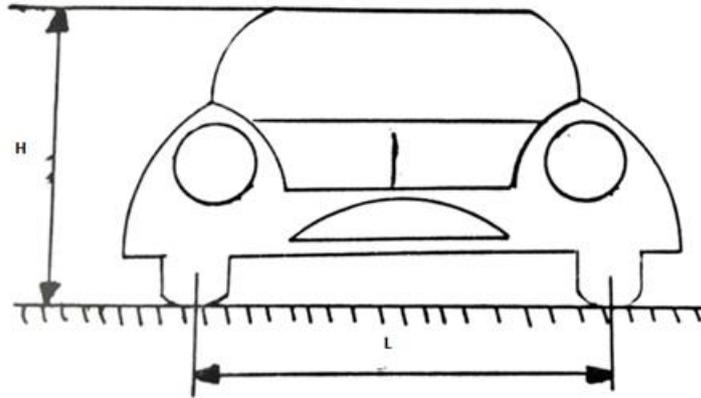


Fig. 2.2 : Hauteur et largeur d'une voiture [5]

2.2.1.3. Couple de friction

En appliquant le théorème des moments cinétiques, on a :

Pour la partie motrice :

$$L_m + (-C_f) = J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (2.11)$$

Partie réceptrice :

$$C_f + C_r = J_r \frac{d\omega_r}{dt} \quad (2.12)$$

De (2.29) on tire la relation de la vitesse réceptrice :

$$\omega_r = \frac{C_f + C_r}{J_r} t + \omega_{r_0} \quad (2.13)$$

Avec ω_{r_0} vitesse à l'instant initial ($t=0$).

L'accélération est de la forme :

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{1}{J_r} (C_f + C_r) \quad (2.14)$$

Remarque :

On parle d'accélération si $\frac{d\omega}{dt}$ et ω ont le même signe.

De décélération si $\frac{d\omega}{dt}$ et ω sont de signes contraires.

Dans le cas où on n'a pas de glissement, c'est-à-dire $\omega_g=0$ ce qui entraîne $\omega_m=\omega_r$ donc ;

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{d\omega_r}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \quad (2.15)$$

On obtient alors :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{C_f + C_r}{J_r} = \frac{C_m + C_f}{J_m} \quad (2.16)$$

Donc :

$$J_m(C_f + C_r) = J_r(C_m - C_f) \quad (2.17)$$

On aura :

$$\bar{C}_f = \frac{J_r}{J_m + J_r} C_m - \frac{J_m}{J_m + J_r} C_r \quad (2.18)$$

En posant :

$$K = \frac{J_r}{J_m + J_r} \quad (2.19)$$

Ce qui donne :

$$C_f = kC_m + (1 - k)C_r \quad (2.20)$$

2.2.1.4. Calcul des couples

1^{er} CAS

Puisque les couples moteur et résistant sont proportionnelles au temps donc :

$$J_m = f(\omega), J_r = g(\omega).$$

D'après les données expérimentales, on peut tracer la courbe de $C_f = f(\omega)$ à l'aide de la relation 2.21 :

$$C_f = KC_m + (1-K)C_r \quad (2.21)$$

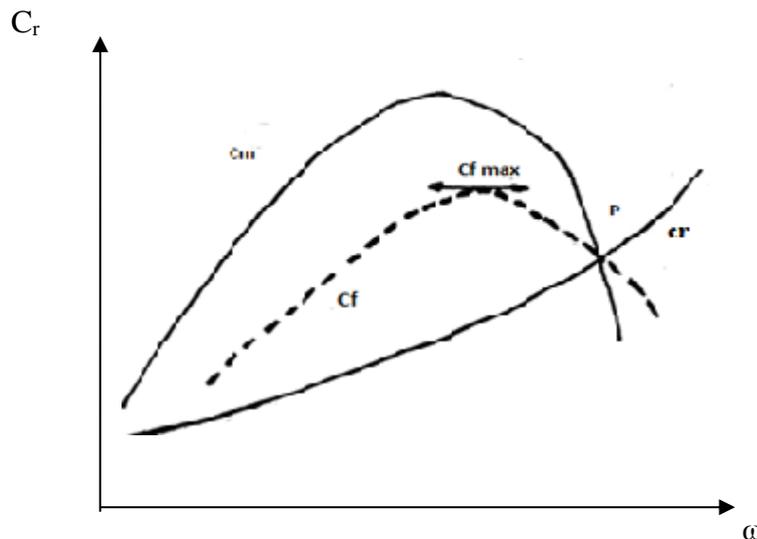


Fig. 2.3 : Graphe de régime de fonctionnement [5]

Le régime stable de fonctionnement normal est représenté par le point P (lieu de rencontre des trois courbes)

Au point P on a :

$$C_m = C_r = C_f \quad (2.22)$$

Et

$$C_f = k C_m + (1-k) C_r \quad (2.23)$$

Ce qui donne $C_f = C_m = C$, alors, on peut déterminer $C_{f \max}$, après on en déduit C_{ad} .

2^{ème} CAS

On se base sur les modes de variation des couples moteur et récepteur en fonction du temps. Dans ce cas on suppose que le couple récepteur est sensiblement constant. D'après l'expression (2.24), C_f est maximal, puisqu'il ne dépend que du C_m ; par contre C_r :

$$C_r = \frac{1}{T} \int_0^T C_m(r) dr \quad (2.24)$$

Avec T : période de variation de C_m .

L'embrayage ordinaire se compose principalement d'un disque entraîné, d'un volant, plaque de pression, ressort à diaphragme et ainsi de suite. Quand l'embrayage est en demi tringlerie, le disque entraîné glissera entre les plaque de pression et le volant, le travail de glissement est converti en chaleur dans la surface de friction et diffusant principalement à travers la plaque de pression et le volant. Puis, la chaleur est absorbée par la plaque de pression et le volant à travers la surface de friction, elle est cédée par transfert de chaleur de la partie chaude à la partie froide et dégagée à l'air dans la coquille par transfert convectif et radiatif.

Le transfert thermique de l'embrayage est complexe. Afin d'obtenir un modèle thermique plus précis, huit hypothèses sont faites:

1. Le transfert de chaleur de la plaque de pression et du volant est simplifié en modèle de conduction thermique unidimensionnel le long de la direction axiale.
2. Le transfert par rayonnement est négligée dans ce modèle.
3. Le transfert de chaleur du disque entraîné est négligé.
4. Ignorer la chaleur transportée par les débris de friction.
5. le travail de glissement se transforme complètement en chaleur.
6. la chaleur est répartis de façon uniforme sur le volant et le plateau de pression.
7. La surface du plateau de pression, du volant et de l'embrayage coque est lisse, de sorte que le transfert de chaleur par convection est uniformément répartition.
8. Ignorer les changements d'énergie interne des autres composants.

2.2.1.5. Période d'embrayage

1^{er} Hypothèse

On étudie le mouvement des parties matrice et réceptrices.

Soient : t_0 la durée mise par l'opérateur pour appliquer la valeur du couple d'adhérence. (Durée de manœuvre).

t_1 durée de patinage ou période de glissement de l'embrayage.

NB : on suppose que la totalité du C_{ad} est instantanément appliquée, c'est-à-dire qu'on néglige la progressivité de l'embrayage. On aura $t_0=0$

De plus, au début de l'embrayage, on a $\omega_m \neq 0$ et $\omega_r = 0$ la partie réceptrice part du repos.

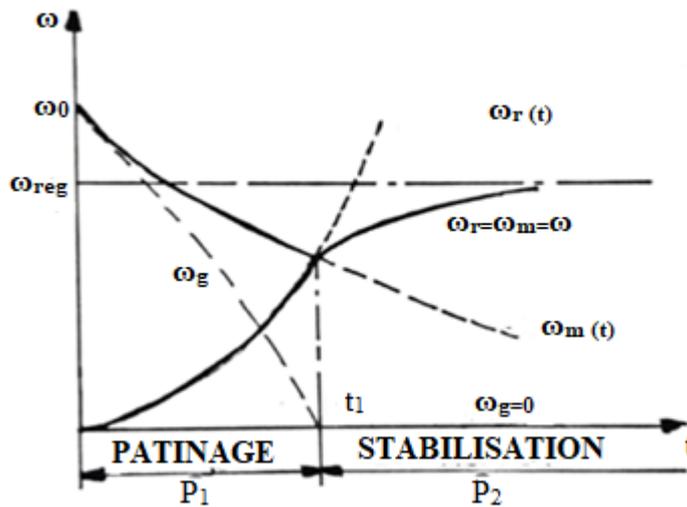


Fig. 2.4 : Période d'embrayage [5]

1^{er} phase : P_1 : période de patinage] $0, t_1$ [on a $\omega_m > \omega_r$, le glissement est signalé à chaque instant le couple transmis par l'embrayage est $C_{ad} = C_t$

2^{ème} phase : P_2 :période de stabilisation.

Après que : $\omega_m = \omega_r = \omega$, le patinage prend fin, l'embrayage a terminé son rôle.

Le mouvement de l'ensemble pour équation différentielle déduite l'équation (2.25) :

$$C_m + C_r = (J_m + J_r) \frac{d\omega}{dt} \tag{2.25}$$

Puisque :

$$\omega_g=0 \rightarrow \omega_m = \omega_r$$

Cas particuliers :

- Si $\omega_m = \text{constante}$ et C_r varie, donc le moteur est peu sensible à la charge.
- Si C_r varie peu avec ω ($C_r = \text{constante}$ pour $0 < t < t_1$), donc

D'après la relations (2.25) : $C_{ad} - C_r = J_r \omega_r$; comme c_{ad} , C_r , J_r sont constante alors:

$$\omega_m = \frac{d\omega_r}{dt} = \frac{cad - C_r}{J_r} \quad (2.26)$$

Soit
$$\omega_r = \int \frac{cad - C_r}{J_r} dt + c = \frac{cad - C_r}{J_r} t + c \quad (2.27)$$

Pour
$$t=0 \quad \omega_r=0 \Rightarrow C=0$$

Donc
$$\omega_r = \frac{Cad - C_r}{J_r} t \quad (2.28)$$

Lorsque
$$t=t_1$$

$$\omega_r = \omega_m = \text{constante et } \omega_r = \frac{Cad - C_r}{J_r} t$$

D'où
$$t_1 = \frac{J_r + \omega_m}{Cad - C_r} \text{ ou } \omega_r = \omega_m \frac{t}{t_1} \quad (2.29)$$

Puisque
$$\omega_m = \text{constante} \rightarrow \frac{d\omega_m}{dt} = 0$$

Et
$$C_m - Cad = J_m = \frac{d\omega_m}{dt} = 0$$

On aura
$$Cad = C_m \quad (2.30)$$

Ce qui se traduit physiquement par l'adaptation instantané du moteur, à la charge imposé.

NB : Si $Cad \approx Cr \Rightarrow t_1 \rightarrow \infty$ donc Cad doit être supérieur à Cr (en pratique $Cad \geq 1.3Cr$).

2^{ème} Hypothèse :

On tient compte de la progressivité de l'embrayage, c'est-à-dire que C_f est appliqué sur le disque progressivement de 0 à Cad.

Soit C_{ad} la valeur instantané du couple d'adhérence au cours de la manœuvre avec $C_{ad}=U(t)$.

Donc les équations (2.31) et (2.32) auront la forme suivante:

$$C_m - C_{ad} = J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (2.31)$$

$$C_{ad} - C_r = J_r \frac{d\omega_m}{dt} \quad (2.32)$$

En pratique, on peut admettre que C_{ad} est proportionnel au temps donc $C_{ad} = Cad \frac{t}{t_0}$

2.2.2. Etude de l'adhérence [5]

2.2.2.1. Couple d'adhérence

Le couple d'adhérence est la valeur limité de l'embrayage au glissement, il correspond au couple transmis, en présence de glissement interne ; car il est lié à la constitution interne de l'embrayage.

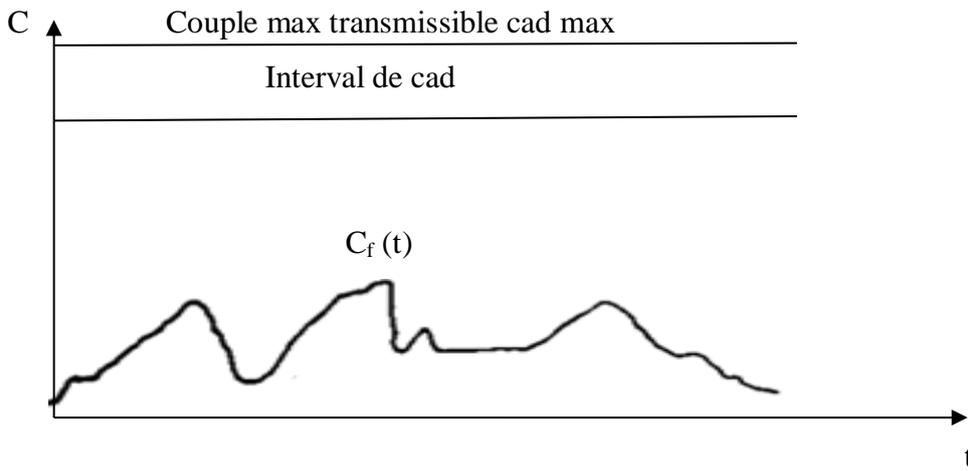


Fig. 2.5 : Graphe pratique [5]

En absence de patinage (marche normal), la condition doit être vérifiée $Cad_{min} \geq Cf_{max}$

Si à un instant donné $Cf > Cad_{max}$, l’embrayage dans ce cas joue le rôle de limiteur de couple.

La couple d’adhérence d’un embrayage doit au moins être égale, au couple de friction maximal, puisqu’en aucun cas, l’embrayage ne doit patiner en période de marche normale.

$$Cf_{inst} \leq Cf_{max} \approx Cad \tag{2.33}$$

Le couple d’adhérence cad dépend de :

- 1) Facteur mécanique :
 - Pression ou effort entre surfaces frottantes.
 - Coefficient de frottement entre surfaces frottantes.
- 2) Facteurs géométriques :
 - Forme des structures des surfaces de friction
 - Dimensions des surfaces de friction

1^{er} Hypothèse :

Pression supposée uniforme.

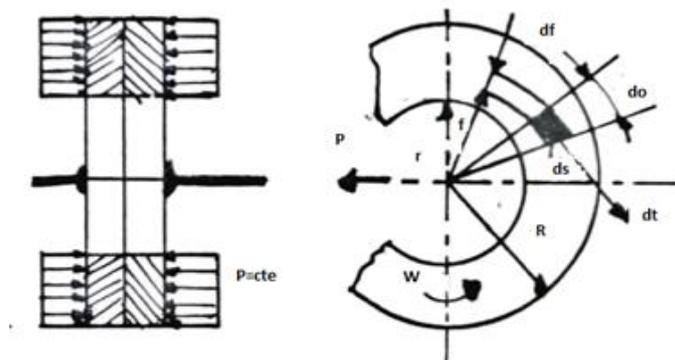


Fig. 2.6 : Schéma du matériau de friction sur une surface d’embrayage [5]

$$P = \frac{dN}{dS} = \frac{p}{S} = \frac{p}{\pi(R^2 - r^2)} \quad (2.34)$$

Le coefficient P est supposé uniforme

soit un élément de surface $dS = \rho d\rho d\theta$, soit $dN = p dS = P \rho d\rho d\theta$ l'effort normal presseur.

Il crée un couple d'adhérence, cad élémentaire

$$dCad = \rho dT \quad (2.35)$$

$$dCad = Q f \rho^2 d\rho d\theta \quad / \quad dr = \rho dN$$

Donc

$$Cad = \iint (s) P \cdot f \cdot \rho^2 d\rho d\theta \quad (2.36)$$

$$= P \cdot f \cdot \int_0^{2\pi} d\theta \int_r^R \rho^2 d\rho \quad (2.37)$$

$$= P \cdot f \cdot \frac{2\pi}{3} (R^3 - r^3) \quad (2.38)$$

Le couple n'est appliqué sur une face, le cas où le disque présente deux faces le couple est multiplié par 2.

2^{ème} Hypothèse :

L'usure des garnitures est constante, ce qui veut dire que

$$P \cdot v = cte = P \cdot \rho \cdot \omega \Rightarrow P = cte / \rho \omega = \frac{a}{\rho} \quad / \quad a = \frac{P}{2\pi(R-r)} \quad (2.39)$$

Donc

$$cad = P \cdot f \cdot (R + r) \quad (2.40)$$

2.2.3. Etude du contact disque-plateaux

2.2.3.1. Contact unilatéral sans frottement [6]

1° Problème local

On considère deux solides élastiques Ω_1 et Ω_2 . On note $\Omega = \Omega_1 \cup \Omega_2$ l'ensemble des deux corps (figure 2.7). Ils sont soumis à des déplacements imposés \vec{u}_d sur la zone $S_u = S_{u_1} \cup S_{u_2}$, à des efforts imposés \vec{F}_d sur la zone $S_F = S_{F_1} \cup S_{F_2}$ et à des forces de volume \vec{f}_d agissant sur les deux domaines. Le contact unilatéral est la relation qui existe, sur la zone de contact, entre les efforts normaux (pressions de contact) et le mouvement relatif des deux corps dans la direction normale décollement (figure 2.7).

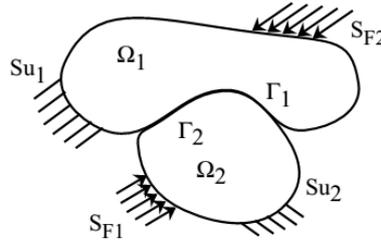


Fig. 2.7 : Problème de contact unilatéral

Les deux solides sont en contact sur une zone $\Gamma = \Gamma_1 = \Gamma_2$ supposée connue. Les équations classiques du problème d'élasticité posé sont les suivantes :

$$\overline{\text{div}} \bar{\sigma} + \bar{F}_d = \bar{\mathbf{0}} \text{ dans } \Omega \tag{2.41}$$

$$\bar{\sigma} \bar{\mathbf{n}} = \bar{F}_d \text{ sur } SF \tag{2.42}$$

$$\bar{\mathbf{u}} = \bar{\mathbf{u}}_d \text{ sur } Su \tag{2.43}$$

$$\bar{\sigma} = A \bar{\epsilon} \text{ dans } \Omega \tag{2.44}$$

Les équations supplémentaires qui définissent l'interaction entre les deux corps sur la zone de contact sont définies dans le paragraphe suivant. Sur l'interface Γ , les conditions de contact unilatéral sans frottement s'écrivent :

$$(\bar{\mathbf{u}}_2 - \bar{\mathbf{u}}_1) \cdot \bar{\mathbf{n}} \geq 0 \tag{2.45}$$

$$F_n = F_{n_1} = -F_{n_2} \leq 0 \tag{2.46}$$

$$\bar{F}_t - \bar{F}_{t_1} = -\bar{F}_{t_2} = 0 \tag{2.47}$$

$$((\bar{\mathbf{u}}_2 - \bar{\mathbf{u}}_1) \cdot \bar{\mathbf{n}}) F_n = 0 \tag{2.48}$$

L'équation (2.45) indique qu'il ne peut y avoir que décollement et non pénétration. L'équation (2.46) indique que les efforts normaux ne peuvent correspondre qu'à de la compression. L'équation (2.47) indique l'absence de forces tangentielles de frottement. Pour finir, l'équation (2.48), appelée condition de complémentarité, indique qu'en un point il y soit contact, soit décollement.

2.2.3.2. Formulation variationnelle

On définit l'espace des champs cinématiquement admissibles :

$$U_{ad} = \{ \bar{\mathbf{v}}, \text{régulier} / \bar{\mathbf{v}} = \bar{\mathbf{u}}_d \text{ sur } S_u \} \tag{2.49}$$

On définit le convexe fermé K , sous ensemble de U_{ad} , des champs vérifiant les conditions de décollement sur l'interface de contact.

$$K = \{ \bar{\mathbf{v}} \in U_{ad} / (\bar{\mathbf{v}}_2 - \bar{\mathbf{v}}_1) \cdot \bar{\mathbf{n}} \geq 0 \text{ sur } \Gamma \} \tag{2.50}$$

La formulation variationnelle en déplacement du problème s'écrit alors :

La solution $\bar{\mathbf{u}}$ est telle que $\bar{\mathbf{u}} \in K$ et $\forall \bar{\mathbf{v}} \in K$:

$$\begin{aligned}
 & \int_{\Omega_1} \underline{\underline{\sigma}}_1 : \underline{\underline{\varepsilon}}(\vec{v}_1 - \vec{u}_1) d\Omega + \int_{\Omega_2} \underline{\underline{\sigma}}_2 : \underline{\underline{\varepsilon}}(\vec{v}_2 - \vec{u}_2) d\Omega = \\
 & \int_{\Omega_1} \vec{f}_d \cdot (\vec{v}_1 - \vec{u}_1) dS + \int_{\Omega_2} \vec{f}_d \cdot (\vec{v}_2 - \vec{u}_2) dS + \\
 & \int_{S_{F1}} \vec{F}_d \cdot (\vec{v}_1 - \vec{u}_1) dS + \int_{S_{F2}} \vec{F}_d \cdot (\vec{v}_2 - \vec{u}_2) dS + \\
 & \int_{\Gamma_1} \underline{\underline{\sigma}}_1 \vec{n}_1 \cdot (\vec{v}_1 - \vec{u}_1) dS + \int_{\Gamma_2} \underline{\underline{\sigma}}_2 \vec{n}_2 \cdot (\vec{v}_2 - \vec{u}_2) dS
 \end{aligned} \tag{2.51}$$

Qu'on peut compacter sous la forme :

$$\begin{aligned}
 & \int_{\Omega} \underline{\underline{\sigma}} : \underline{\underline{\varepsilon}}(\vec{v} - \vec{u}) d\Omega = \int_{\Omega} \vec{f}_d \cdot (\vec{v} - \vec{u}) dS + \int_{S_F} \vec{F}_d \cdot (\vec{v} - \vec{u}) dS + \\
 & \int_{\Gamma_1} \underline{\underline{\sigma}}_1 \vec{n}_1 \cdot (\vec{v}_1 - \vec{u}_1) dS + \int_{\Gamma_2} \underline{\underline{\sigma}}_2 \vec{n}_2 \cdot (\vec{v}_2 - \vec{u}_2) dS
 \end{aligned} \tag{2.52}$$

Avec les notations habituelles, on obtient :

$$a(\vec{u}; \vec{v} - \vec{u}) - l(\vec{v} - \vec{u}) = \int_{\Gamma_1} \underline{\underline{\sigma}}_1 \vec{n}_1 \cdot (\vec{v}_1 - \vec{u}_1) dS + \int_{\Gamma_2} \underline{\underline{\sigma}}_2 \vec{n}_2 \cdot (\vec{v}_2 - \vec{u}_2) dS \tag{2.53}$$

Les efforts tangentiels étant nul (eq 2.54) on obtient :

$$a(\vec{u}; \vec{v} - \vec{u}) - l(\vec{v} - \vec{u}) = \int_{\Gamma_1} F_{n_1} (\vec{v}_1 - \vec{u}_1) \vec{n} \cdot dS + \int_{\Gamma_2} F_{n_2} (\vec{v}_2 - \vec{u}_2) \vec{n} \cdot dS \tag{2.54}$$

Et les efforts normaux en équilibre (eq 2.55) :

$$a(\vec{u}; \vec{v} - \vec{u}) - l(\vec{v} - \vec{u}) = \int_{\Gamma_1} F_n (\vec{v}_1 - \vec{u}_1) \vec{n} \cdot dS + \int_{\Gamma_2} F_n (\vec{v}_2 - \vec{u}_2) \vec{n} \cdot dS \tag{2.55}$$

Soit

$$a(\vec{u}; \vec{v} - \vec{u}) - l(\vec{v} - \vec{u}) = \int_{\Gamma_1} F_n (\vec{u}_2 - \vec{u}_1) \vec{n} \cdot dS + \int_{\Gamma_2} F_n (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) \vec{n} \cdot dS \tag{2.56}$$

La condition de complémentaire (eq 2.57) annule le premier terme du second membre. Or $F_n \leq 0$ et $\vec{v} \in K$ donc :

$$\int_{\Gamma_2} F_n (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) \vec{n} \cdot dS \leq 0 \tag{2.57}$$

La formulation variationnelle en déplacement devient donc :

la solution \vec{u} est telle que $\vec{u} \in K$ et $\forall \vec{v} \in K$:

$$a(\vec{u}; \vec{v} - \vec{u}) - l(\vec{v} - \vec{u}) \geq 0 \tag{2.58}$$

Nous sommes en présence d'une inéquation variationnelle qui traduit l'aspect unilatéral du problème.

2.2.3.3. Théorème de l'énergie

On peut montrer, qu'il existe un théorème de l'énergie potentielle associé à l'inéquation variationnelle.

La solution \vec{u} est telle que $\vec{u} \in K$ et minimise l'énergie potentielle :

$$\vec{v} \in K \rightarrow E_c(\vec{v}) = \frac{1}{2} a(\vec{v}, \vec{v}) - J(\vec{v}) \quad (2.59)$$

Il s'agit là d'un problème de minimisation sous contraintes (d'inégalité). Il s'apparente à un problème d'optimisation et les méthodes de résolution utilisées pour le résoudre sont pour la plupart issues des méthodes d'optimisation.

2.2.3.4. Prise en compte des jeux initiaux

Lorsque les deux corps ne sont initialement pas en contact sur la zone Γ , il faut prendre en compte un jeu initial dans les équations de contact (Figure 2.8).

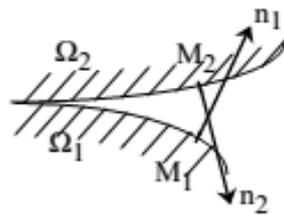


Fig. 2.8 : Jeu initial

Deux problèmes se posent alors :

Le jeu se doit d'être petit de manière à ce que les hypothèses du problème (petites perturbations, ...) soient respectées.

Les normales \vec{n}_1 et \vec{n}_2 sont bien souvent différentes (Figure 2.8). Dans la pratique, le jeu étant petit, les deux normales ne peuvent être très différentes et on choisit la direction de l'une ou de l'autre pour définir la normale \vec{n} utilisée dans les équations de contact. On peut aussi choisir pour \vec{n} une moyenne des deux normales ou bien la direction définie par les deux points de contact au repos (Figure 2.9).

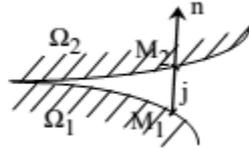


Fig. 2.9 : Choix de la normale et du jeu

2.2.4. Frottement

Le frottement est la relation qui existe entre les efforts tangentiels (forces de frottement) sur la zone de contact et le mouvement tangential relatif des deux corps (glissement).

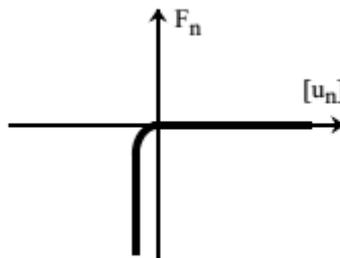


Fig. 2.10 : Régularisation de loi de contact

2.2.4.1. Lois de frottement

Les phénomènes physiques à faire apparaître dans une loi de frottement sont l'existence d'un seuil d'effort en dessous duquel aucun glissement n'est possible et une éventuelle dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux. Par ailleurs le déplacement de glissement semble irréversible ce qui pousse à imaginer, pour les lois de frottement, des relations entre les forces de frottement et la vitesse de glissement.

Bien évidemment, ces lois ne doivent intervenir que lorsqu'il n'y a pas de décollement sur la zone de contact.

Pour définir les lois de frottement, on définit le glissement et la vitesse de glissement par :

$$[\vec{u}_t] = (\vec{u}_2 - \vec{u}_1) - ((\vec{u}_2 - \vec{u}_1) \cdot \vec{n}) \vec{n} \tag{2.60}$$

$$[\vec{u}_t] = \frac{\partial [\vec{u}_t]}{\partial t} \tag{2.61}$$

1° Loi de Tresca

La plus simple (en apparence) des lois de frottement est la loi de Tresca qui s'écrit de la manière suivante :

Si $\|\vec{F}_t\| < g(\text{Adhérence})$ alors $[\vec{u}_t] = 0$

Si $\|\vec{F}_t\| = g$ (**Glissement**) alors $\exists \lambda > 0$ tel que $[\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t$

Où g est un seuil d'adhérence/glissement fixé a priori, le graphe de cette loi est tracé sur la figure 2.11, on posant.

$$[\vec{u}_t] = [u_t] \frac{[\vec{u}_t]}{\|[\vec{u}_t]\|} \quad \text{et} \quad \vec{F}_t = F_t \frac{\vec{F}_t}{\|\vec{F}_t\|} \tag{2.62}$$

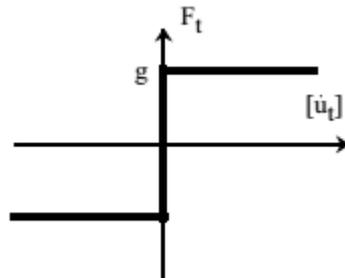


Fig. 2.11 : Loi de Tresca

2° Loi de Coulomb

Pour décrire la dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux. On utilise une loi de Tresca dont le seuil g est proportionnel à l'effort normal (figure 2.10). C'est la loi de Coulomb (1785)

Si $\|\vec{F}_t\| < \mu |F_n|$ alors $[\vec{u}_t] = 0$ (**Adhérence**)

Si $\|\vec{F}_t\| = \mu |F_n|$ alors $\exists \lambda > 0$ tel que $[\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t$ (**Glissement**)

Où μ est le coefficient de frottement qui dépend des matériaux en présence et des états de surface. Le graphe de cette loi est tracé sur la figure 2.12.

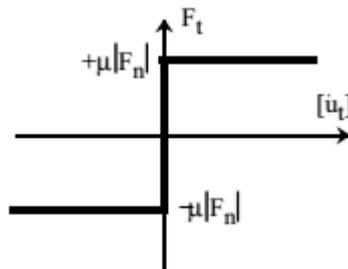


Fig. 2.12 : Loi de Coulomb

On peut tracer le lieu géométrique de l'extrémité du vecteur force de contact sous forme d'un cône, en 2D (figure 2.13) ou en 3D (figure 2.14). On l'appelle cône de Coulomb. L'enveloppe de ce cône est la surface seuil du glissement dont la définition et l'utilisation est à rapprocher de la définition de la surface seuil en plasticité.

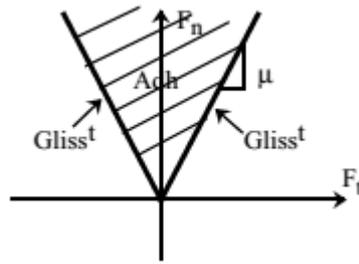


Fig. 2.13 : Cône de Coulomb en 2D

Il est possible de définir du frottement anisotrope, c'est à dire que le coefficient de frottement dépend de la direction de glissement. Une forme simple de frottement anisotrope est celle qui donne au cône de Coulomb une section elliptique.

Les inconvénients majeurs de la loi de Coulomb sont :

- L'absence de relation biunivoque entre les forces de frottement et la vitesse de glissement.
- le caractère non-différentiable de la loi.
- le changement brutal de comportement au passage adhérence/glissement.

Ces inconvénients sont les mêmes que ceux d'une loi de plasticité parfaite, par exemple.

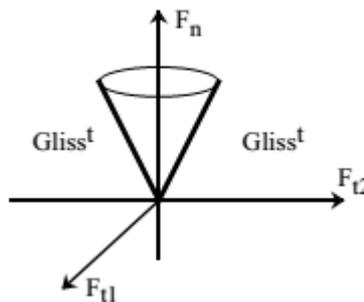


Fig. 2.14 : Cône de Coulomb en 3D

3° Lois de Coulomb régularisées

Pour pallier à ces défauts de la loi de Coulomb, on utilise souvent des lois régularisées qui sont plus douces. La plus couramment rencontrée est celle dont le graphe est tracé sur la figure 2.15.

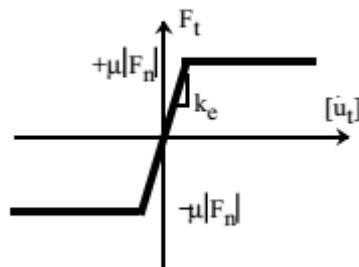


Fig. 2.15 : Régularisation de la loi de Coulomb

Elle autorise un glissement élastique réversible paramétré par une raideur élastique K_e .

Cette raideur, justifiée par certains par une élasticité des aspérités la zone de contact, est difficile à évaluer. Elle prend souvent une valeur très grande de manière à être proche de la loi de Coulomb.

Mais, si K_e est trop grand, des problèmes numériques de conditionnement apparaissent.

Cette loi de Coulomb régularisée garde quand même une relation non biunivoque entre efforts et vitesses lorsqu'il y a glissement irréversible. C'est la loi de frottement par défaut d'ABAQUS.

4° Autres lois

Une loi couramment utilisée est la loi de Norton-Hoff qui s'écrit :

$$\vec{F}_t = \mu |F_n| \cdot \|\vec{u}_t\|^{(p-1)} [\vec{u}_t] \tag{2.63}$$

Et dont le graphe est représenté sur la figure 2.16.

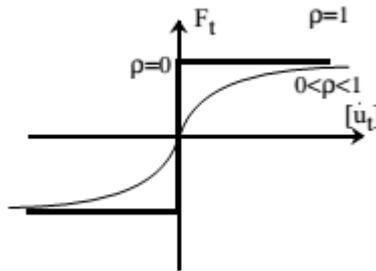


Fig. 2.16 : Loi de Norton-Hoff

Dans le cas où $\rho = 0$, on retrouve la loi de Coulomb. Lorsque $0 < \rho < 1$, la loi donne une relation biunivoque entre les efforts tangentiels et la vitesse de glissement. Lorsque ρ est faible, elle reste proche de la loi de Coulomb.

2.2.4.2. Loi de Coulomb en quasi-statique

Dans le cas de problèmes statiques ou monotones quasi-statiques, la loi de Coulomb peut s'écrire comme une relation entre les forces de frottement et le déplacement de glissement :

Si $\|\vec{F}_t\| < \mu |F_n|$ alors $[\vec{u}_t] = 0$ (Adhérence)

Si $\|\vec{F}_t\| = \mu |F_n|$ alors $\exists \lambda > 0$ tel que $[\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t$ (Glissement)

La condition à assurer pour obtenir cette formulation est qu'en tout point de la zone de contact la variation des efforts soit monotone. Ainsi, si en aucun point il n'y a de décharge, les formulations

en déplacement et en vitesse sont équivalentes. La difficulté est qu'une monotonie du chargement extérieur n'assure pas forcément une monotonie des forces de contact.

Dans les cas où cette formulation s'applique, il est possible de construire une inéquation variationnelle du problème. Par contre, cette inéquation variationnelle contient des termes non-différentiables. Ainsi, il n'y a pas de théorème de minimum de l'énergie associé à cause de la présence du seuil de glissement dépendant de l'effort normal. Il n'est pas possible d'écrire une énergie uniquement en déplacement.

Par contre, dans le cas de la loi de Tresca, ou le seuil est fixé, il existe un théorème de l'énergie potentielle :

La solution \vec{u} est telle que $\vec{u} \in K$ et minimise l'énergie potentielle :

$$\vec{u} \in K \rightarrow E_c(\vec{v}) = \frac{1}{2}a(\vec{v}, \vec{v}) - \int(\vec{v}) + j(\vec{v}) \quad (2.64)$$

Où

$$j(\vec{v}) = \int_{\Gamma} g \|\llbracket \vec{u}_t \rrbracket\| dS \quad (2.65)$$

On voit aisément que, dans le cas où $g = \mu|F_n|$, l'énergie dépend de l'effort normal qui n'est pas mis en relation biunivoque avec le saut de déplacement normal. Par contre, dans le cas de lois de contact régularisées, cette relation biunivoque existe et une énergie de déformation dépendant uniquement des déplacements peut être écrite. C'est là un grand intérêt de ces lois régularisées.

2.2.4.3. Problème de point fixe

L'absence de théorème de l'énergie pour la loi de Coulomb est comblée par l'existence d'un problème de point fixe sur le seuil de glissement qui utilise, dans ses itérations, le théorème de l'énergie de la loi de Tresca :

Trouver le point fixe de l'application :

$$g \rightarrow \mu |F_n(\vec{u})| \quad (g = \text{seuil}) \quad (2.66)$$

Où \vec{u} est solution de :

Trouver \vec{u} telle que $\vec{u} \in K$ et minimise :

$$\vec{v} \in K \rightarrow E_c(\vec{v}) = \frac{1}{2}a(\vec{v}, \vec{v}) - \int(\vec{v}) + j(\vec{v}) \quad (2.67)$$

Où

$$j(\vec{v}) = \int_{\Gamma} g \|\llbracket \vec{u}_t \rrbracket\| dS \quad (2.68)$$

Il faut remarquer que le problème intermédiaire avec g fixé est un problème non-linéaire de contact.

Une difficulté de ce problème est son initialisation : Dans le cas où l'équilibre d'un corps est assuré par les forces de frottement, l'initialisation avec $g = 0$ est impossible.

2.2.4.4. Forme incrémentale de la loi de Coulomb

Dans le cas de problème non monotones, on utilise une écriture incrémentale du problème, associée à des incréments du chargement :

$$\text{Forces de volume} \quad \vec{f}_d^i = \vec{f}_d^{i-1} + \Delta \vec{f}_d \quad (2.69)$$

$$\text{Forces surfaciques} \quad \vec{F}_d^i = \vec{F}_d^{i-1} + \Delta \vec{F}_d \quad (2.70)$$

$$\text{Déplacement imposés} \quad \vec{u}_d^i = \vec{u}_d^{i-1} + \Delta \vec{u}_d \quad (2.71)$$

A chaque pas de calcul on cherche les incréments de solution $\Delta \vec{u}$, $\Delta \sigma$, . . . Si le problème est linéaire, les incréments de solution, s'écrivent directement à partir des incréments de chargement.

Pour ce problème non-linéaire de contact et de frottement, au pas de calcul i , les conditions de contact et de frottement s'écrivent non pas sur les incréments mais sur les quantités complètes :

$$\text{Contact} \quad (\vec{u}_2^i - \vec{u}_1^i) \vec{n} = [u_n]^i \geq 0 \quad (2.72)$$

$$\vec{F}_n^i \leq 0 \quad (2.73)$$

$$[u_n]^i \cdot F_n^i = 0 \quad (2.74)$$

$$\text{Frottement} \quad \text{si } \|\vec{F}_t^i\| < \mu |F_n^i| \text{ alors } \Delta [\vec{u}_t]^i = 0 \quad (2.75)$$

$$\text{si } \|\vec{F}_n^i\| = \mu |F_n^i| \text{ alors}$$

$$\exists \lambda > 0 \text{ tel que } \Delta [\vec{u}_t]^i = \lambda \vec{F}_t^i \quad (2.76)$$

En fait, la vitesse de glissement est représentée, dans cette forme incrémentale, par l'incrément de glissement. A chaque incrément de calcul, un problème de point fixe sur le seuil de glissement $\mu |$

$\vec{F}_n^i(\vec{u})|$ doit être résolu. L'initialisation peut se faire à partir de la solution de l'incrément précédent.

2.2.4.5. Méthode des statuts

On peut imaginer appliquer la méthode des statuts, au problème de frottement, c'est à dire supprimer ou imposer les conditions d'adhérence en fonction de l'intensité des efforts tangentiels.

Malheureusement, le couplage entre les statuts de contact et les statuts de glissement est trop fort et la méthode souffre d'une très mauvaise convergence.

2.2.5. Problèmes d'existence et d'unicité

Nous donnons ici des résultats d'existence et d'unicité sans démonstration.

Le problème de contact unilatéral sans frottement a une solution unique.

Le problème de frottement de Tresca à une solution unique.

Il n'y a pas de résultats pour le frottement de Coulomb essentiellement à cause de la difficulté à définir la valeur absolue de la contrainte normale quand celle-ci est définie au sens des distributions.

Lorsqu'on utilise une contrainte normale définie par le rapport entre une force sur une surface (frottement non local), des résultats d'existence sont obtenus pour les coefficients de frottement faibles.

Pour des coefficients de frottement trop grands, l'intensité de l'énergie libérée par la perte d'adhérence est trop forte pour que soient négligés les phénomènes d'inertie. L'hypothèse de problème quasi-statique n'est plus valable.

2.2.6. Analogie avec la plasticité

On trouve dans la littérature [5] des formulations du problème de frottement par analogie avec la plasticité :

Le glissement entre deux points de contact est décomposé en une partie réversible et une partie irréversible :

$$[\vec{u}_t] = [\vec{u}_t]^a + [\vec{u}_t]^g \quad (2.77)$$

La partie réversible $[\vec{u}_t]^a$, l'adhérence, est autorisée par une élasticité des aspérités. La partie irréversible $[\vec{u}_t]^g$ est le glissement habituel.

A ces quantités cinématiques sont associées les quantités statiques suivantes par les lois d'état:

$$\vec{F}_t^a = P[\vec{U}_1^a] \quad (2.78)$$

$$\vec{F}_t^g = Q[\vec{u}_t]^g \quad (2.79)$$

Où \mathbf{P} est un opérateur de rigidité des aspérités et \mathbf{Q} un opérateur de rugosité. La fonction seuil sera, pour le modèle de Coulomb :

$$f(\vec{F}_t, \vec{F}_t^g) = \|\vec{F}_t\| - \mu |F_n| \leq 0 \quad (2.80)$$

Cette fonction peut être enrichie pour prendre en compte de l'adhérence, de l'usure, . . . Ces modèles de frottement doivent être de type plasticité non associée car le glissement ne se fait pas normalement au cône de Coulomb mais plutôt dans la direction des efforts (figure 2.17).

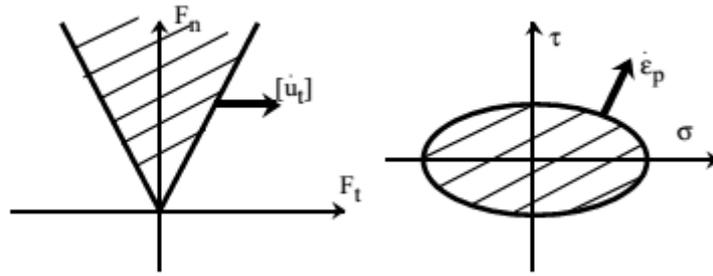


Fig. 2.17 : Plasticité non associée

2.3. ETUDE THERMIQUE

2.3.1. Equations du bilan thermique [12.13]

Selon l'analyse de la distribution et du transfert de chaleur processus de l'infinitésimal à x loin du frottement surface dans le cadre de la conservation de l'énergie, la chaleur l'équation d'équilibre de la plaque de pression est établie. La figure 2.18 est le diagramme de diffusion de la chaleur de la plaque de pression.

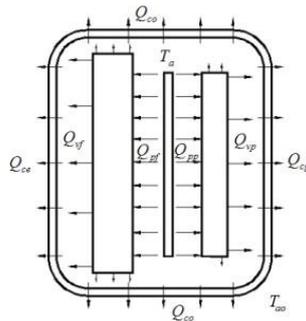


Fig. 2.18 : Diffusion de chaleur

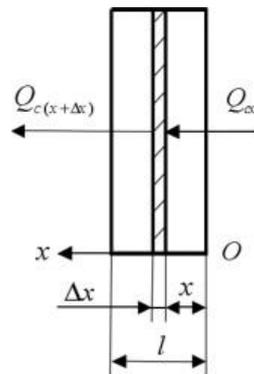


Fig. 2.19 : Chaleur diffusion d'embrayage de plaque de pression

2.3.1.1. Équations du bilan thermique du plateau de pression

Équation de conduction thermique :

$$Q_{cx} = A_p \quad (2.81)$$

$$Q_{dx} = a_p A_{px} (T_{px} - T_a) \quad (2.82)$$

$$Q_{nx} = \rho_p c_p A_p \Delta x (T_{px(j+1)} - T_{pxj}) / \Delta t \quad (2.83)$$

$$Q_{cx} = Q_{c(x+\Delta x)} + Q_{dx} + Q_{nx} \quad (2.84)$$

L'équation du bilan thermique de la plaque de pression peut être obtenue par les équations simultanées (2.87), (2.88), (2.89), (2.90). Et les conditions initiales sont:

$$Q_{cx} = Q_{pp} \quad (2.85)$$

$$T_{px} = T_a = T_{aa} \quad (2.86)$$

$$A_{px} = 2\pi(R_p + r_p) \Delta x \quad (2.87)$$

$$A_{px} = 2\pi(R_p + r_p) \Delta x + \pi(R_p^2 - r_p^2) \quad (2.88)$$

Remarque : De la même manière, les équations du bilan thermique du volant peuvent être obtenues.

2.3.1.2. Equation du bilan thermique du carter d'embrayage

Afin de simplifier le modèle, quatre hypothèses sont faites :

- (1) La température de tout l'air dans la coque est la même, en ignorant la conduction thermique de l'air. On suppose que tous les surfaces de transfert de chaleur ont un transfert de chaleur uniforme;
- (2) la chaleur est transférée par convection thermique à travers la pression plaque et volant pour: l'énergie interne de l'air dans le coquille, l'énergie interne de la coquille, et a environnement;
- (3) En considérant uniquement que la chaleur est délivrée à l'environnement par conduction thermique à travers l'extérieur surface à l'exception des extrémités gauche et droite de l'embrayage;
- (4) En supposant que la coque est à la même température que l'air.

L'énergie de l'air interne dans le carter

$$Q_a = q_a \rho_a V_a (T_{a(j+1)} - T_{ag}) / \Delta t \quad (2.89)$$

$$Q_{ca} = a_b A_b (T_b - T_{aa}) \quad (2.90)$$

$$Q_b = c_b \rho_b A_b \delta_b (T_{b(j+1)} - T_{bj}) / \Delta t \quad (2.91)$$

L'équation du bilan thermique du carter d'embrayage peut être obtenue par les équations simultanées (2.89), (2.90), (2.91).

2.3.2 Performances énergétique de l’embrayage [5]

Comme tout appareil de friction, un embrayage est tout d’abord un transformateur d’énergie mécanique en énergie thermique, en tenant compte de la condition de non échauffement.

$$\theta_p + \theta_r + \theta_a \leq \theta_s \tag{2.92}$$

θ_p : température de pointe tirée de l’équation fondamentale de la calorimétrie.

θ_r : température résiduelle éventuelle.

θ_a : température ambiante.

θ_s : température de sécurité (fonction de la nature des garnitures).

2.3.2.1 Méthode calorimétrique

On suppose que la quantité de chaleur dégagée par le travail de friction est conservée dans les masses métalliques voisinant les zones de friction, on néglige donc les pertes par rayonnement, par conduction et par convection, la condition n’est valable que si le temps est très petit.

Le principe consiste à utiliser la loi du calorimètre .c’est à dire $Q_f = Q_f = Mc\Delta\theta$

Tel que :

$$\Delta\theta = \theta_p \qquad \text{Et} \qquad \Delta f = \frac{Wt}{\tau}$$

On aura donc :

$$\theta_p = \frac{wt}{4180\rho \cdot V_1 \cdot c} \tag{2.93}$$

ρ : Masse volumique.

V_1 : Volume des zones métalliques de voisinage.

C : Chaleur massique.

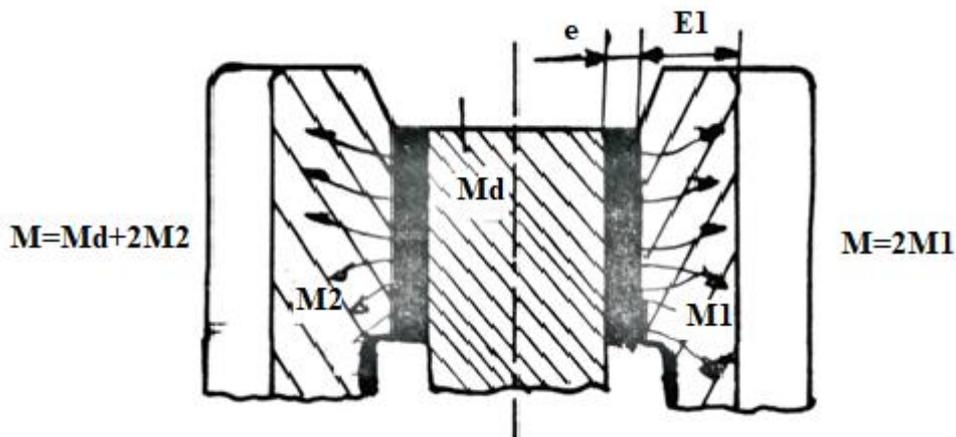


Fig. 2.20 : Les zones de friction

Donc la méthode consiste à la détermination d'un volume minimal, soit des dimensions minimales pour les zones métalliques.

2.3.2.2 Température Résiduelle

La relation empirique dépend généralement de :

V_2 : Circonférentielle moyenne [m/s].

R_1 : Rayon moyen du disque [m]

ω_m, ω_r : vitesse motrice ou réceptrice, selon que les masses métallique sont solidaires.

F: fréquence de marche.

$$\theta_r = \frac{3300}{V_2 + 10} (2.72\pi m + 1.17\delta\pi m) \quad (2.94)$$

Avec :

$$\mathbf{v} = \frac{1 \int_0^T \mathbf{RmWdt}}{\mathbf{T}} \quad (2.95)$$

$\omega = \omega_m \text{ ou } \omega = \omega_r$

NB : Dans le cas où $\omega =$ constante pendant le temps de marche $\sum t_1$ alors :

$$\mathbf{v} = \mathbf{R} \cdot \omega \cdot \varphi / \rho = \frac{\sum t_i}{T} \quad (2.96)$$

La puissance spécifique moyenne par cycle d'opération en [KW/dm²]

$$\pi moy = \frac{1}{2} \pi max \sum t_1 / T \quad (2.97)$$

Et

$$\pi max = \frac{Pfmax}{S_2} \quad (2.98)$$

S_2 :aire surface métal frottant [dm²]

$\sum t_1$: durée totale du patinage pour un cycle de periode T.

2.3.2.3 Température Ambiante

C'est la température de l'air au voisinage pour la zone de friction, en général elle attient une valeur de 20°C ; mais puisque l'ensemble est sous un carter, on la majore d'une quantité

$$\theta_a = 20 + 1.5\theta'r \quad (2.99)$$

La valeur de $\theta'r$ est obtenue en posant $\mathbf{v}=0$ et πmoy avec S' qui est la surface extérieure du carter dans la formule de θr

L'équation calorimétrique 2.92 devient

$$\theta p + \theta r + \theta a + 1.5\theta' \leq \theta s \quad (2.100)$$

Pour l'usure des garnitures, on admet 1mm l'usure l/dm²

pour un travail de 40 à 80 Kw.h à l'état sec.

2.4 CONCLUSION

Au terme de ce chapitre on peut constater l'importance des études mécanique et thermique pour la compréhension du fonctionnement de l'embrayage à friction pour automobile, chose impérative pour approcher la conception de ce type d'organe vital dans la chaîne de transmission de puissance entre le moteur et la boîte vitesse et par extension aux roues motrices.

Chapitre 03

**SIMULATION NUMERIQUE DU CONTACT D'UNE
GARNITURE D'UN DISQUE EMBRAYAGE**

3.1. INTRODUCTION

La complexité des systèmes physiques ou technologiques destinés à être conçus ou étudiés a conduit à employer des méthodes numériques basées sur le principe d'approcher une solution nominale le plus possible, mais celles-ci exigent de grands calculs nécessitant des calculateurs efficaces.

Dans le présent chapitre est consacré à la simulation numérique du contact entre le volant moteur, disque d'embrayage et plateau). Pour ce faire, on a exposé en premier lieu le problème de l'étude de cas, en deuxième lieu on a effectuer la conception des éléments (volant moteur, disque d'embrayage et plateau) pour obtenir le modèle numérique sous environnement Solidworks et en troisième lieu en a procéder à la simulation numérique du contact avec friction en utilisant le module Solidworks simulation et afficher les résultats sous forme de contraintes, déplacements et déformations.

3.2. SPECIFICATION DU PROBLEME [14]

Dans notre cas, il s'agit de faire une simulation numérique qui concerne l'embrayage à friction marque Valeo, qui équipe le véhicule automobile marque Peugeot 207. Les caractéristiques géométriques de disque d'embrayage en question sont données dans le tableau 3-1 et les caractéristiques mécaniques de disque d'embrayage sur le tableau 3-2.

Tab 3-1: Caractéristiques géométriques de disque d'embrayage [15]

Volant moteur	Diamètre extérieur	230 mm
	Diamètre intérieur	60 mm
	Epaisseur	10 mm
Disque embrayage	Diamètre extérieur	180 mm
	Diamètre intérieur	125 mm
	Epaisseur	4 mm
Plateau	Diamètre extérieur	190 mm
	Diamètre intérieur	126,50 mm
	Epaisseur	5,5 mm

Tab 3-2: Caractéristiques mécaniques de disque d'embrayage[16-17]

	Garniture
Module de Young (Gpa)	1029
Coefficient de poisson	0.25
Masse volumique (kg/m ³)	1400
Coefficient de frottement	0.2

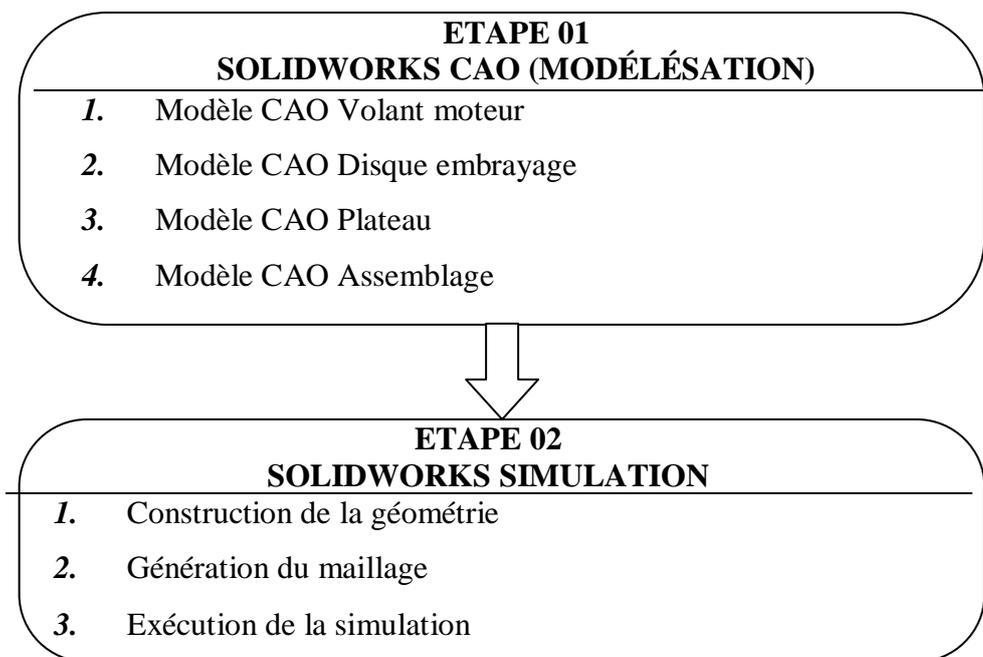
3.3. SIMULATION**3.3.1. Présentation du logiciel "SOLIDWORKS [18]**

Le logiciel SOLIDWORKS est un modéleur volumique permettant de créer des pièces complexes en 3 dimensions. Ces pièces peuvent être ensuite utilisées pour créer des mises en plan en 2D et des assemblages de plusieurs pièces entre elles.

SOLIDWORKS est un système à cotation piloté. On peut spécifier des côtes et rapports géométriques entre les éléments. Un changement de côte entraîne un changement de taille de la pièce, tout en préservant l'intention de conception.

Un modèle SolidWorks est constitué de pièces, d'assemblages et de mise en plan. Les pièces, les assemblages et les mises en plan affichent le même modèle dans des documents différents. Les changements opérés sur le modèle dans l'un des documents se propagent aux autres documents contenant ce modèle.

. Les étapes de simulation sont données sur la figure



3.3.2. Etapes SOLIDWORKS CAO

1° Lancer Solidworks

Bureau Windows

↳ Icône Solidworks → Bouton gauche: Double click

1.2. Lancer le Solidworks CAO

Solidworks → Boîte à outils → Liste: **nouveau**

↳ une représentation 3d d'un simple composant de conception → Bouton gauche: Double click

1.3. Création de la géométrie

Barres d'outils → outils de dessin d'esquisse → click cercle → outil de cotation intelligente → click 2ème cercle → outil de cotation intelligente

Barres d'outils → outils d'ajout de matière → click bossage extrudé → validé → enregistré

1.4. Création d'assemblage

Le module assemblage est le deuxième module élémentaire de SOLIDWORKS, permettant d'effectuer l'assemblage des pièces que l'on a élaboré préalablement dans le module pièce.

1.4.1. Lancer l'assemblage

Solidworks → Boîte à outils → Liste: **nouveau**

↳ une composition 3D de pièce et / ou d'autres assemblage → Bouton gauche: Double click

Assemblage → commencer l'assemblage → parcourir → insérer les pièces (volant moteur, disque embrayage et plateau)

Boîte à outils → outils de contrainte entre les composants → **sélectionné les contrainte** → contrainte standard ↳ Coaxiale → **coïncidente** → valider → enregistré

L'exploitation des spécifications initiales du problème et des données géométriques du volant moteur, disque embrayage et plateau)

Ainsi que l'application de la méthodologie de la démarche d'exploitation de solidworks a permis à ce dernier de générer **figure 3.1 figure, 3.2 figure 3.3 et figure 3.4**

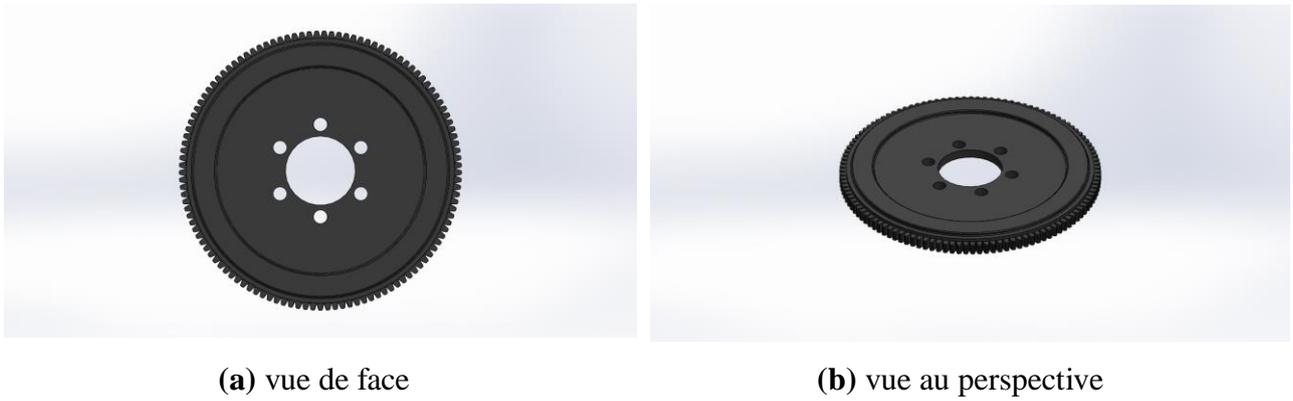


Fig. 3.1 Modèle CAO du volant moteur

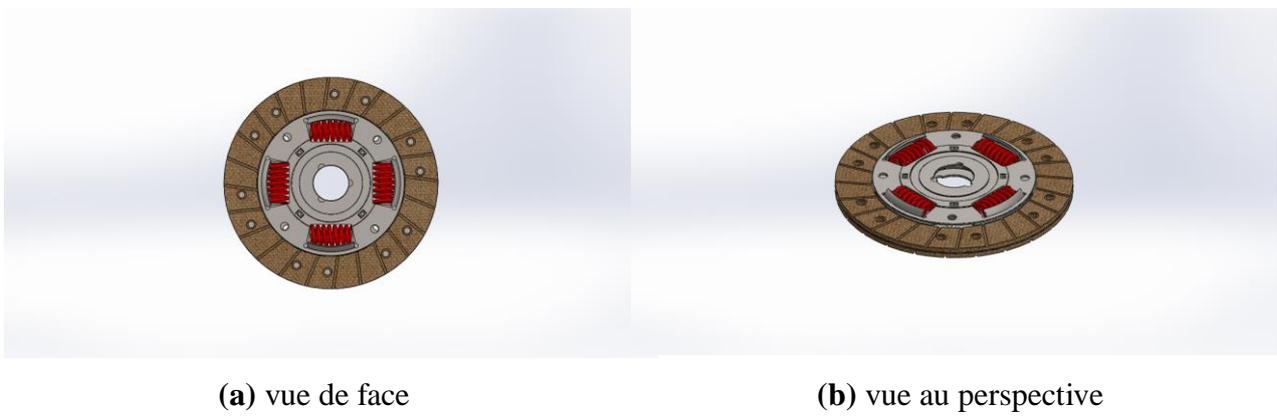


Fig. 3.2 : Modèle CAO du disque embrayage

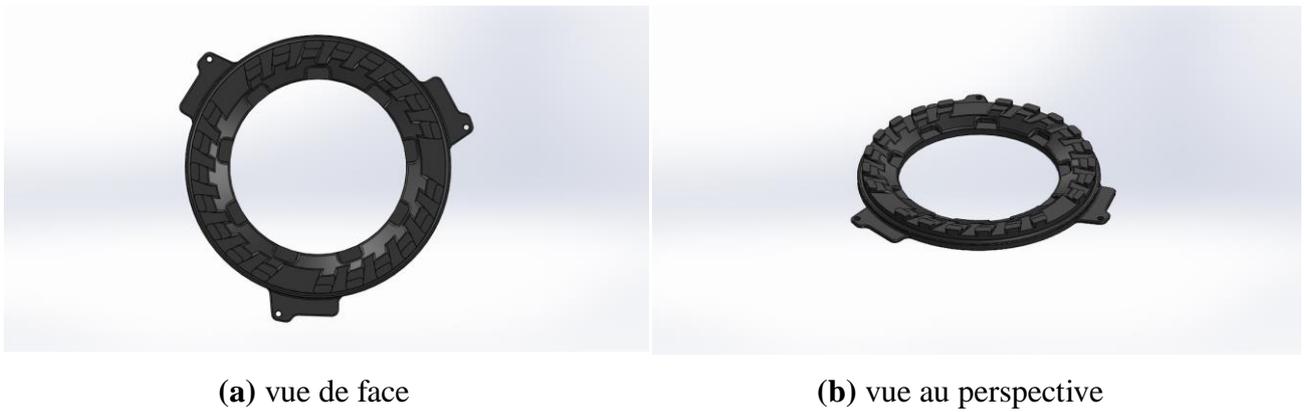


Fig. 3.3 : Modèle CAO du plateau

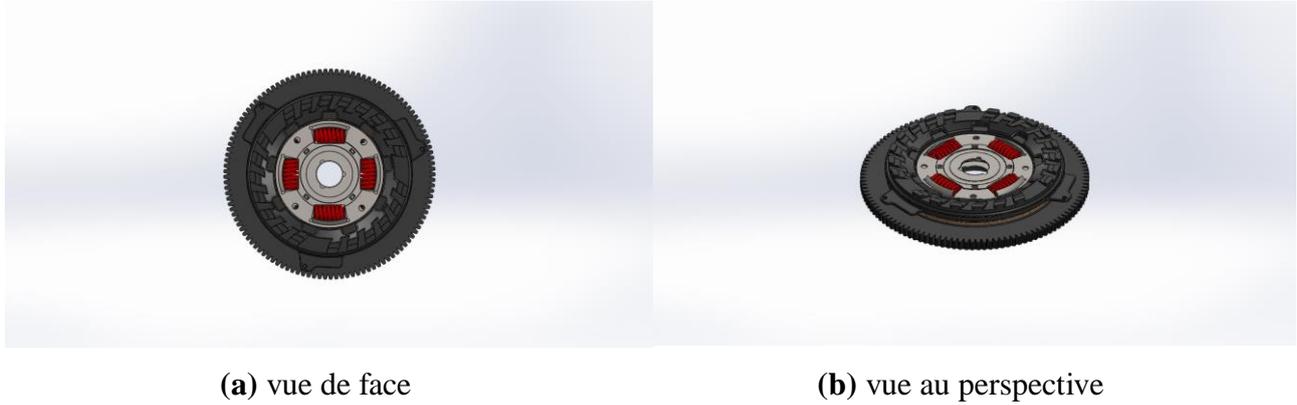


Fig. 3.4 : Modèle CAO de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)

3.3.3. Etapes SOLIDWORKS IAO [19]

SOLIDWORKS Simulation est un portefeuille d'outils d'analyse structurelle faciles à utiliser qui font appel à la méthode d'analyse par éléments finis (FEA) pour prédire le comportement physique réel d'un produit en testant virtuellement des modèles de CAO.

Le portefeuille propose des fonctionnalités d'analyse dynamique et statique non linéaire et linéaire. SolidWorks Simulation permet de tester le comportement mécanique des pièces et des assemblages modélisés dans SolidWorks.

SolidWorks Simulation permet de faire une étude : Statique, Fréquentielle, Flambement, Thermique, Test de chute, Fatigue et Dynamique (Modale, harmonique, spectrale et aléatoire).

Dans notre cas, il s'agit de simuler le contact glissant avec aspect thermique entre un disque annulaire et plateau.

Pour ce faire, la démarche qui conduit à une simulation, est donnée comme suit :

1° Type d'analyse

Barre d'outils → Onglet Simulation → Boîte à outils → Nouvelle étude → Analyse statique

2° Définition des connexions → contact entre composants

3° Définition déplacements imposés → géométrie fixe → la pression

Boîte à outils → analyse statique

4° Changements externes

5° Maillage



(a) Répartition du Chargement de force

(b) Répartition du chargement de pression

Fig. 3.5 : Chargement extérieur appliqué sur l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)

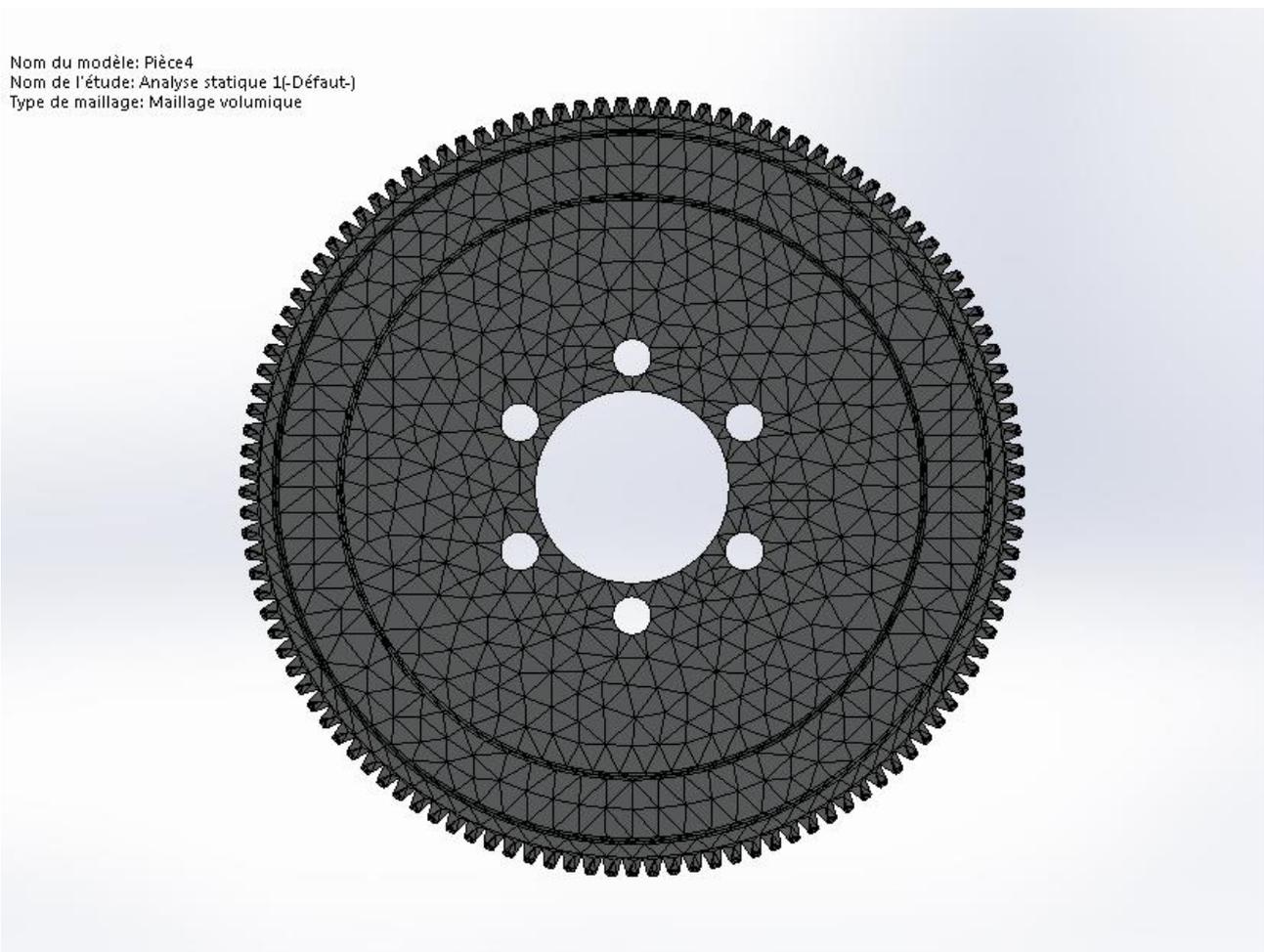


Fig3.6: Maillage de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)

3.4. Exécution de la simulation :

3.4.1. Analyse statique 1

3.4.2. Contrainte statique de l'assemblage

Nom du modèle: Assemblage3
 Nom de l'étude: Analyse statique 2(-Défaut-)
 Type de tracé: Analyse statique contrainte nodale Contraintes1
 Echelle de déformation: 559419

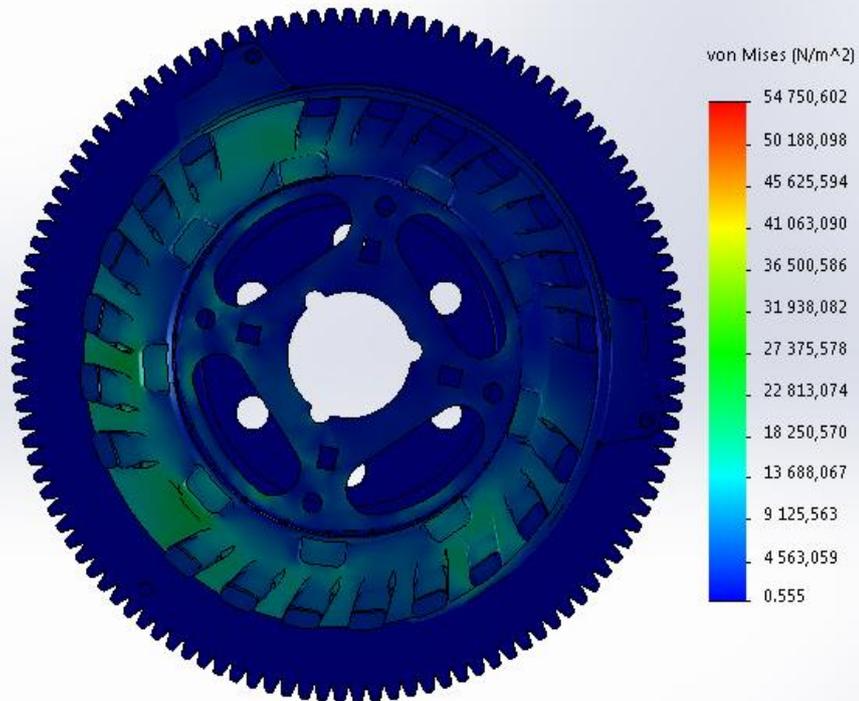


Fig. 3.7 : Contrainte statique de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)

La figure 3.7 montre l'ensemble constitué du volant moteur, disque d'embrayage et plateau, ce groupe de pièces est sollicité par un chargement extérieur sous forme d'une pression uniforme de 3400 N/mm^2 fournie par le diaphragme applique sur la surface annulaire de la garniture.

Cette simulation permet d'analyser la répartition des contraintes générées au niveau de l'ensemble.

Les résultats fournis par l'étude statique dans Solidworks, donne la répartition de la contrainte de von-mises. Cette dernière admis une valeur de 54750.602 N/mm^2 comme contrainte maximale au niveau de contact plateau garniture et une valeur de 0.555 N/mm^2 comme contrainte minimal.

3.4.3. Déplacement statique de l'assemblage

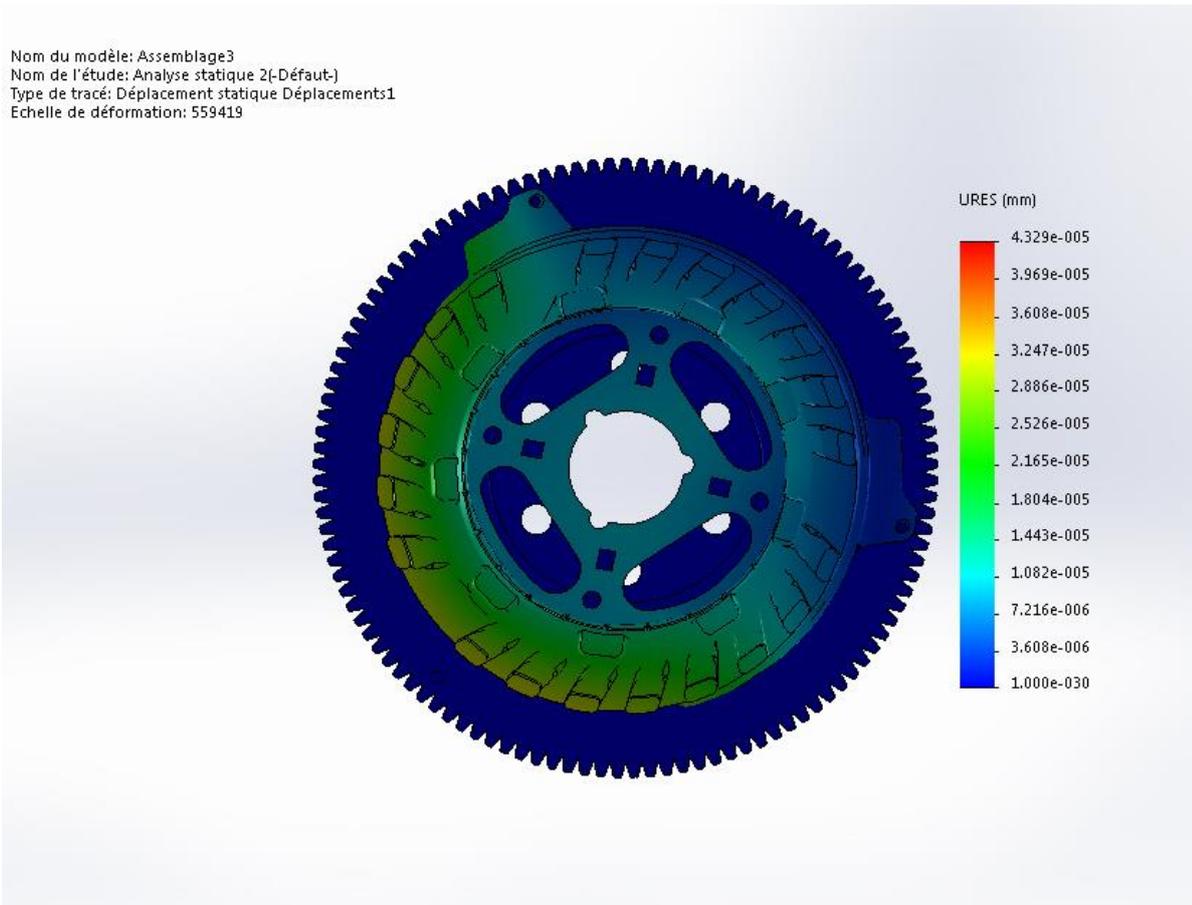


Fig. 3.8 : Résultats obtenus du déplacement statique de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)

La figure 3.8 montre l'ensemble constitué du volant moteur, disque d'embrayage et plateau, ce groupe de pièces sollicité par un chargement extérieur sous forme d'une pression uniforme de 3400 N/mm^2 appliquée sur la surface annulaire de la garniture.

Cette simulation permet d'analyser la répartition des déplacements générés au niveau de l'ensemble.

Les résultats fournis par l'étude statique dans Solidworks, donne la répartition du déplacement.

Cette dernière admet une valeur de $4.329 \times 10^{-5} \text{ mm}$ comme déplacement maximal au niveau de contact plateau garniture et de $1.000 \times 10^{-30} \text{ mm}$ comme un déplacement minimal.

3.4.4. Déformation statique de l'assemblage

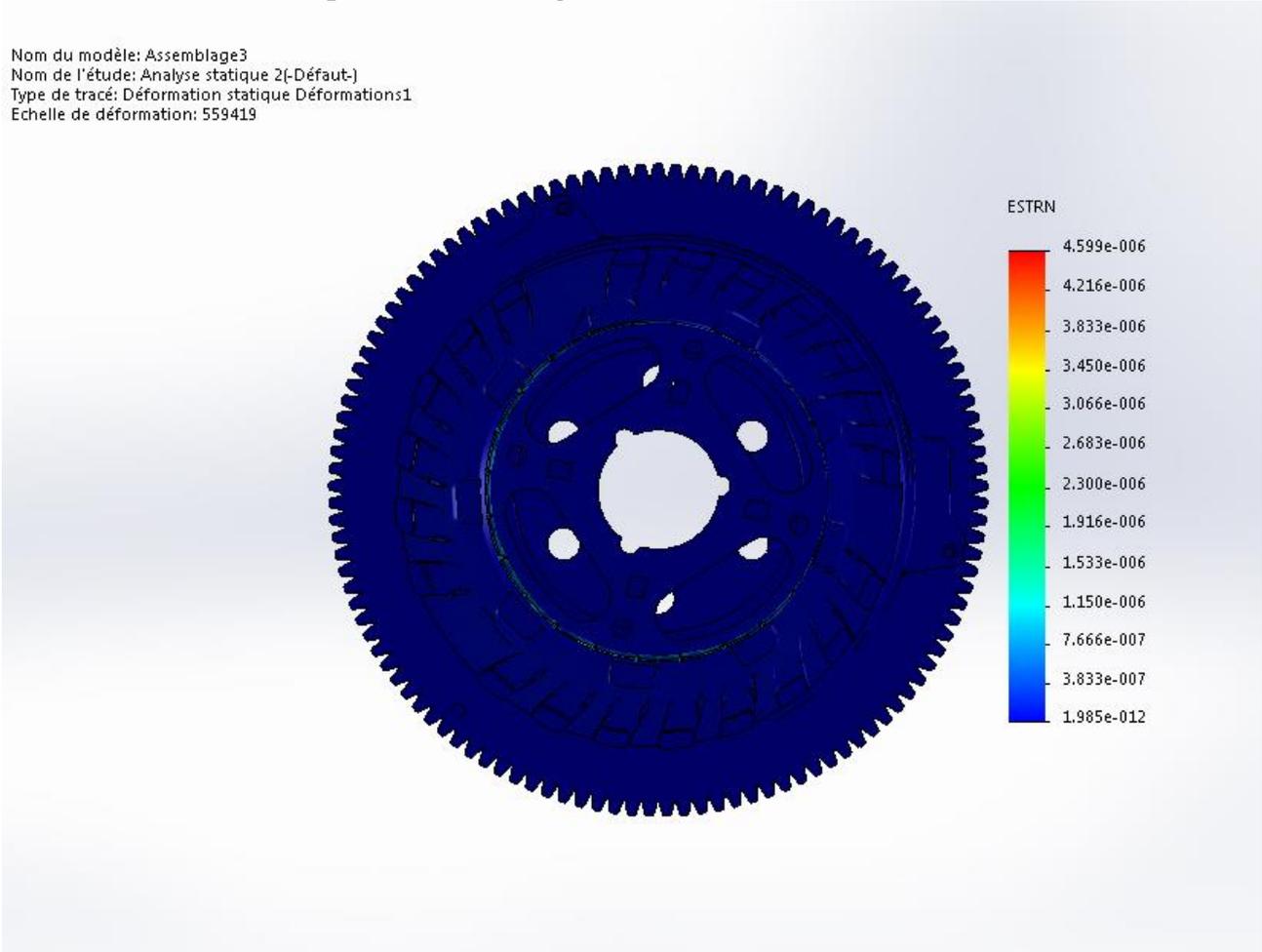
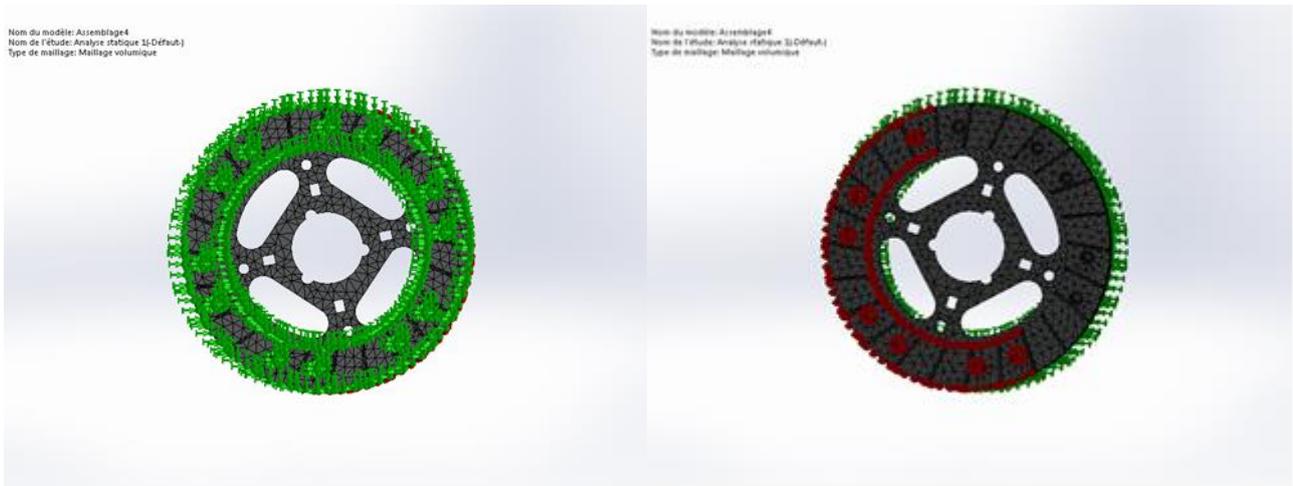


Fig. 3.9 : Résultats obtenues de la déformation statique de l'ensemble (Volant moteur, Disque d'embrayage et plateau)

La figure 3.9 montre l'ensemble constitué du volant moteur, disque d'embrayage et plateau, ce groupe de pièces sollicité par un chargement extérieur sous forme d'une pression uniforme de 3400 N/mm^2 applique sur la surface annulaire de la garniture.

Cette simulation permet d'analyser la répartition des déformations générées au niveau de l'ensemble.

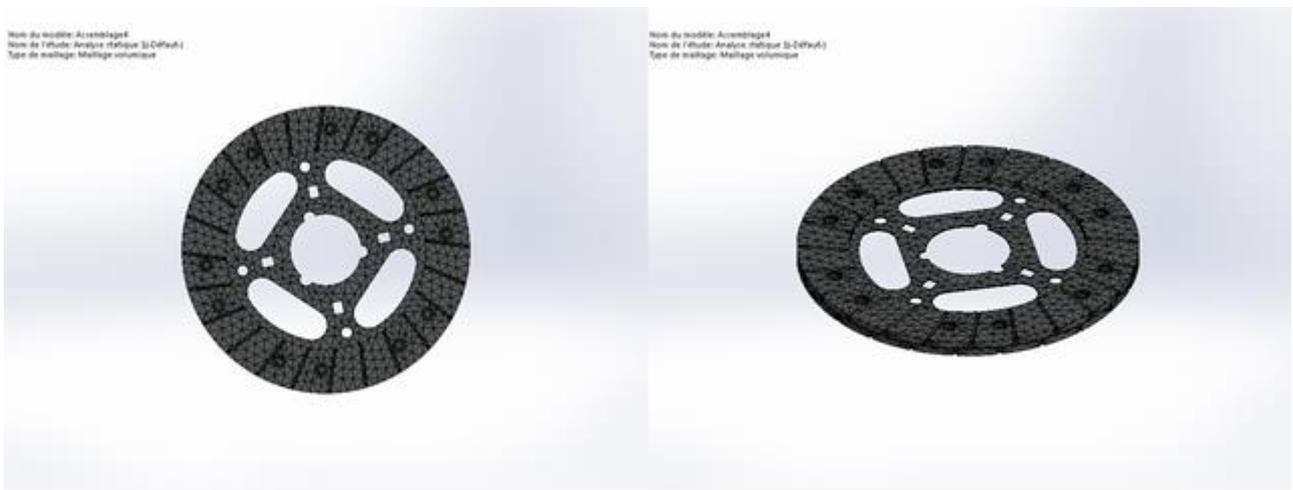
Les résultats fournis par l'étude statique dans Solidworks, donne la répartition de la déformation. Cette dernière admis une valeur de $4.599\text{e-}006$ comme déformation maximale au niveau de contact plateau garniture et une valeur de $1.985\text{e-}012$ comme une déformation minimal.



(a) Répartition du Chargement de force

(b) Répartition du chargement de pression

Fig. 3.10 : Chargement extérieur appliqué sur la garniture d'un disque embrayage



(a) vue de face

(b) vue au perspective

Fig. 3.11 : Maillage de la garniture d'un disque embrayage

3.4.5. Contrainte statique d'une garniture d'un disque embrayage

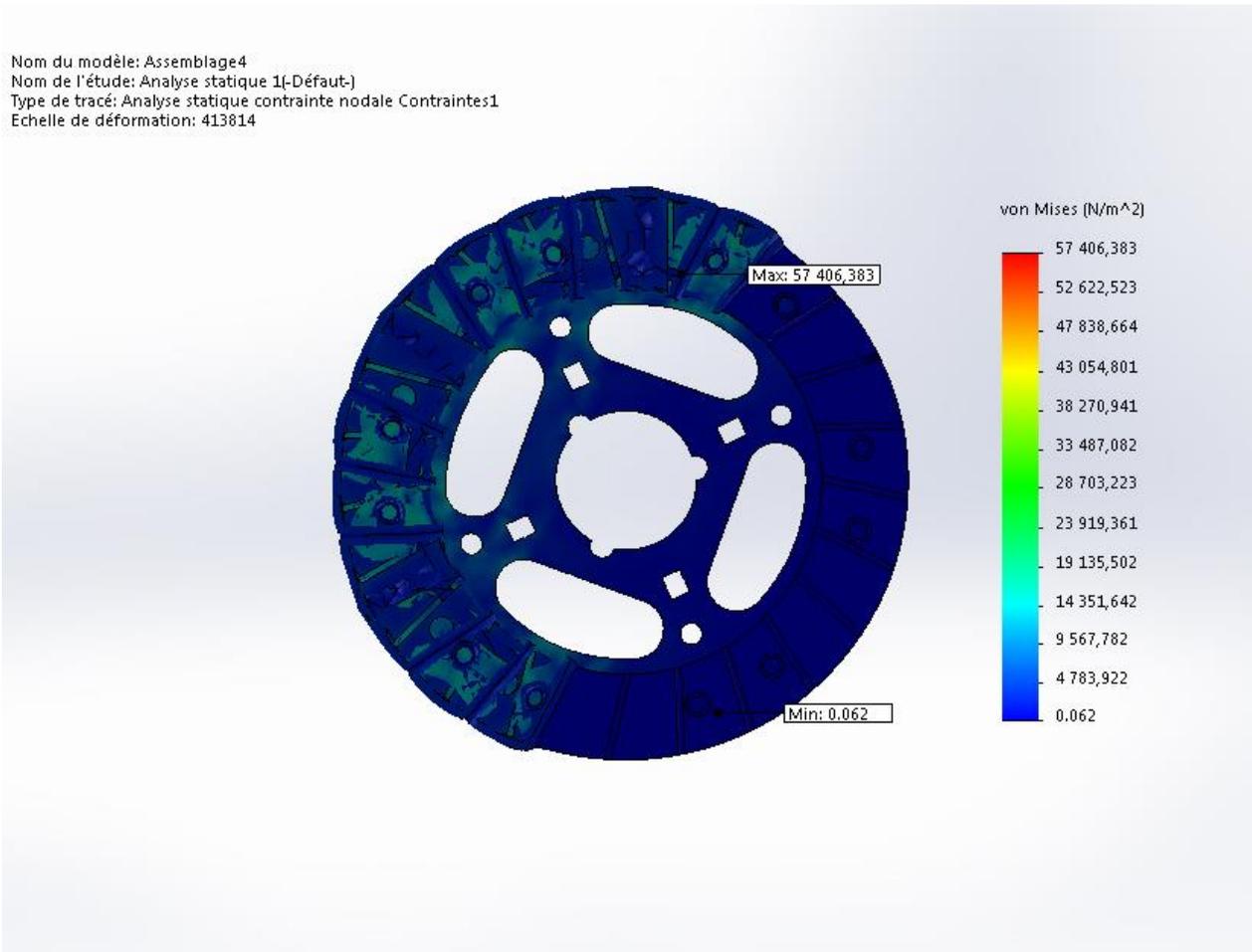


Fig. 3.12 : Résultat obtenues des contraintes de la garniture d'un disque embrayage

La figure 3.12 montre la garniture de disque embrayage sollicité à un chargement extérieur voir figure 3.11 sous forme d'une pression uniforme de 3400N/mm^2 applique sur la surface annulaire de la garniture.

Cette simulation permet d'analyser la répartition de contraintes générées au niveau de la garniture. Les résultats fournis par l'étude statique dans Solidworks, donne la répartition de la contrainte de von-mises. Cette dernière admis une valeur de 57406.383 N/mm^2 comme contrainte maximale au niveau de contact plateau garniture et une valeur de 0.062 N/mm^2 comme contrainte minimal.

3.4.6. Déplacement statique d'une garniture d'un disque embrayage

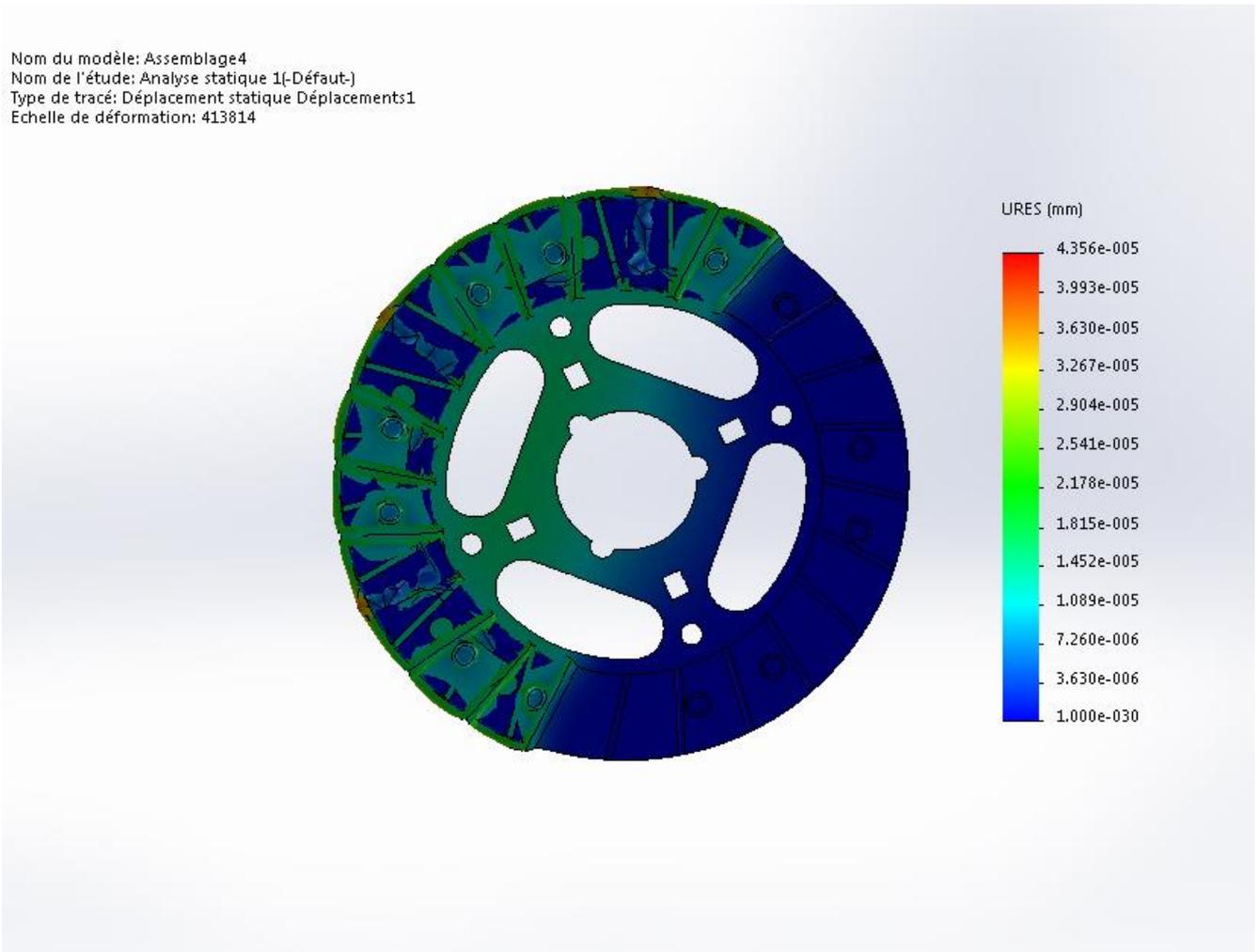


Fig. 3.13 : Résultats obtenus du déplacement de la garniture d'un disque embrayage

La figure 3.13 montre la garniture d'un disque embrayage sollicité par un chargement extérieur voir la figure 3.11 sous forme d'une pression uniforme de 3400 N/mm^2 appliquée sur la surface annulaire de la garniture.

Cette simulation permet d'analyser la répartition des déplacements générés au niveau de la garniture.

Les résultats fournis par l'étude statique dans Solidworks, donne la répartition du déplacement. Cette dernière admet une valeur de $4.356 \times 10^{-5} \text{ mm}$ comme déplacement maximale au niveau de contact plateau garniture et une valeur $1.000 \times 10^{-30} \text{ mm}$ comme un déplacement minimal.

3.4.7. Déformation statique d'une garniture d'un disque embrayage

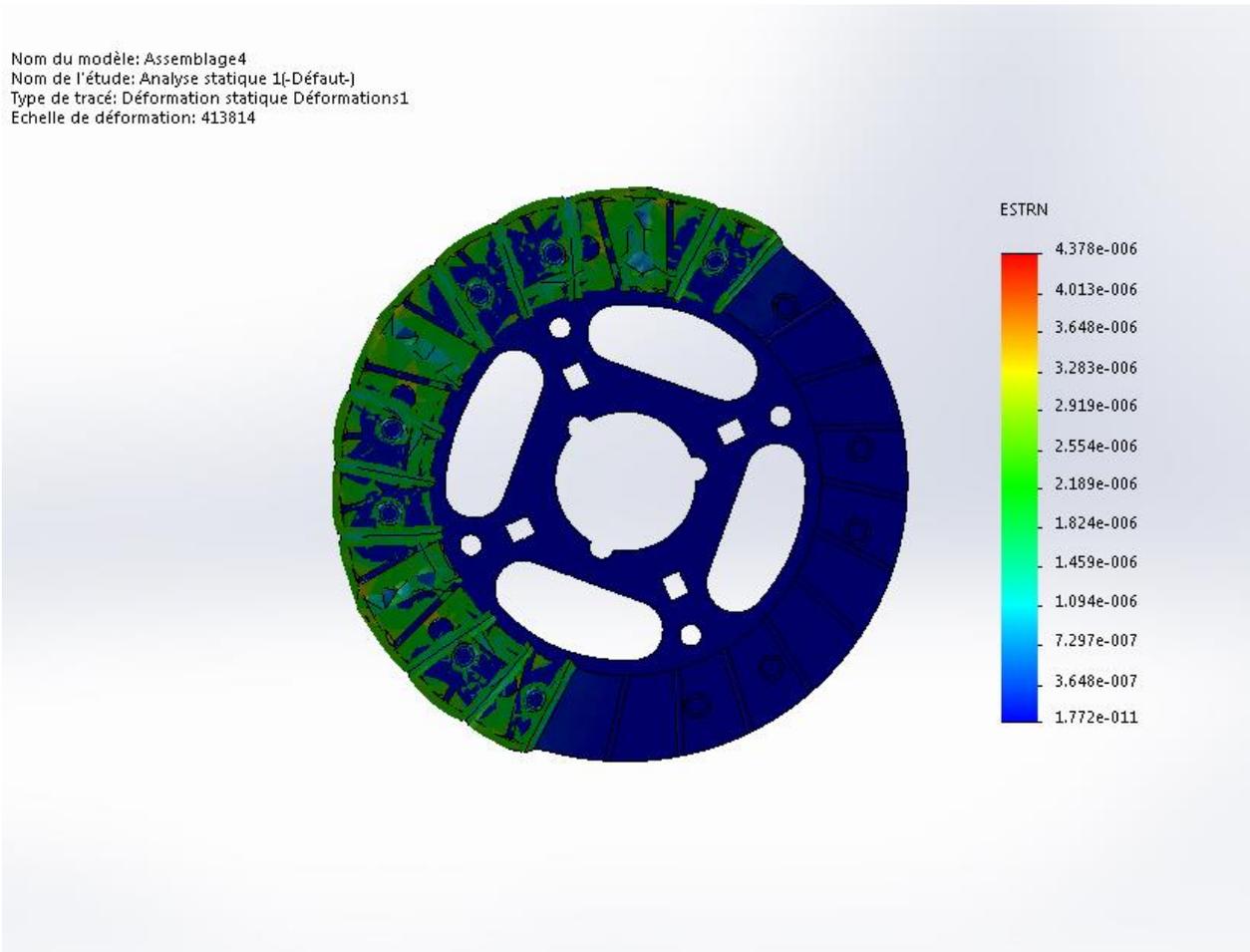


Fig. 3.14 : Résultats obtenues de la déformation de la garniture d'un disque embrayage

La figure 3.14 montre la garniture d'un disque embrayage sollicité par un chargement extérieur voir la figure 3.11 sous forme d'une pression uniforme de 3400N/mm^2 appliquée sur la surface annulaire de la garniture.

Cette simulation permet d'analyser la répartition des déformations générées au niveau de la garniture.

Les résultats fournis par l'étude statique dans Solidworks, donne la répartition de la déformation. Cette dernière admis une valeur de $4.378\text{e-}006$ comme déformation maximale au niveau de contact plateau garniture et une valeur de $1.772\text{e-}011$ comme déformation minimal.

3.5. CONCLUSION

Au terme de ce chapitre la simulation avec SOLIDWORKS simulation a permis de dégager la répartition des contraintes, déplacements et des déformations générées dans l'ensemble (volant moteur, disque d'embrayage et plateau) lors du fonctionnement de l'embrayage. Et d'obtenir des résultats sans faire des essais expérimentaux et aboutir à sa destruction, donc perte de matière, perte de temps ce qui influe sur le coût et le prix de reviens de la pièce intégrée. L'objectif de la simulation est de faire plusieurs tests sur différents matériaux afin de choisir le plus adéquat à une conception plus ou moins judicieuse et économique.

**CONCLUSION
GÉNÉRALE**

Au terme de ce mémoire, qui synthétise le projet de fin d'études de notre cursus universitaire au sein du département de génie mécanique de la faculté des sciences appliquées de l'université de Tiaret, le fait de traiter une étude de cas nous a donné l'occasion d'acquérir et de renforcer nos connaissances sur les réalités de l'activité de conception chez un ingénieur. En outre, le thème traité par notre projet de fin d'études nous a montré en tant qu'étudiants en master spécialité construction la voie vers l'intégration dans notre future activité professionnelle.

On peut dire et juger que les objectifs fixés et tracés dans notre plan de travail ont été atteints étant donné qu'on n'a pu présenter une étude mécanique et thermique ayant pour objet l'embrayage à friction pour véhicule automobile légers. Autrement dit, nous avons pu, dans un premier temps étudier le système mécanique du point de vue dynamique, contact et thermique. Dans un deuxième temps, nous avons procédé à la modélisation CAO du système embrayage grâce à l'environnement Solidworks et son système d'analyse "Statique", qui nous a aidés et assistés à présenter les résultats sous forme de cartographie pour contraintes, déplacement et déformations.

En ce qui concerne les résultats obtenus, notre simulation a fournie en guise de résultats la distribution des contraintes mécaniques, les déplacements prévisibles ainsi que les déformations possibles. Il est à noter que le manque de données pratiques ainsi que les difficultés liées à l'exploitation du logiciel Solidworks et à la simulation, mettent les résultats obtenus sujet à une comparaison réelle et à une vérification.

Dans le but d'améliorer d'une part les performances d'un embrayage à friction pour automobile, en tant qu'organe critique dans la transmission de puissance entre le moteur et la boîte des vitesses, et d'améliorer d'autre part la qualité de l'action d'embrayage, le résultat de notre travail peut servir comme source à toute personne voulant contribuer à ce travail.

**RÉFÉRENCES
BIBLIOGRAPHIQUES**

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] BENJAMIN HERVE "Crissement d'embrayage analyses linéaire, non-linéaire et étude expérimentale ", Thèse, Ecole centrale de Lyon, 2009
- [2] R. LINDAS. "Embrayages, étude théorique et constitution générale". Techniques de l'Ingénieur, B5850 , 1987.
- [3] R. LINDAS. "Embrayages, étude technologique". Techniques de l'Ingénieur, B5851, 1987
- [4] FRANCIS ESNAULT, PIERRE AGATI, "transmission de puissance. Applications ",
- [5] MESBAH SLAMI, MOHAMED CHERIF RABEH EL-BACHIR, "Etude d'un embrayage d'un véhicule particulier", mémoire d'ingénieur, INES de Tiaret , 1992
- [6] L.CHAMPANEY "Contact unilatéral entre solides élastiques", Notes du cours éléments Finis du DESS Dynamique des Structures Modernes dans leur Environnement, UVSQ.
- [7] LEGUILLON, D : La méthode des éléments finis, Notes de cours du DESS DSME, 1999.
- [8] DUVAUT, G. ET LIONS, J.L : Les inégalités variationnelles en mécanique et en physique, Dunod, Paris, 1972.
- [9] GERADIN, M. ET RIXEN, D, "Théorie des vibrations", Masson, Paris, 1993.
- [10] HIBBIT, KARLSON ANS SORENSEN INC: ABAQUS 5.8 Manuals, 1998.
- [11] CURNIER A, "A theory of friction, Int. J. Solid Structures", 20, 637-647, 1984.
- [12] KUMARA SWAMY, "Transmission thermique à double embrayage à sec (DCT), modèle thermique" [J].SAE, 2015,2015-01-1144-1.
- [13] GANG C, "Capteur de température virtuel en temps réel pour la transmission Embrayages", [J]. SAE, 2015,2015-01-1144-1.
- [14] OSCARO, <https://www.oscaro.es/> Kit de embrayage VALEO 832427 **PEUGEOT 207 5** Puertas 1.4 e 75 cv
- [15] <http://youtube:/ #253> solidworks tutoriel complète clutch, travaille de thomas, ajouter le 8 déc 2016.
- [16] ALI BELHOCINE "Etude thermomécanique des disques de frein",Thèse doctorat université des sciences et de la technologie d'Oran Mohamed boudiaf, Année universitaire 2011/2012
- [17] Y.YILDIZ and M.DUZGUN "stress analysis of ventilated brake dises using the finite element method" International journal of Automotive Technology, Mechanical Department, Faculty of Technical Education, Gazi University, Ankara 06500,Turkey 21 January 2009
- [18] Présentation de logiciel solidworks, BTS AMCR, lycée Bel Air , février 2019
- [19] Etude conception et simulation sous solidworks d'un système de freinage, présenté par Rabbah abd eraouf, année 2018-2019

ملخص

الهدف من هذا العمل هو تقديم محاكاة للسلوك الميكانيكي لقوابض الاحتكاك للمركبات ذات المحركات من أجل التنبؤ بسلوك التعب. في الخطوة الأولى ، نتعامل مع الجانب الميكانيكي للدراسة من خلال ظاهرة التلامس مع الاحتكاك الجاف الذي يحدث بين القرص وألواح القابض. في الخطوة الثانية ، نقترب من الجانب الحراري للدراسة وهذا من خلال عرض الأنماط المختلفة لنقل الحرارة التي تحدث في قرص القابض قيد الخدمة من خلال مراعاة التدرجات الحرارية وتدفق الحرارة الناتج عن الاحتكاك أثناء التوظيف. يتم التعامل مع الجانب الحراري مع الأخذ في الاعتبار تأثير عدد من المعلمات مثل طبيعة وشكل الأسطح الملامسة ، ووضع التبريد ، ومواد التصميم. لتجميع جانب الدراسة الميكانيكية ، تم إجراء محاكاة رقمية في إطار محاكاة *solidworks* . أسفرت محاكاة حالة عملية عن الإجهادات ، والتقلبات ، وكذلك التشوهات الناتجة في بطانة قرص القابض الذي يمثل القطعة المركزية في مجموعة القابض. الكلمات المفتاحية: القابض ، الاحتكاك ، الاتصال ، الميكانيكا ، المحاكاة

Abstract

The object of this work is to present a simulation on the mechanical behavior of friction clutches for motor vehicles in order to predict their fatigue behavior. In a first step, we approach the mechanical aspect of the study through the phenomenon of contact with dry friction which takes place between the disc and the clutch plates. In a second step, we approach the thermal aspect of the study and this through the presentation of the different modes of heat transfer that take place in a clutch disc in service by considering the thermal gradients and the heat flow generated by friction during training. The thermal aspect is treated taking into account the influence of a number of parameters such as the nature and shape of the surfaces in contact, the cooling mode, the design materials. To synthesize the mechanical study aspect, a numerical simulation was carried out under solidworks simulation in the Solidworks environment. The simulation of a practical case yielded as a result the stresses, displacements as well as the deformations generated in the lining of the clutch disc which is the centerpiece in a clutch kit.

Keywords: Clutch, Friction, Contact, mechanics, Simulation

Résumé

L'objet de ce travail est de présenter une simulation sur le comportement mécanique des embrayages à friction pour véhicules automobiles afin de prédire leur tenue en fatigue. Dans une première étape, on aborde l'aspect mécanique de l'étude à travers le phénomène du contact avec frottement sec qui a lieu entre le disque et les plateaux d'embrayage. Dans une deuxième étape, on aborde l'aspect thermique de l'étude et cela à travers la présentation des différents modes de transferts thermiques qui ont lieu dans un disque d'embrayage en service en considérant les gradients thermiques et le flux de chaleur généré par frottement lors de l'entraînement. L'aspect thermique est traité en tenant compte l'influence d'un certains nombre de paramètre tel que la nature et la forme des surfaces en contact, le mode de refroidissement, les matériaux de conceptions. Pour synthétiser l'aspect étude mécanique, une simulation numérique a été menée sous solidworks simulation dans l'environnement de Solidworks. La simulation d'un cas pratique a fournie en guise de résultat les contraintes, les déplacements ainsi que les déformations générés dans la garniture du disque d'embrayage qui est la pièce maitresse dans un kit d'embrayage.

Mots-clés: Embrayage, Friction, Contact, mécanique, Simulation
